

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 de Génie Mécanique
Réf :



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

Thèse présentée en vue de l'obtention du grade de
Docteur en Sciences
Spécialité : Génie Mécanique

Par
Chawki Mahboub

Intitulée

Etude des phénomènes de transfert thermique dans les échangeurs de la chaleur destinés aux applications solaires

Soutenue publiquement le 05/04/2016 devant le jury composé de :

Mr Abdelhafid Brima	Pr., Université de Biskra	Président
Mr Noureddine Moumni	Pr., Université de Biskra	Directeur de thèse
Mr Abdelhafid Moumni	Pr., Université de Biskra	Examineur
Mr Saadi Bougoul	Pr., Université de Batna	Examineur
Mme Sihem Djouimaa	M.C. (A), Université de Batna	Examinatrice
Mr Kamel Masmoudi	M.C. (A), Université de Batna	Examineur

*A la mémoire de mon père, à ma mère,
... et à la mémoire de Belhadj Barkat*

Remerciements

Je veux remercier tout d'abord mon Dieu **Allah** tout puissant ;

Puis je tiens à exprimer mes remerciements les plus sincères à mon directeur de thèse, Professeur **Noureddine Moumni**, pour avoir accepté la direction de cette thèse, pour m'avoir guidé, conseillé, et surtout pour sa confiance totale en moi et sa patience tout au cours de ce travail ;

Je voudrais remercier tout particulièrement Professeur **Abdelhafid Brima** pour avoir accepté de consacrer son précieux temps à l'examen de ce travail et également pour son soutien et ses encouragements indéfectibles ;

Je tiens à remercier chaleureusement Professeur **Abdelhafid Moumni** pour son aide et ces conseils ;

Toute ma reconnaissance va au Professeur **Saadi Bougoul**, Docteur **Sihem Djouimaa** et au Docteur **Kamel Masmoudi** pour l'honneur qu'ils me font de bien vouloir accepter de participer au jury ;

Je souhaite également exprimer ma profonde gratitude à toute ma famille, mes frères et sœurs, en particulier à **Fayçal Mahboub** ;

Enfin, j'aimerais aussi remercier mes chers amis, collègues et tous ceux et celles qui m'ont aidé à réaliser ce travail.

Tables des matières

Remerciements	i
Tables des matières	ii
Tables des figures	v
Liste des tableaux	vii
Nomenclature	viii
Résumé	xi
Chapitre 0 : Introduction générale	01
0.1 Introduction	01
0.2 Motivation et objectifs	01
0.3 Structure de la thèse	02
Références	02
Chapitre 1 : Maîtrise de l'énergie solaire	03
1.1 Introduction	03
1.2 Note historique	03
1.3 Estimation de l'énergie solaire	05
1.4 Conversion de l'énergie solaire	08
1.5 Energie solaire passive et active	09
1.6 Systèmes de conversion thermique de l'énergie solaire	13
1.6.1 Capteurs solaires (insolateurs) plans	13
1.6.2 Capteurs sous vide	14
1.6.3 Systèmes à concentration	16
Références	18
Chapitre 2 : Éléments de thermique des insolateurs plans	19
2.1 Introduction	19
2.2 Configurations et caractéristiques	19
2.3 Transmission de chaleur dans les insolateurs plans	22
2.3.1 Conduction	22
2.3.2 Convection	24
2.3.3 Rayonnement thermique	29
2.4 Coefficient global de transfert thermique	31
2.5 Caractéristiques optiques effectives	32
2.6 Modélisation thermique	33
2.7 Performance des insolateurs plans	36
2.7.1 Rendement thermique	36

2.7.2	Modificateur de l'angle d'incidence	37
2.7.3	Constante de temps	37
	Références	38
Chapitre 3	Convection due au vent	40
3.1	Introduction	40
3.2	Ecoulements externes	40
3.2.1	Ecoulement de fluides parfaits	40
3.2.2	Ecoulement parfait irrotationnel	41
3.2.3	Ecoulement potentiel autour d'un dièdre	42
3.2.4	Théorie de la couche limite	43
3.2.5	Equation de Falkner–Skan	46
3.3	Coefficient de convection due au vent	47
3.3.1	Revue de littérature	47
3.3.2	Approche théorique	50
3.3.3	Méthodes	52
3.3.4	Validation	54
3.4	Résultats et discussion	54
3.5	Conclusion	57
	Références	57
Chapitre 4	Modélisation des pertes thermiques	59
4.1	Introduction	59
4.2	Equations de bilan thermique	59
4.3	Revue de littérature	60
4.3.1	Coefficient de pertes thermiques en avant	60
4.3.2	Température de vitrage	62
4.3.3	Limitation	65
4.4	Insolateur 60° v-ondulé	65
4.4.1	Convection naturelle	66
4.4.2	Echange radiatif	67
4.4.3	Modèle proposé	68
4.4.4	Validation	69
4.5	Résultats et discussion	70
4.6	Conclusion	77
	Références	77
Chapitre 5	Optimisation des insolateurs à air	79
5.1	Introduction	79
5.2	Revue de littérature	79
5.3	Conception proposée	86
5.4	Matériels et Méthodes	88

5.4.1	Dispositif expérimental	88
5.4.2	Instrumentation	89
5.4.3	Expérimentation	90
5.4.4	Analyse de performance	90
5.5	Résultats et discussion	92
5.6	Conclusion	98
	Références	98
Chapitre 6 :	Conclusion générale	100
Annexe :	Publications	102

Tables des figures

Figure 1.1 :	Capteur solaire plan	14
Figure 1.2 :	Capteur sous vide	15
Figure 1.3 :	Systèmes à concentration	17
Figure 2.1 :	Configurations typiques des insolateurs plans	21
Figure 2.2 :	Schéma d'un absorbeur à ailette	24
Figure 2.3 :	Analogie électrique pour un insolateur plan d'une seule vitre	32
Figure 2.4 :	Réflexion-absorption du rayonnement solaire	33
Figure 2.5 :	Mécanismes de transfert thermique dans les insolateurs plans	35
Figure 3.1 :	Ecoulement potentiel autour d'un dièdre	43
Figure 3.2 :	Développement d'une couche limite le long d'une surface solide	44
Figure 3.3 :	Schéma d'un insolateur plan incliné	51
Figure 3.4 :	Variation du facteur d'angle d'attaque F_A en fonction du paramètre m	56
Figure 4.1 :	Schéma d'un absorbeur en zigzag	65
Figure 4.2 :	Absorption du rayonnement solaire par réflexions successives	66
Figure 5.1 :	Rugosités artificielles en forme de fils transversaux	80
Figure 5.2 :	Rugosités artificielles en forme de delta et ogivales	81
Figure 5.3 :	Insolateur à ailettes perpendiculaires	81
Figure 5.4 :	Insolateur à ailettes parallèles	82
Figure 5.5 :	Section droite d'un insolateur avec ailettes longitudinales et d'un insolateur avec absorbeur ondulé triangulaire	82
Figure 5.6 :	Section droite des insolateurs ondulé et v-ondulé	83
Figure 5.7 :	Insolateurs à double passage plan et v-ondulé	84
Figure 5.8 :	Insolateurs avec matrice de toiles métalliques	84
Figure 5.9 :	Insolateurs à double passage sans et avec milieu poreux	85
Figure 5.10 :	Insolateur avec un absorbeur de copeaux de fer	86
Figure 5.11 :	Schéma de l'insolateur courbe	87
Figure 5.12 :	Dispositif expérimental	88
Figure 5.13 :	Instruments de mesure	89
Figure 5.14 :	Rayonnement solaire incident sur une surface courbe inclinée	91
Figure 5.15 :	Evolutions de l'écart de température de l'air et de l'intensité du rayonnement solaire en fonction du temps (25 juin 2013) pour un débit de 0.018 kg/sm^2	93
Figure 5.16 :	Evolutions de l'écart de température de l'air et de l'intensité du rayonnement solaire en fonction du temps (24 juin 2013) pour un débit de 0.0293 kg/sm^2	93

Figure 5.17 : Evolutions de l'écart de température de l'air et de l'intensité du rayonnement solaire en fonction du temps (27 juin 2013) pour un débit de 0.0385 kg/sm^2	94
Figure 5.18 : Evolutions de l'écart de température de l'air et de l'intensité du rayonnement solaire en fonction du temps (30 juin 2013) pour un débit de 0.0466 kg/sm^2	94
Figure 5.19 : Variations de la chute de pression et de la puissance électrique consommée en fonction du débit massique par unité de surface	95
Figure 5.20 : Variations du rendement thermique et du rendement effectif (thermo-hydraulique) en fonction du débit massique par unité de surface	96
Figure 5.21 : Variation du rendement thermique instantané en fonction de la température caractéristique $(T_s - T_a)/G$	97

Liste des tableaux

Tableau 1.1 : Propriétés des systèmes passifs et actifs	10
Tableau 1.2 : Caractéristiques des capteurs solaires	12
Tableau 2.1 : Avantages et inconvénients des insolateurs à liquide et à air	20
Tableau 2.2 : Constantes de l'équation (2.15) pour un tube circulaire avec flux de chaleur constant	28
Tableau 2.3 : Constantes de l'équation (2.15) pour un tube circulaire avec température constante	28
Tableau 2.4 : Constantes de l'équation (2.15) pour deux plans parallèles dont l'un est isolé et l'autre soumis à un flux de chaleur constant	29
Tableau 2.5 : Constantes de l'équation (2.15) pour deux plans parallèles dont l'un est isolé et l'autre maintenu à une température constante	29
Tableau 3.1 : Constantes de l'équation de Jürges	49
Tableau 3.2 : Equations dimensionnelles du coefficient de convection h_w	49
Tableau 3.3 : Equations adimensionnelles du coefficient de convection h_w	49
Tableau 3.4 : Facteur d'angle d'attaque F_A pour un fluide parfait	55
Tableau 4.1 : Modèles de coefficient de pertes en avant pour un insolateur à N vitres	61
Tableau 4.2 : Modèles de température pour un insolateur à simple vitrage	63
Tableau 4.3 : Modèles de température pour un insolateur à double vitrage	64
Tableau 4.4 : Paramètres d'entrée	70
Tableau 4.5 : Résultats itératifs et prédits du coefficient de pertes thermiques en avant	71
Tableau 5.1 : Caractéristiques techniques des instruments de mesure	90

Nomenclature

A	Surface (m^2), rapport d'aspect (-)
c_p	Capacité calorifique massique (J/kgK)
D	Diamètre (m), diffusivité thermique (m^2/s)
D_h	Diamètre hydraulique (m)
D_e	Nombre de Dean (-)
f	Coefficient de frottement de Darcy (-), fonction de Blasius (-), rapport de résistances thermiques (-)
F	Facteur de vue (-)
F_A	Facteur d'angle d'attaque (-)
F_m	Facteur de l'efficacité de l'absorbeur (-)
F_R	Facteur de conductance de l'insolateur (-)
F_s	Facteur de conductance de l'insolateur basé sur la température de sortie (-)
G	Rayonnement solaire global incident sur une surface inclinée (W/m^2)
G_o	Rayonnement solaire extra-terrestre incident sur une surface horizontale (W/m^2)
G_{on}	Rayonnement solaire extra-terrestre (W/m^2)
G_{sc}	Constante solaire (W/m^2)
h_c	Coefficient d'échange convectif (W/m^2K)
h_r	Coefficient d'échange radiatif (W/m^2K)
h_w	Coefficient de convection due au vent (W/m^2K)
H	Rayonnement journalier global sur un plan horizontal (W/m^2)
H_0	Rayonnement journalier extra-terrestre sur un plan horizontal (W/m^2)
H_d	Rayonnement journalier diffus (W/m^2)
H_b	Rayonnement journalier direct (W/m^2)
k	Conductivité thermique (W/mK)
K_T	Index de clarté (-)
L	Longueur (m), distance (m), épaisseur (m)
m	Paramètre adimensionnel (-), masse (kg)
\dot{m}	Débit massique (kg/s)
N	Nombre de vitre (-)
Nu	Nombre de Nusselt (-)
p	Pression (Pa)
P	Puissance (W)

Pr	Nombre de Prandtl (–)
q	Flux de chaleur (W)
Ra	Nombre de Rayleigh (–)
R_C	Rayon de courbure (m)
Re	Nombre de Reynolds (–)
T	Température (K)
T_c	Température de la voûte céleste (K)
u	Composante du vecteur vitesse suivant l'axe x (m/s)
U	Vitesse de l'écoulement potentiel (m/s)
U_L	Coefficient global de pertes thermiques (W/m ² K)
U_t	Coefficient de pertes thermiques en avant (W/m ² K)
U_b	Coefficient de pertes thermiques en arrière (W/m ² K)
U_e	Coefficient de pertes à travers les parois latérales (W/m ² K)
v	Composante du vecteur vitesse suivant l'axe y (m/s)
V	Vecteur vitesse (m/s)
x, y	Coordonnées cartésiennes (m)

Lettres grecques

α	Absorptivité (–)
β	Angle d'inclinaison (degré/rad)
δ	Déclinaison solaire (degré), épaisseur (m)
ε	Émissivité (–)
ϕ	Latitude du site (degré), demi-angle d'ouverture des rigoles (degré)
Φ	Fonction de dissipation visqueuse (W/m ³)
γ	Azimut de surface (degré)
γ_s	Azimut du soleil (degré)
η	Rendement (–), variable de similitude (–)
μ	Viscosité dynamique (kg/sm)
ν	Viscosité cinématique (m ² /s)
θ	Température adimensionnelle (–)
θ_z	Zénith (degré)
ρ	Masse volumique (kg/m ³)
ρ_d	Réfectivité (–)
ρ_g	Albédo du sol (–)
σ	Constante de Stefan–Boltzmann (W/m ² K ⁴)
τ	Transmissivité (–)
ω	Angle horaire (degré)

ψ Fonction de courant (m^2/s)

Indices

a Ambiante, apparente
e Entrée, électrique
eff Effectif
f Fluide
m Mécanique
p Absorbeur (plate)
s Sortie
t À travers la face avant (top)
th Thermique
u Utile
v Vitre
w Paroi solide (wall)
 ∞ À l'infinie

Résumé

L'étude des phénomènes de transfert thermique dans les échangeurs de la chaleur destinés aux applications solaires permet de comprendre comment ces systèmes fonctionnent, ce qui nous permettra d'améliorer leurs performances. À travers cette étude, nous avons essayé d'établir des corrélations de bonne prédictibilité pour certains coefficients de transfert de chaleur qui peuvent être utilisés de façon fiable dans les études de modélisation de tels systèmes, dont nous avons utilisé des techniques de simulation numérique pour évaluer les pertes thermiques dues au vent d'un capteur solaire plan incliné et ainsi les pertes thermiques vers l'avant d'un capteur solaire 60° v-ondulé. Nous avons également essayé, dans une autre partie de cette étude, de concevoir un chauffage solaire à air rentable, dont un prototype de la conception proposée a été fabriqué et testé expérimentalement à l'Université de Biskra pour évaluer sa performance. L'étude a abouti aux conclusions suivantes: (i) le développement d'une corrélation du coefficient de convection due au vent en tenant compte de l'effet de l'angle d'attaque du capteur solaire plan; (ii) le développement d'une corrélation du coefficient de pertes thermiques vers l'avant d'un capteur solaire 60° v-ondulé en tenant compte de l'effet de la forme géométrique de l'absorbeur; (iii) la possibilité de fabriquer un chauffage solaire à air avec le même coût d'un chauffage solaire à air conventionnel, mais avec un rendement thermo-hydraulique d'environ 15–20% plus élevé (la comparaison a été effectuée avec les données de la littérature) en faisant en sorte qu'il soit légèrement courbé (convexe).

Mots clés : énergie solaire ; capteur solaire thermique ; coefficient de convection due au vent ; angle d'attaque ; coefficient de pertes thermiques vers l'avant ; capteur solaire 60° v-ondulé ; optimisation des performances ; capteur solaire courbé ; modélisation ; étude expérimentale.

Summary

The study of heat transfer phenomena in heat exchangers destined for solar applications allows understanding how these systems do work, which enable us to enhance their performances. Through this study we have tried to establish accurate correlations for some heat transfer coefficients that can be used reliably in modeling studies of such systems, where we have used numerical simulation techniques to evaluate the wind-related heat losses of a tilted flat-plate solar collector, and also the top overall heat losses of 60° v-corrugated solar collector. We have also tried, in another part of this study, to design a cost-effective solar air heater, where a prototype of the proposed design was fabricated and tested experimentally in the University of Biskra to evaluate its performance. The study came to the following conclusions: (i) the development of a correlation of the wind convection coefficient taking into account the effect of the angle of attack of the flat-plate solar collector; (ii) the development of a correlation of the top heat losses coefficient for 60° v-corrugated solar collector taking into account the effect of the absorber plate shape; (iii) the possibility to fabricate solar air heater with the same cost of a conventional solar air heater but with thermo-hydraulic efficiency higher by about 15–20% (comparison was done with data from literature) by making it slightly curved (convex).

Keywords: solar energy; thermal solar collector; wind convection coefficient; angle of attack; top heat losses coefficient; 60° v-corrugated solar collector; performance optimization; curved solar collector; modeling; experimental study.

ملخص

إن دراسة ظواهر انتقال الحرارة في المبادلات الحرارية الموجهة لتطبيقات الطاقة الشمسية تسمح لنا بفهم طريقة عملها، وهذا ما يمكننا من تحسين أدائها و جعلها أكثر كفاءة. من خلال هذه الدراسة حاولنا وضع علاقات دقيقة لبعض معاملات انتقال الحرارة قصد استخدامها بشكل موثوق في دراسات النمذجة لمثل هاته الأجهزة؛ حيث استخدمنا تقنيات المحاكاة العددية لتقييم ضياع الحرارة الناتج عن الرياح من سخان شمسي مسطح مائل، وكذا ضياع الحرارة الكلي عبر السطح العلوي لسخان شمسي ممتص ذو أحاديدي على شكل « v ». و قد حاولنا أيضا في جزء آخر من هذه الدراسة تصميم سخان هواء شمسي فعال و بأقل تكلفة؛ حيث قمنا بصناعة نموذج أولي للتصميم المقترح تم اختباره تجريبيا في جامعة بسكرة لتقييم فعاليته. و قد خلصت دراستنا إلى النتائج التالية: (أ) صياغة علاقة رياضية لمعامل ضياع الحرارة الناتج عن الرياح و ذلك بالأخذ بعين الاعتبار تأثير زاوية ميل السخان الشمسي المسطح بالنسبة لاتجاه الريح؛ (ب) صياغة علاقة رياضية لمعامل ضياع الحرارة الكلي عبر السطح العلوي لسخان شمسي ممتص ذو أحاديدي على شكل « v » و ذلك بالأخذ بعين الاعتبار تأثير الشكل الهندسي للممتص؛ (ج) إمكانية صناعة سخان هواء شمسي بنفس تكلفة السخان الشمسي العادي و لكن بمردود حراري-هيدروليكي أكبر بمقدار 15-20% (بالمقارنة مع المعطيات المتوفرة في المنشورات العلمية ذات الصلة) و ذلك بجعله منحنيا (محدبا) بشكل طفيف.

كلمات مفتاحية: الطاقة الشمسية؛ اللاقط الشمسي الحراري؛ معامل انتقال الحرارة الناتج عن الرياح؛ زاوية الميل؛ معامل ضياع الحرارة الكلي عبر السطح العلوي؛ لاقط شمسي ممتص ذو أحاديدي على شكل « v »؛ تحسين الأداء؛ لاقط شمسي منحني؛ نمذجة؛ دراسة تجريبية.

Chapitre 0

Introduction générale

0.1 Introduction

Le changement climatique accéléré de la terre et les risques environnementaux qui en résultent, outre les tendances de politiques économiques mondiales vers la production d'énergie à partir des sources alternatives afin de réduire la dépendance énergétique des pays industrialisés aux pays en développement possédant des ressources d'énergie fossiles, d'une part, et suite aux prévisions d'épuisement de ces dernières au cours des prochaines décennies, d'autre part, sont les principales raisons qui incitent les chercheurs à intensifier leurs efforts pour apporter des solutions et développer des méthodes pratiques permettant l'exploitation des énergies renouvelables de la meilleure façon et à moindre coût.

L'énergie renouvelable se réfère généralement à l'énergie qui provient des ressources inépuisables ou bien régénératives à long terme, ce qui permet à plusieurs formes d'énergie d'être incluses à cette catégorie. En particulier, l'énergie solaire occupe toujours une place plus importante que les autres énergies renouvelables telles que l'énergie éolienne, l'énergie géothermique, l'énergie biomasse...etc. dans la recherche scientifique en raison du fait que celle-ci représente la forme la plus écologique de toutes les énergies, elle peut être utilisée de plusieurs façons et elle est adaptée à tous les systèmes sociaux [1].

Avec l'attention suscitée sur l'énergie solaire par les militants écologistes depuis la fin de la seconde guerre mondiale passant par les chocs pétroliers des années 1970, le solaire est devenu une technologie plutôt qu'un art à travers la mise en place de programmes de recherche, des associations professionnelles, des conférences et des revues scientifiques consacrés à ce sujet [2]. Toutefois, en raison des prix élevés et de certaines difficultés techniques, l'exploitation de l'énergie solaire a dû attendre les résultats de recherches approfondies pour qu'elle devienne commercialement compétitive par rapport aux ressources traditionnelles [2].

0.2 Motivation et objectifs

La recherche mondiale actuelle dans le solaire porte surtout sur l'optimisation des systèmes solaires en termes de performance et de rentabilité. Celle-ci est généralement effectuée par la voie expérimentale ou bien par la simulation numérique.

Etant donné qu'une partie large des études d'optimisation se fondent sur la modélisation du comportement thermique des systèmes solaires dont certains phénomènes de transfert thermique n'ont pas encore été bien examinés, notre premier objectif porte sur l'étude de l'influence de certains paramètres sur le transfert de la chaleur au sein des

capteurs solaires plans afin de développer des corrélations empiriques nécessaires pour la fiabilité de ce genre d'études.

Vu l'expérience limitée acquise dans le domaine du solaire, il est conseillé de maintenir les systèmes solaires (en particulier ceux destinés aux applications solaires à basse température) aussi simples que possible et ne pas être attiré par la promesse d'une plus grande performance offerte par des systèmes plus complexes [3]. A cet égard, notre deuxième objectif porte sur la conception d'un capteur solaire à air de configuration simple avec un rapport rendement/coût aussi élevé que possible.

0.3 Structure de la thèse

Le manuscrit de la thèse est scindé en six chapitres. Le premier chapitre présente une introduction générale à l'énergie solaire, aux différentes applications solaires et aux différents systèmes utilisés pour la conversion thermique de l'énergie solaire. Le deuxième chapitre est consacré au sommaire des lois mathématiques décrivant les mécanismes de transfert de chaleur dans les capteurs solaires plans, ainsi une brève introduction à la modélisation mathématique et à l'analyse de performances des capteurs solaires. Le troisième chapitre est réservé à l'étude théorique de l'échange convectif entre l'environnement et le capteur solaire plan et ainsi de l'effet de l'inclinaison de ce dernier sur le coefficient de convection due au vent. Le quatrième chapitre porte sur la modélisation des pertes thermiques à travers un capteur solaire à simple vitrage disposant d'un absorbeur v-ondulé. Le cinquième chapitre est consacré à la conception et la réalisation d'un prototype de capteur solaire rentable dont un test préliminaire de performance a été conduit au sein de l'Université de Biskra. Finalement, une conclusion générale faisant apparaître les principaux résultats obtenus dans ce travail est exposée dans le dernier chapitre.

Références

- [1] **German Solar Energy Society**. Planning and Installing Solar Thermal Systems: A guide for installers, architects and engineers. Earthscan (2010).
- [2] **F. N. Laird**. Solar Energy, Technology Policy, and Institutional Values. Cambridge University Press (2004).
- [3] **F. Kreith, D. Y. Goswami**. Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energy. CRC Press (2007).

Chapitre 1

Maîtrise de l'énergie solaire

1.1 Introduction

Le soleil est l'origine principale de presque toutes les sources d'énergie sur terre [1–3]. Cette étoile constitue d'une proportion massique de 74 % d'Hydrogène, 25 % d'Hélium et 1 % d'éléments plus lourds, et dont son énergie provient de réactions de fusion nucléaire qui transforment, dans le noyau solaire, l'Hydrogène en Hélium. Cette énergie traverse les différentes couches du soleil avant d'être émise dans l'espace sous forme de flux de particules et de rayonnements électromagnétiques de longueurs d'onde comprises environ entre 0.3 et 3 μm [4]. Malgré que le soleil, de température superficielle d'environ 5500 °C, rayonne seulement une petite fraction de son énergie vers la terre comme la distance entre eux est approximativement 1.49×10^{11} m, il offre en quatre heures une énergie plus que ce que tout le monde utilise en une année entière [5]. L'importance du soleil pour nous se manifeste non seulement par son énorme capacité de produire de l'énergie non polluante et omniprésente, mais aussi par son aptitude à le faire durablement pour les 4–5 milliards prochaines années selon les estimations des astrophysiciens [3,5]. A cet égard, l'énergie solaire offre une alternative potentielle pour les développements futurs éventuels [1].

1.2 Note historique

Le soleil est évidemment la source d'énergie qui maintient le climat de la terre en équilibre adéquat pour les êtres vivants. L'homme a essayé également d'exploiter cette source d'énergie en sa faveur depuis l'antiquité pour satisfaire ses besoins essentiels. La première application solaire à grande échelle connue dans l'histoire est probablement un mythe concernant l'utilisation du mathématicien grec Archimède au III^e siècle av. J.C. des grands miroirs pour concentrer la lumière du soleil et brûler la flotte Romaine [2]. En dépit de cet incident qui a donné lieu à beaucoup de controverses, il est certain que les Grecs ont utilisé une architecture innovante pour bénéficier de l'énergie solaire d'une manière permettant aux rayons solaires d'entrer et chauffer leurs maisons en hiver et empêchant la surchauffe en été en utilisant des toits surplombants. Les Romains ont pareillement utilisé le même principe pas seulement dans leurs maisons mais aussi dans les constructions publiques ; et avec l'emploi des matériaux transparents aux rayons solaires, la chaleur emmagasinée à l'intérieur des maisons assure le maximum réchauffement. Après avoir conquérir plusieurs nations et avec l'extension de leur autorité sur les territoires situés aux frontières de l'empire Romain, ils développent aussi les serres agricoles pour cultiver les fruits et les légumes apportés des différentes régions de l'empire. Avec l'apparition d'une classe riche au XIX^e siècle en Europe, les serres devenues plus en plus des endroits (conservatoires)

pour se promener, se relaxer et s'amuser dans un environnement très agréable [6]. Pour plusieurs siècles l'utilisation de l'énergie solaire était restreinte à quelques applications simples déjà connues depuis l'époque Grecque et Romaine. Ce n'était pas jusqu'à ce que le XVIII^e siècle, époque préindustrielle à partir de laquelle on s'est intéressé à la conversion de l'énergie solaire en d'autres formes d'énergie plus pratiques. Les techniques d'exploitation de l'énergie solaire de cette époque jusqu'aujourd'hui peuvent être présentées chronologiquement comme suit [2,6] :

En 1767, Horace de Saussure invente le premier four solaire « Hot box » qui lui permet d'obtenir une température de 160 °C.

En 1774, Antoine Lavoisier construit un très puissant four en utilisant deux lentilles dont les foyers sont alignés parallèlement au rayonnement solaire, ce qui lui permet d'obtenir des températures de plus de 1750 °C utilisées pour fondre des métaux sans les polluer par les produits des combustibles.

En 1816, l'un des développements les plus importants lié aux applications de l'énergie solaire est l'invention du moteur à combustion externe par Robert Stirling. Et comme ce moteur peut fonctionner avec n'importe quelle source de chaleur, plusieurs modèles de ce moteur ont été développés plus tard pour fonctionner selon le cycle de Stirling en les plaçant au foyer d'un concentrateur solaire parabolique.

En 1839, un autre développement très important est la découverte de l'effet photovoltaïque par Edmond Becquerel lors de son expérience sur une cellule électrolytique dont il a observé que la génération d'électricité augmente lorsque la cellule est exposée à la lumière.

A partir de 1861, Auguste Mouchot a fait des contributions majeures concernant l'énergie solaire et ses applications industrielles. Il a construit avec son assistant Abel Pifre la première machine à vapeur couplée à un capteur solaire dont ils l'ont utilisée pour faire fonctionner une imprimerie. Il est aussi le premier qui a parlé de la possibilité de l'épuisement de la réserve fossile, dans une tentative d'encourager la recherche sur l'énergie solaire.

En 1872, Carlos Wilson a construit une unité de distillation solaire pour alimenter en eau potable les ouvriers d'une mine à Las Salinas en Chili. L'installation de surface totale de 4450 m² utilise de l'eau salée, trois fois plus dense que celle de la mer, pour produire 22.70 m³ d'eau fraîche par jour pendant 40 ans.

En 1876, William Adams et Richard Day ont découvert que le sélénium peut convertir l'énergie solaire directement en électricité. Malgré que ces cellules de sélénium produisent peu d'électricité, ils ont prouvé qu'un matériau solide peut générer de l'électricité sans le besoin de produire de la chaleur ou du travail mécanique.

Entre 1907 et 1913, Frank Shuman a mis en service plusieurs systèmes solaires, plan, parabolique et cylindro-parabolique, pour pomper de l'eau. Dans l'un de ses systèmes qui est installé en Californie aux États Unis, la technique de stockage de l'énergie solaire a été utilisée pour la première fois.

Au début du XX^e siècle, la recherche et le développement des nouvelles techniques de conversion de l'énergie solaire continuent avec les travaux de Charles Boys, Charles

Abbot, William Bailey, Henry Willsie, John Boyle Jr., Arthur Shurtleff, Frank Walker et Hoyt Hottel. Cependant, la découverte des grandes réserves de pétrole et des bassins énormes du gaz naturel rend les prix du carburant très bas ce qui a reporté les activités d'énergie solaire. Pour une longue période, et jusqu'à la fin de la seconde guerre mondiale, aucune référence aux applications à grande échelle n'est disponible.

En 1954, Daryl Chapin, Calvin Fuller et Gerald Pearson ont créé la première cellule photovoltaïque à base de silicium qui atteint après quelques années un rendement de 11% capable de convertir assez d'énergie solaire pour l'alimentation en puissance électrique les équipements utilisés quotidiennement. Mais à cause du coût très élevé, cette nouvelle technologie n'a été appliquée à cette époque que dans le domaine spatial.

Au cours de la deuxième moitié du XX^e siècle, les crises d'énergie, l'augmentation de la demande énergétique mondiale, les prévisions d'épuisement des réserves fossiles et surtout le réchauffement climatique sont tous des facteurs relançant le débat sur la possibilité de s'appuyer sur les énergies renouvelables, et l'énergie solaire en particulier, dans le futur pour répondre à la demande mondiale croissante en énergie, et d'autre part, pour répondre aux exigences de réduire les émissions de gaz à effet de serre.

Au début du troisième millénaire, plusieurs pays s'engagent individuellement ou en partenariat pour l'exploitation du potentiel des énergies renouvelables, notamment l'énergie solaire, pour assurer la couverture la plus large possible de leurs besoins énergétiques. L'Algérie, selon le Ministère de l'Energie et des Mines, a lancé également un programme ambitieux pour diversifier les sources d'énergie et qui consiste à installer une puissance d'origine renouvelable de près de 22000 MW entre 2011 et 2030 dont environ 40 % de la production d'électricité destinée à la consommation nationale sera d'origine renouvelable d'ici 2030 [7].

1.3 Estimation de l'énergie solaire

La distribution de l'énergie solaire sur la terre est influencée par plusieurs facteurs géographiques, climatiques et d'autres correspondent aux activités humaines [8]. L'énergie solaire reçue varie de quelques centaines d'heures par an dans les pays du nord et la partie située au sud d'Amérique du Sud, jusqu'à environ quatre mille heures par an dans la région connue sous le nom de ceinture tropique [1,9]. Cependant, et dans le même site, l'intensité du rayonnement solaire varie à cause de la variation de la position de la terre relativement au soleil.

Le rayonnement solaire traversant l'atmosphère est soumis à plusieurs interactions (absorption, diffusion et réflexion) avec les particules constituant la couche atmosphérique de la terre [1]. Le paramètre qui définit l'intensité de ce rayonnement avant qu'il soit atténué dans cette couche atmosphérique est la constante solaire qui représente l'énergie solaire par unité de temps par unité de surface placée perpendiculaire à la direction de propagation du rayonnement solaire à une distance terre-soleil moyenne en dehors de l'atmosphère. Les premières estimations de la constante solaire ont été basées sur des mesures prises sur sol du rayonnement solaire dont une partie de ce dernier est absorbée et dispersée par les composantes de la couche atmosphérique ; par la suite, la disponibilité

des navettes spatiales et des instruments plus sophistiqués permet la mesure directe de cette constante à l'extérieur de l'atmosphère de la terre [4]. Cependant, il y a un désaccord sur la meilleure valeur disponible de la constante solaire dont celles les plus recommandées se trouvent entre 1353 et 1373 W/m².

Dans les applications de l'énergie solaire, on doit mesurer la valeur de l'intensité du rayonnement solaire arrivant sur le sol dans un site bien défini ; cependant, le coût de l'installation, de la mise en marche et de la maintenance des équipements utilisés pour cette raison est très élevé. Alors, on doit souvent avoir recours aux formules empiriques pour déterminer l'intensité du rayonnement solaire à partir des mesures prises dans des stations météorologiques [10]. Les corrélations les plus utilisées pour estimer le rayonnement solaire terrestre sont basées sur la valeur du rayonnement solaire extra-terrestre [11].

Le rayonnement solaire extra-terrestre reçu par l'atmosphère terrestre varie de $\pm 0.33\%$ pendant l'année à cause essentiellement de la variation de la distance terre-soleil par $\pm 1.7\%$ [4]. Lorsque le soleil est plus proche de la terre le 3 janvier, le rayonnement solaire extra-terrestre est environ 1410 W/m²; et lorsque le soleil est plus loin le 4 juillet, il est environ 1320 W/m² [2]. La variation annuelle de la puissance du rayonnement solaire extra-terrestre est donnée avec une précision adéquate pour la plus part des applications solaires par l'équation suivante [4] :

$$G_{on} = G_{sc} \left(1 + 0.033 \cos \left(\frac{360n_j}{365} \right) \right) \quad (1.1)$$

D'où G_{sc} est la constante solaire et n_j est le nombre du jour dans l'année. A n'importe quel endroit, la puissance du rayonnement solaire extra-terrestre incident sur une surface horizontale est donnée par :

$$G_o = G_{on} (\cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta) \quad (1.2)$$

Où ϕ est la latitude du site, δ est la déclinaison solaire et ω est l'angle horaire.

L'atténuation du rayonnement solaire traversant l'atmosphère est un processus stochastique compliqué à cause de différents facteurs climatologiques tels que l'humidité, la température, la précipitation, la durée d'ensoleillement et la couverture nuageuse [10] influant la proportion du rayonnement direct et diffus et la distribution de ce dernier dans le ciel [8]. L'effet de ces facteurs sur le rayonnement extra-terrestre lorsqu'il pénètre l'atmosphère est exprimé en terme d'un paramètre appelé index de clarté K_T qui est défini comme étant le rapport entre la radiation journalière globale sur un plan horizontal et la radiation journalière extra-terrestre sur le même plan [4] :

$$K_T = \frac{H}{H_0} \quad (1.3)$$

La radiation journalière extra-terrestre peut être déterminée en intégrant l'équation (1.2) sur l'intervalle du temps du lever au coucher du soleil. Tandis que la radiation journalière globale peut être calculée à partir de l'équation d'Ångström qui consiste à écrire [12] :

$$\frac{H}{H_0} = a + b \frac{n}{N} \quad (1.4)$$

Avec n est le nombre d'heures d'ensoleillement par jour et N est le nombre maximal d'heures d'ensoleillement par jour. Les coefficients a et b sont à déterminer expérimentalement pour chaque région étudiée.

Au niveau du sol, il est convenable de décomposer le rayonnement solaire global sur un plan horizontal en fractions directe et diffuse. Cette décomposition a intérêt à la modélisation du rayonnement solaire sur une surface inclinée à partir des mesures effectuées sur des surfaces horizontales dont les deux fractions du rayonnement ont besoin de traitements différents et elles doivent être converties séparément. En outre, l'estimation de la performance des capteurs solaires concentrateurs doit être basée sur la disponibilité de la fraction directe du rayonnement solaire à long terme [4].

Les données expérimentales montrent que le rapport entre le rayonnement journalier diffus et le rayonnement journalier global est en fonction de l'index de clarté K_T et il peut s'écrire comme suit [4] :

Pour $\omega_{ss} \leq 81.4^\circ$

$$\frac{H_d}{H} = \begin{cases} 1 - 0.2727K_T + 2.4495K_T^2 \\ \quad - 11.9514K_T^3 + 9.3879K_T^4 & \text{pour } K_T < 0.715 \\ 0.143 & \text{pour } K_T \geq 0.715 \end{cases} \quad (1.5a)$$

Et pour $\omega_{ss} > 81.4^\circ$

$$\frac{H_d}{H} = \begin{cases} 10.2832K_T - 2.5557K_T^2 \\ \quad + 0.8448K_T^3 & \text{pour } K_T < 0.722 \\ 0.175 & \text{pour } K_T \geq 0.722 \end{cases} \quad (1.5b)$$

D'où ω_{ss} est l'angle horaire au coucher du soleil. La composante directe du rayonnement solaire peut être déduite par la suite de l'équation suivante :

$$H_b = H - H_d \quad (1.6)$$

Considérant une surface inclinée par rapport à l'horizontale qui représente le cas usuel des capteurs solaires afin d'augmenter le taux de l'énergie solaire incidente et de réduire les pertes optiques, le rayonnement global sur cette surface pourrait être calculé comme nous l'avons déjà mentionné en utilisant un modèle relativement simple qui consiste à considérer la composante diffuse du rayonnement solaire comme isotrope, ou bien un modèle relativement complexe qui consiste à considérer cette composante comme anisotrope. Indépendamment du modèle choisi, le rayonnement global peut être calculé par la sommation des trois composantes, directe, diffuse et réfléchi par le sol :

$$H_\beta = H_{b\beta} + H_{d\beta} + H_{r\beta} \quad (1.7)$$

Lors du calcul de la composante diffuse, l'approche isotrope suggère que tous les rayonnements diffus sont isotropes, c'est-à-dire que ces rayonnements sont diffus du ciel d'une manière uniforme dans toutes les directions. Cette hypothèse rend les calculs plus

simples avec une précision acceptable malgré sa tendance de sous-estimer la valeur réelle du rayonnement incident sur un plan incliné [4,11]. D'autre part, l'approche anisotrope qui est basée sur une analyse plus rigoureuse suggère que le rayonnement diffus soit composé de trois parties, la première est isotrope répartie uniformément dans le ciel, la deuxième est circumsolaire résultant de la dispersion du rayonnement solaire et elle est concentrée autour du soleil, et la troisième est appelée l'éclaircissement de l'horizon concentrée près de l'horizon et elle est plus intense dans le cas d'un ciel clair [4]. Une comparaison entre le modèle isotrope de Liu–Jordan et les modèles anisotropes de Perez et de Hay–Davies–Klucher–Reindl montre que ce dernier est le plus adéquat du point de vue de souplesse et précision [4].

Le modèle de Liu–Jordan qui est le plus souvent utilisé, est donné pour un plan incliné d'un angle β par rapport à l'horizontale et orienté vers l'équateur par [12] :

$$H_{\beta} = H_b R_b + H_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + H_{\rho_g} \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (1.8)$$

Avec :

$$R_b = \frac{\cos(\phi \mp \beta) \cos \delta \sin \omega_{sr\beta} + \frac{\pi}{180} \omega_{sr\beta} \sin(\phi \mp \beta) \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta \sin \omega_{sr} + \frac{\pi}{180} \omega_{sr} \sin \phi \sin \delta} \quad (1.9)$$

D'où $\omega_{sr\beta}$ est l'angle horaire (en degrés) du lever du soleil sur un plan incliné donné par la relation [4] :

$$\omega_{sr\beta} = \min \left[\begin{array}{l} \cos^{-1}(-\tan \phi \tan \delta) \\ \cos^{-1}(\tan(\phi \mp \beta) \tan \delta) \end{array} \right] \quad (1.10)$$

Dans les équations (1.9) et (1.10), on utilise le signe moins pour l'hémisphère nord et le signe plus pour l'hémisphère sud.

1.4 Conversion de l'énergie solaire

D'après des statistiques récentes [1], la puissance solaire incidente sur toute la surface de la terre chaque année est d'environ 1.5×10^{18} kWh, ce qui représente approximativement 10000 fois la consommation mondiale annuelle d'énergie. Si on veut être un peu rigoureux, on ne considère que la surface des déserts naturels qui est d'environ 2×10^7 km² avec une insolation (irradiation de l'énergie solaire) journalière moyenne de 4.67 kWh/m² pour une durée d'ensoleillement de 8 heures, ce qui nous donne une insolation annuelle égale approximativement 34×10^{15} kWh ; et si on exploite seulement 5% de cette insolation, on va avoir chaque année 1.7×10^{15} kWh soit 7.5 fois la consommation énergétique mondiale estimée pour l'année 2020 [9,13].

Pourtant ces estimations sont encourageantes et prometteuses, elles ne sont pas les seules raisons qui exigent l'orientation vers l'exploitation de l'énergie solaire en particulier et les énergies renouvelables en général. L'avantage le plus important des énergies renouvelables est la diminution de la pollution de l'environnement qui a un impact très nocif sur la santé publique, l'agriculture, et sur les écosystèmes. Les avantages des énergies

renouvelables de point de vue environnemental et socio-économique peuvent être résumés comme suit [2] :

1. Réduction des émissions des gaz à effet de serre et des gaz toxiques (CO_2 , NO_x , SO_2) ;
2. Remise en état des terres dégradées ;
3. Réduction du besoin en lignes de transmission électrique pour l'approvisionnement en électricité ;
4. Amélioration dans la qualité des ressources hydriques ;
5. Augmentation de l'indépendance régionale et nationale d'énergie ;
6. Création des occasions de l'emploi ;
7. Augmentation des nouvelles activités de production ;
8. Diversification et sécurité (stabilité) de provision d'énergie ;
9. Accélération d'électrification des communautés rurales dans les régions isolées.

La conversion de l'énergie solaire est un processus qui doit être lié directement au type d'énergie produite nécessaire pour une application bien définie. Par exemple, dans une situation où on aura besoin de chauffer une chambre, il sera plus utile de convertir l'énergie solaire directement en chaleur en utilisant un capteur solaire thermique avec un rendement de 30–70% au lieu d'utiliser un capteur solaire photovoltaïque avec un rendement de 10–20% pour produire de l'électricité qui sera convertie par la suite en chaleur [11].

Comme les gens ont besoin de l'énergie sous plusieurs formes (chaleur, électricité et travail), les techniques et les systèmes de conversion de l'énergie solaire en une de ces trois formes sont également diverses. On distingue alors deux processus de conversion :

1. Conversion thermique qui consiste à transformer l'insolation à une énergie thermique par le contact direct d'un fluide caloporteur avec une surface absorbante du rayonnement solaire pour l'utilisation directe telle que le chauffage de l'eau sanitaire, le chauffage des habitations, le séchage et la distillation ; ou bien à une énergie mécanique pour produire de l'électricité ou tout simplement pour faire fonctionner un moteur à vapeur ou une pompe à chaleur ;
2. Conversion photovoltaïque qui consiste à transformer, directement et sans l'intervention des équipements mécaniques, l'insolation à une énergie électrique par l'utilisation de l'énergie apportée par les photons de la source lumineuse et absorbée par les cellules solaires pour libérer des charges électriques dans le matériau semi-conducteur [2,14].

1.5 Énergie solaire passive et active

Les systèmes de conversion thermique de l'énergie solaire se divisent généralement en deux catégories principales selon l'indépendance ou l'intégration des éléments utilisés pour la conversion et le stockage d'énergie dans la structure du système, et aussi bien selon le type de circulation du fluide caloporteur (Tableau 1.1).

La première catégorie correspond essentiellement au développement des approches architecturales afin d'exploiter naturellement (passivement) le maximum possible de

Tableau 1.1 : Propriétés des systèmes passifs et actifs [15]

Systeme	Définition	Avantages	Inconvénients
Passif	Fonctionne exclusivement sur l'énergie solaire	<ul style="list-style-type: none">• Conception simple• Fonctionnement direct• Moindre besoin de maintenance• Pas de bruit• Coût initial réduit• Construction avec des matériaux conventionnels	<ul style="list-style-type: none">• Influence significative sur la forme, l'orientation et le plan intérieur de l'habitation• Influence de la performance thermique de l'habitation sur la conception du système passif• Exigence d'une utilisation "intelligente"• Contrôle et distribution de chaleur inadéquats parfois• Rendement faible
Actif	Exige une source d'énergie supplémentaire pour la collection et la distribution de l'énergie solaire	<ul style="list-style-type: none">• Distribution de chaleur contrôlée• Indépendance à l'habitation• Intégration facile aux habitations déjà construites• Rendement élevé	<ul style="list-style-type: none">• Coût initial élevé• Besoins de mise en marche et de maintenance significatifs• Complexe

l'énergie solaire pour maintenir la construction domestique ou institutionnelle à un niveau acceptable de confort en termes d'éclairage et de température. Le concept d'une construction passive repose sur la capacité des composants constituant la structure de cette construction de transmettre, absorber et stocker l'énergie solaire et transférer la chaleur partout dans ses différentes parties par la circulation naturelle de l'air résultant du gradient de température. Le principe de fonctionnement d'un système passif est plus simple que celui d'un système actif ; mais la difficulté de contrôler la distribution de chaleur et les pertes thermiques (dans le cas d'insolation faible ou pendant la nuit) rend impossible de maintenir les constructions sous des conditions subjectivement limitées par les exigences de chaque individu [4].

L'application du principe de circulation naturelle peut avoir lieu aussi dans les chauffe-eau et les séchoirs solaires. Dans les chauffe-eau solaires (thermosiphon), le réservoir contenant de l'eau se trouve au-dessus du capteur solaire pour permettre la circulation (convection) naturelle de l'eau qui subit une diminution de masse volumique lorsqu'elle reçoit une énergie thermique de la part du capteur solaire [2]. Le séchage solaire passif (naturel) se fait d'une manière similaire au processus de séchage traditionnel dont lequel le produit à sécher est exposé directement aux rayons solaires et à l'air ambiant. Cependant, dans les séchoirs solaires passifs (séchoirs-serres) le produit est bien conservé de détérioration et l'opération de séchage (source de chaleur, température de l'air asséchant, etc.) est plus ou moins manipulable selon le mode et la structure des séchoirs [10].

La deuxième catégorie correspond à la conversion thermique de l'énergie solaire en utilisant des dispositifs (capteurs solaires) indépendants du système solaire, et fonctionnant en régime de circulation forcée. Les capteurs solaires représentent un type spécial des échangeurs de chaleur qui servent à la transformation de l'insolation en une énergie interne du fluide caloporteur (air, eau, huile,...etc.) qui s'écoule à l'intérieur de ceux-ci [2]. Plusieurs types de capteurs solaires ont été développés afin d'être utilisés pour différentes applications selon la plage indicative de la température d'utilisation. Le premier type concernant les insolateurs plans stationnaires qui ont une position fixe et qui sont souvent destinés aux applications à basse température comme celles utilisant des systèmes solaires passifs ; cependant, certains modèles peuvent être utilisés dans des applications industrielles dont la température d'utilisation peut dépasser 200 °C (voir [Tableau 1.2](#)). Le deuxième type concernant les systèmes à concentration qui utilisent une surface d'interception relativement large constituée de miroirs (ou lentilles) pour réfléchir (ou réfracter) le rayonnement solaire vers une surface absorbante plus petite, ce qui résulte en une augmentation du flux de radiation solaire [16]. Puisque pour la plus part de ces systèmes la composante diffuse du rayonnement solaire est mal utilisée et seule la composante directe peut être concentrée vers la zone focale, ils sont équipés d'un mécanisme d'orientation permettant de poursuivre le soleil dans sa trajectoire. Avec la technologie employée dans tels systèmes, la température du fluide caloporteur peut atteindre celle nécessaire pour les applications à haute température (génération d'électricité par des turbines à vapeur, production de chaleur de processus industriel) [16].

Tableau 1.2 : Caractéristiques des capteurs solaires [2]

Mouvement	Type	Absorbeur	Rapport de concentration	Plage de température (°C)
Stationnaire	Insolateur plan	Plan	1	30–80
	Insolateur sous vide	Plan	1	50–200
	Réflecteur parabolique composé	Tubulaire	1–5	60–240
Autour d'un seul axe	Réflecteur parabolique composé	Tubulaire	5–15	60–300
	Réflecteur linéaire de Fresnel	Tubulaire	10–40	60–250
	Réflecteur cylindro–parabolique	Tubulaire	10–50	60–300
Autour de deux axes	Réflecteur parabolique	Point	100–1000	100–500
	Centrale à tour	Point	100–1500	150–2000

1.6 Systèmes de conversion thermique de l'énergie solaire

Les capteurs solaires font partie d'une classe spéciale des échangeurs de chaleur qui transforment l'énergie solaire en chaleur. Les échangeurs de chaleur conventionnels sont des dispositifs permettant de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre sans les mélanger à travers une surface d'échange, et dont le transfert radiatif est négligeable. Tandis que dans les capteurs solaires le transfert de l'énergie thermique se fait à distance d'une source rayonnante vers un fluide caloporteur soit pour l'utilisation directe, soit pour la collecte des calories dans des unités de stockage à partir desquelles l'énergie thermique peut être utilisée pendant la nuit ou les jours nuageux [4].

Les capteurs solaires thermiques diffèrent généralement selon la technique d'interception du rayonnement solaire, le type du fluide caloporteur ou encore la plage indicative de la température d'utilisation. On distingue plus particulièrement trois types : capteurs plans, capteurs sous vide, et systèmes à concentration [3].

1.6.1 Capteurs solaires (insolateurs) plans

Les capteurs solaires plans sont utilisés pour les applications qui exigent la livraison d'énergie à température basse ou modérée, jusqu'à environ 100 °C au dessus de la température ambiante, telles que le chauffage des locaux, le refroidissement solaire, le chauffe-eau sanitaire, la distillation, le séchage, et d'autres applications industrielles. Ces capteurs sont très simples en conception et en principe de fonctionnement relativement aux systèmes à concentration. A l'encontre de ces derniers, les capteurs plans captent toutes les composantes (directe et diffuse) du rayonnement solaire ; ils n'ont pas besoin d'un mécanisme d'orientation ; ils ne contiennent pas des éléments mobiles ; et ils ne nécessitent que peu d'entretien [4].

Les éléments essentiels d'un capteur plan typique sont : (i) une plaque en métal de bonne conductivité thermique noircie avec une peinture spéciale offrant des propriétés sélectives, servant d'absorbeur ; (ii) une vitre transparente placée au dessus de l'absorbeur, utilisée pour réduire les pertes thermiques par convection et par rayonnement infrarouge vers l'environnement ; (iii) un isolant en matériau de faible conductivité thermique pour réduire les pertes thermiques par conduction à travers les deux cotés latéraux et la face arrière du capteur solaire ; (iv) un boîtier (coffre) servant de structure sur laquelle sont assemblés les autres éléments [3,6,12].

La plupart des capteurs plans utilisent l'effet de serre. Une fraction du rayonnement solaire traversant la vitre est absorbée par la plaque noire qui réémit thermiquement une partie de son énergie proportionnelle à la puissance quatrième de sa température absolue. La vitre, au dessus de la plaque noire, absorbe l'infrarouge et le réémet, moitié vers l'intérieure, moitié vers l'extérieure ; la température de la plaque s'élève à cause de l'accumulation de chaleur à l'intérieure, et par conséquent son rayonnement infrarouge augmente, et vice versa [16].

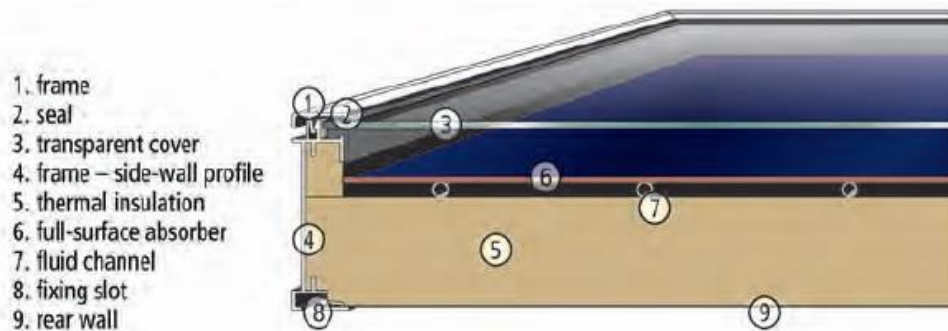


Figure 1.1 : Capteur solaire plan

Plus les pertes thermiques d'un capteur solaire sont élevées, plus le rendement est mauvais. Et comme les pertes thermiques vers l'avant (à travers la vitre) sont beaucoup plus importantes que celles vers l'arrière et à travers les parois latérales du capteur solaire, les mesures d'amélioration citées ci-dessous peuvent être considérées pour optimiser la performance d'un tel dispositif standard [16] :

1. Il est possible de mettre une couche de matériau sélectif sur la surface interne de la vitre dont elle est transparente dans le visible mais réfléchissante pour l'infrarouge ;
2. Pour réduire les pertes dues aux phénomènes de conduction et de convection entre l'absorbeur et la vitre on peut créer le vide ;
3. On peut utiliser également une seconde vitre qui peut réduire considérablement les pertes par rayonnement infrarouge et par convection avec l'air ambiant.

L'énergie utile (= l'énergie absorbée – l'énergie perdue – l'énergie stockée) est l'énergie thermique extraite du capteur solaire par le moyen d'un fluide caloporteur qui s'écoule tout en contactant l'absorbeur. Cette énergie est influencée par la conception de ce dernier qui peut être conçu sous différentes formes. Pour les capteurs solaires à eau, l'absorbeur est fabriqué en matériau de bonne conductivité thermique et de bonne résistance à la corrosion, et il est formé le plus souvent de tubes ou de conduites de section droite prismatique soudés à une tôle. Tandis que, pour les capteurs solaires à air, l'utilisation des surfaces d'échange larges est nécessaire pour compenser l'échange thermique faible entre l'air et l'absorbeur qui est fabriqué sous forme d'une plaque plane, une plaque ondulée ou ridée, ou encore sous forme d'une matrice poreuse [6].

1.6.2 Capteurs sous vide

Les capteurs solaires sous vide sont plus performants par rapport aux capteurs solaires plans qui représentent plusieurs inconvénients, tels que les pertes thermiques considérables et le mauvais fonctionnement dans les conditions climatiques défavorables [2,11]. Ce type de capteurs est utilisé pour différentes applications industrielles dont la température d'utilisation désirée est de 50–200 °C. Les capteurs sous vide captent également toutes les

composantes du rayonnement solaire avec la possibilité d'utilisation de différents types de réflecteurs pour concentrer les rayons solaires. Les privilèges offerts par la conception unique de ces capteurs améliorent fortement leur rendement même pour des petits angles d'incidence, ce qui rend les capteurs sous vide plus avantageux par rapport aux capteurs plans en terme de performance journalière [2].

Un capteur solaire sous vide est composé d'une série de tubes transparents en verre de 5 à 15 cm de diamètre, raccordés à un collecteur de chaleur principal de plus gros diamètre situé en haut du capteur. Dans chaque tube est placé un absorbeur pour capter le rayonnement solaire et un échangeur pour permettre le transfert de l'énergie thermique. Les tubes sont mis sous vide (de 10^{-3} jusqu'à 10^{-5} Pa) pour réduire les déperditions thermiques par convection et par conduction de l'absorbeur. Mais pour réduire les déperditions thermiques par rayonnement, l'absorbeur doit recevoir un traitement sélectif, car le vide ne peut pas empêcher le rayonnement infrarouge de se propager vers l'extérieur ; on obtient ainsi des capteurs solaires performants, sans isolation thermique rapportée ni coffre de protection [17].

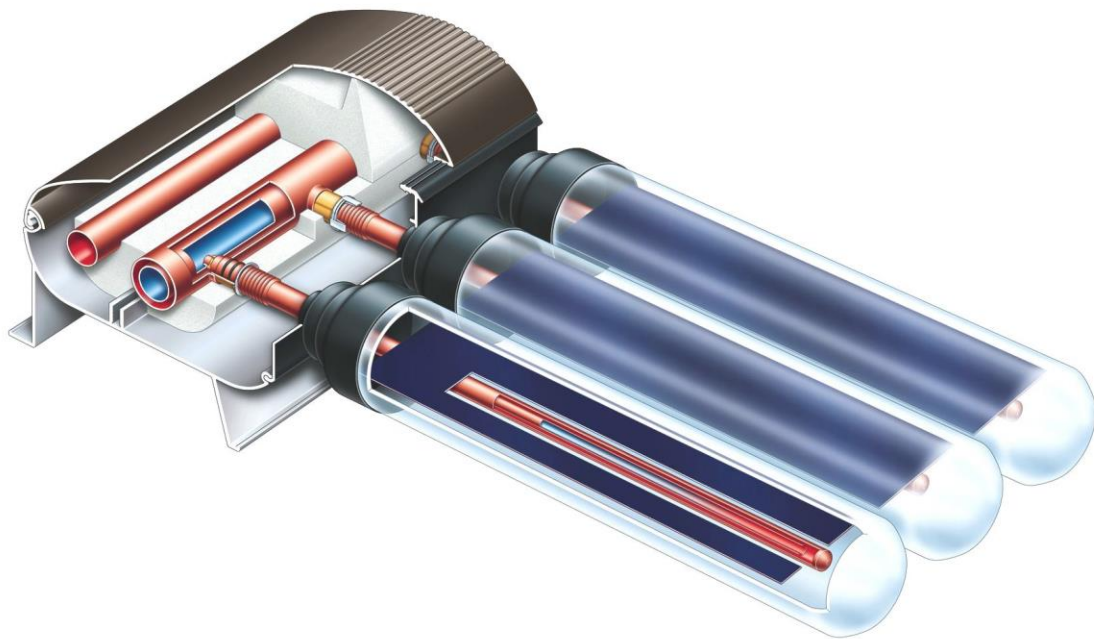


Figure 1.2 : Capteur sous vide

Les capteurs sous vide sont classés, selon le mécanisme d'extraction de la chaleur, en : capteurs sous vide à circulation directe et capteurs sous vide à caloduc.

Dans le premier modèle, la chaleur est transmise hors de l'enveloppe sous vide du tube en verre par la circulation d'un fluide caloporteur dans un échangeur inséré à l'intérieur de ce tube. L'échangeur est composé d'une plaque métallique sélective (absorbeur) en contact avec un canal concentrique (coaxial) ou en forme de U, à travers

lequel le fluide caloporteur s'écoule du et vers le collecteur de chaleur principal [17]. La configuration concentrique pourrait incorporer un mécanisme pour faire incliner chaque absorbeur à l'angle d'incidence optimal ; cependant, la configuration de tube en forme de U est la plus typique des capteurs sous vide à circulation directe [3].

Dans le deuxième modèle, un tube en cuivre (heat-pipe) contient une petite quantité d'un liquide vaporisable (eau, méthanol, alcool, etc.) est introduit dans l'enveloppe sous vide hermétique. Différemment au capteur à circulation directe qui peut être placé dans n'importe quelle position, le capteur à caloduc doit avoir une inclinaison par rapport à l'horizontale, comme le liquide vaporisable subit un cycle d'évaporation et de condensation [17]. La chaleur solaire fait évaporer le liquide et la vapeur se déplace rapidement vers le sommet du tube en cuivre (condenseur) dans lequel la chaleur latente de la vapeur est transférée au fluide caloporteur s'écoulant à travers le collecteur de chaleur principal. Avec une inclinaison adéquate d'au moins 25° par rapport à l'horizontale, la vapeur condensée revient au fond du tube en cuivre (évaporateur) et le processus évaporation–condensation est répété de nouveau [2,5].

1.6.3 Systèmes à concentration

Pour certaines applications thermodynamiques de l'énergie solaire nécessitant la conversion de l'énergie solaire en une puissance calorifique à haute température, soit au-delà de 250 °C, il est indispensable d'utiliser la technologie de concentration qui permet d'accroître le flux solaire et de décroître les pertes thermiques à travers la surface absorbante, tout dépend du degré de concentration géométrique du système (rapport de la surface de l'ouverture, à travers laquelle passe le rayonnement incident, à celle de l'absorbeur). Cependant, les pertes optiques de tels systèmes dues aux phénomènes de réflexion et de réfraction peuvent être importantes. Plus le degré de concentration est fort, plus le champ de concentration ou l'angle de champ (angle maximum dont un rayon incident peut s'écarter de la normale à l'ouverture tout en atteignant ultérieurement l'absorbeur) du système est étroit, plus la poursuite du mouvement du soleil par un mécanisme d'orientation pour capter le rayonnement direct est nécessaire [16]. Selon les caractéristiques géométriques, les systèmes à concentration sont classés comme : concentrateurs à deux dimensions (ou concentrateurs linéaires) et concentrateurs à trois dimensions (ou concentrateurs ponctuels) [16].

Les concentrateurs à deux dimensions peuvent concentrer le rayonnement solaire autour d'une ligne appelée axe focal, où est situé le récepteur [16]. Ce dernier est constitué d'un absorbeur généralement tubulaire placé à l'intérieur d'une enveloppe cylindrique en verre. Les rayons solaires sont reflétés vers le récepteur soit par des miroirs de forme cylindro–parabolique, soit par des réflecteurs linéaires de Fresnel. L'axe longitudinal du concentrateur peut s'aligner dans une direction est–ouest afin de suivre les variations de la déclinaison du soleil au cours de l'année, ou bien dans une direction nord–sud de façon à suivre le mouvement diurne du soleil [2,16]. Du fait que la surface tubulaire absorbante étant plus petite, les pertes thermiques sont moindres que pour un capteur plan de même ouverture. L'utilisation de surfaces sélectives et l'évacuation de l'air entre l'enveloppe en

verre et l'absorbeur tubulaire pour faire le vide, permettent de réduire encore les pertes thermiques par émission infrarouge et par convection ; le rendement peut donc être amélioré et par suite les températures obtenues sont plus élevées [5,16]. Avec une concentration du rayonnement solaire jusqu'à 80 fois sur la surface absorbante, la température du fluide caloporteur peut atteindre 400 °C [5].



Paraboloïde



Miroirs cylindro-parabolique



Réflecteurs linéaires de Fresnel



Champ d'héliostats

Figure 1.3 : Systèmes à concentration

Les concentrateurs à trois dimensions peuvent focaliser le rayonnement solaire autour d'un point appelé point focal ou foyer, où est situé le récepteur [16]. Ce dernier représente soit un moteur à combustion externe (moteur Stirling) qui peut convertir la chaleur en une énergie mécanique entraînant un générateur électrique, soit un échangeur de chaleur qui servira à produire de la vapeur surchauffée pour actionner une turbine à vapeur [2]. Pour rediriger les rayons solaires vers le récepteur on peut utiliser des lentilles de Fresnel, des surfaces représentant une symétrie de révolution (paraboloïdes), ou bien un champ de miroirs plats disposés en cercles ou en rangées parallèles (héliostats). Dans tels

systèmes de concentration ponctuelle utilisés pour les applications à haute température supérieure à 500 °C, le concentrateur doit toujours être pointé vers le soleil à l'aide d'une monture mobile autour de deux axes [16]. En plus des imperfections des éléments optiques et des erreurs de pointage, la difficulté de transporter le fluide caloporteur à haute température augmente avec cette dernière à cause de l'augmentation des pertes thermiques, sauf dans les centrales à tour car l'énergie est transportée optiquement plutôt que thermiquement. Cependant, ce problème peut en effet être évité dans les capteurs solaires paraboliques ou avec lentilles de Fresnel si un générateur électrique est placé au foyer [11].

Références

- [1] **Z. Şen.** Solar Energy Fundamentals and Modeling Techniques. Springer (2008).
- [2] **S. A. Kalogirou.** Solar Energy Engineering: Processes and Systems. Elsevier (2009).
- [3] **R. Foster, M. Ghassemi, A. Cota.** Solar Energy: Renewable Energy and the Environment. CRC Press (2010).
- [4] **J. A. Duffie, W. A. Beckman.** Solar Engineering of Thermal Processes. Wiley (2013).
- [5] **German Solar Energy Society.** Planning and Installing Solar Thermal Systems: A guide for installers, architects and engineers. Earthscan (2010).
- [6] **A. A. M. Sayigh.** Comprehensive Renewable Energy. Elsevier (2012).
- [7] **Ministère de l'Énergie et des Mines.** Programme des énergies renouvelables et de l'efficacité énergétique. (<http://www.mem-algeria.org/francais/index.php?page=enr>).
- [8] **B. Norton.** Harnessing Solar Heat. Springer (2014).
- [9] **A. A. M. Sayigh.** Solar Energy Engineering. Academic Press (1977).
- [10] **B. Norton.** Solar Energy Thermal Technology. Springer (1992).
- [11] **A. Rabl.** Active Solar Collectors and Their Applications. Oxford University Press, New York (1985).
- [12] **M. Daguinet.** Les Séchoirs Solaires: Théorie et Pratique. Unesco (1985).
- [13] **F. Kreith, D. Y. Goswami.** Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energy. CRC Press (2007).
- [14] **A. Labouret, M. Villoz.** Solar Photovoltaic Energy. The Institution of Engineering and Technology (2010).
- [15] **R. A. Hobday.** Passive Solar-Energy Air-Heating Wall Panels. PhD thesis, Cranfield institute of technology (1987).
- [16] **J. M. Chassériaux.** Conversion Thermique du Rayonnement Solaire. Dunod (1984).
- [17] **P. Amet, G. Gourdon, Y. Guern, R. Jules, E. Marguet, F. Mykieta.** Installer un Chauffage ou un Chauffe-eau Solaire. Eyrolles (2008).

Chapitre 2

Éléments de thermique des insolateurs plans

2.1 Introduction

Les insolateurs plans sont largement répandus grâce à la simplicité de design et à la possibilité de les fabriquer soi-même, malgré les nombreux inconvénients qu'ils présentent notamment au niveau de performance énergétique. Pour permettre l'amélioration de la performance des insolateurs, on doit souvent adopter la solution modélisation–simulation qui nous permet de prédire le comportement thermique de plusieurs insolateurs fonctionnant sous conditions environnementales diverses et de sélectionner ensuite celui qu'on estime être le plus performant sans besoin d'avoir recours à la solution prototype–expérience qui pose des problèmes de coût et de temps [1]. La modélisation qui s'appuie sur une analyse mathématique plus ou moins rigoureuse, nécessite tout d'abord une bonne compréhension du fonctionnement des dispositifs considérés dans lesquels les trois modes de transmission de chaleur (conduction, convection et rayonnement) interviennent.

2.2 Configurations et caractéristiques

Actuellement, presque tous les insolateurs plans disponibles sont constitués d'un absorbeur métallique dans un caisson rectangulaire isolé thermiquement sur sa face arrière et latérale, et sont pourvus d'un couvercle transparent sur la surface supérieure [2]. Ils se divisent généralement selon le fluide caloporteur utilisé en deux types : insolateurs à liquide et insolateurs à air, dont le choix définitif du fluide à utiliser pour une application considérée est une tâche compliquée qui nécessite une analyse comparative prudente des aspects techniques et économiques [3]. L'une des différences principales (voir [Tableau 2.1](#)) entre ces deux types est la forme géométrique du passage à travers lequel s'écoule le fluide caloporteur (voir [Figure 2.1](#)), ainsi que le matériau avec lequel ce passage est construit. Il existe donc de très nombreux types d'insolateurs plans dont il faut s'assurer qu'il devrait y avoir une conversion maximale de l'énergie solaire en énergie thermique utile [4].

Dans les insolateurs à liquide les tubes formant le passage du fluide caloporteur sont soit reliés en série sous forme d'un serpent (montage serpent) qui n'est pas recommandé en mode thermosiphon, soit raccordés de chaque côté à un tube collecteur de plus gros diamètre (montage en échelle) qui représente la configuration typique et répandue des insolateurs à liquide [5,6]. Ces tubes peuvent être soudés ou emboutis dans une tôle métallique par plusieurs techniques à savoir l'application visée, le rendement souhaité et le coût de fabrication. Lorsque la distance entre les tubes augmente, l'efficacité de l'ailette (l'élément de surface entre deux tubes successifs) diminue assez rapidement,

Tableau 2.1 : Avantages et inconvénients des insolateurs à liquide et à air [7]

Caractéristiques	Liquide	Air
Rendement	Généralement plus performants pour une différence de température donnée	Généralement fonctionnent avec une performance un peu plus basse
Configuration du système	Peuvent être facilement combinés avec des systèmes de chauffage et de réfrigération	Utilisation directe pour le chauffage des locaux, mais difficilement adaptés au système de réfrigération
Protection antigel	Peuvent nécessiter l'utilisation d'un antigel et d'un échangeur de chaleur ce qui réduit le rendement et ajoute des coûts	Pas nécessaire
Maintenance	Des précautions doivent être prises contre les fuites, la corrosion et l'ébullition	Exigences de maintenance réduites
Fonctionnement	Moins de puissance nécessaire au pompage de liquides	Fonctionnement bruyant et plus de puissance nécessaire pour faire déplacer de l'air
Coût	Insolateurs coûtent plus cher	Systèmes de stockage coûtent plus cher
Etat de l'art	Ont reçus une attention considérable de la part de l'industrie solaire	Ont reçus moins d'attention

tout dépend de la conductance thermique de l'ailette ainsi que du type de contact tube–ailette. Typiquement, l'absorbeur le plus rentable ayant une distance optimale ne dépasse pas 15 cm [8]. Le fluide caloporteur souvent utilisé est un mélange (eau+substance antigel) qui doit avoir les caractéristiques suivantes [9] :

1. Densité et chaleur spécifique élevées ;
2. Caractère non corrosif ;
3. Inertie chimique et stabilité à températures moins de 100 °C ;
4. Bonne résistance au gel ;
5. Viscosité faible ;
6. Non toxique.

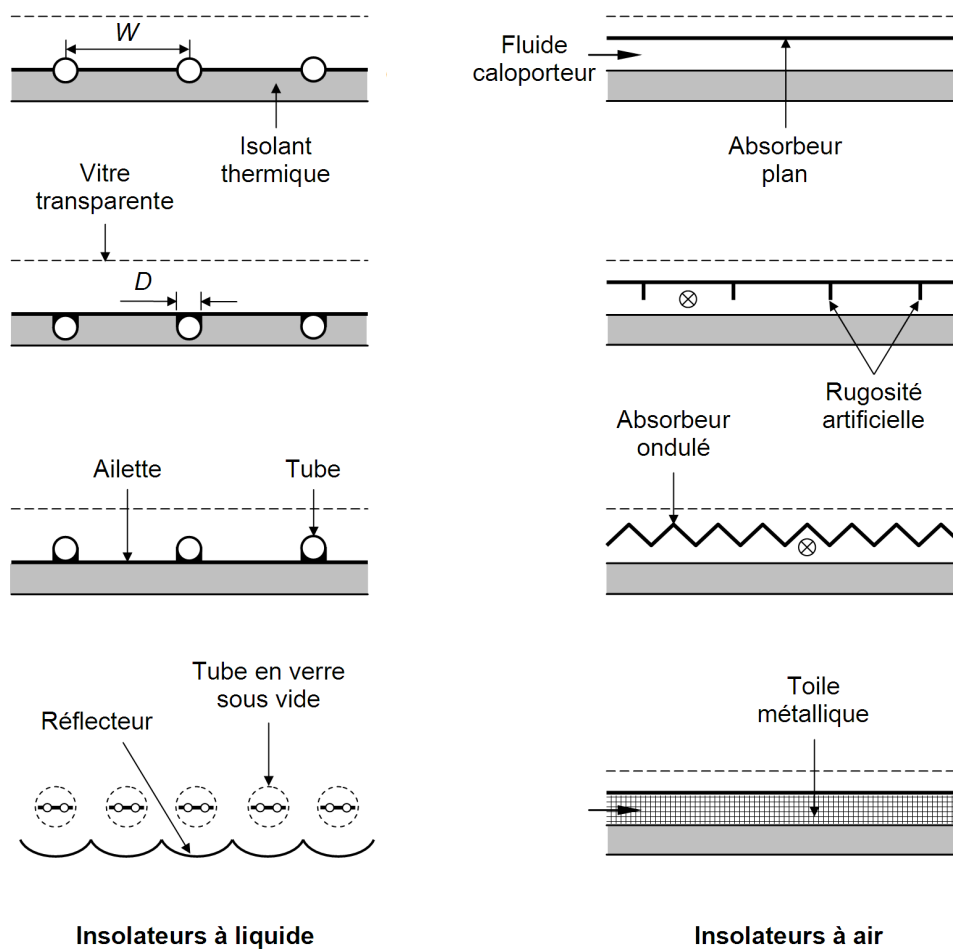


Figure 2.1 : Configurations typiques des insolateurs plans

Dans les insolateurs à air, on aurait toujours besoin d'une surface de contact entre l'air et l'absorbeur plus large que celle dans les insolateurs à liquide car le coefficient d'échange thermique de l'air est plus faible. Par conséquent, plusieurs solutions de

conception ont été adoptées pour favoriser l'échange thermique sans que des problèmes d'esthétique et de disponibilité d'espace d'installation puissent se présenter. Généralement, des générateurs de turbulence sous forme d'obstacle/ailettes sont souvent employés dans la veine d'air. Ce dernier peut également circuler en mode double passage, c'est-à-dire, circuler à la fois en dessous et au dessus de l'absorbeur. Une autre technique qui sert à optimiser l'échange thermique, est l'utilisation des absorbeurs poreux sous forme, par exemple, de matrices de toiles métalliques à travers lesquelles on fait circuler l'air [10]. Bien que les isolateurs à air soient les moins répandus (ils ne représentaient que 0.6 % de la capacité totale mondiale en 2012, alors que les isolateurs à eau – y compris les isolateurs à tubes sous vide – dominent le marché avec 99.4 % [11]) due à la limitation de leurs performances par rapport aux isolateurs à eau, ils présentent à l'encontre de ces derniers plusieurs avantages [3,12] :

1. Ils peuvent être construits avec le minimum possible de matériaux qui sont parfois à prix très réduit ;
2. Les problèmes de gel et d'évaporation n'existent pas ;
3. Il n'y a aucun besoin d'utiliser un échangeur auxiliaire, car l'air qui circule dans l'isolateur est utilisé directement dans l'application souhaitée ;
4. Les fuites d'air, si elles existent, ne provoquent aucun problème sérieux ;
5. Le problème de corrosion est éliminé ;
6. La pression à l'intérieur de l'isolateur est relativement basse, par conséquent, aucune mesure de sécurité pour la tenue en pression n'est nécessaire.

2.3 Transmission de chaleur dans les isolateurs plans

La conversion de l'énergie solaire en énergie thermique fait intervenir les trois processus de transmission de chaleur qui sont largement affectés par la configuration de l'isolateur en question. L'évaluation exacte des flux de chaleur à travers les différents éléments d'un isolateur est souvent très compliquée à cause de la distribution non uniforme de températures, du comportement non linéaire de transferts thermiques par convection et par rayonnement et de la géométrie complexe de certaines configurations. Cependant, à l'aide des lois phénoménologiques et des corrélations empiriques adéquates, il est possible d'estimer sans trop de difficultés les différents échanges thermiques au sein des isolateurs plans avec une précision suffisante.

2.3.1 Conduction

La conduction thermique est le transfert de chaleur à petite échelle, dans une matière localement au repos. Elle peut donc avoir lieu dans les solides et dans une moindre mesure dans les fluides, plus dans les liquides que dans les gaz. Ce phénomène qui est fortement lié à la structure et à l'organisation des particules de la matière à travers laquelle il se manifeste, est très analogue à la conduction de l'électricité [13]. Le mécanisme de diffusion de la chaleur dans un matériau est décrit par la loi de Fourier qui énonce que le flux de chaleur par conduction dans n'importe quelle direction est proportionnel au gradient négatif de température et à la surface perpendiculaire à celui-ci :

$$q = -A \text{grad}(kT) \quad (2.1)$$

Où k est la conductivité thermique du matériau. L'une des deux situations les plus simples qu'on rencontre souvent dans les isolateurs plans est la conduction unidirectionnelle en régime stationnaire dans une paroi plane de conductivité thermique constante dont le flux de chaleur peut être déterminé en intégrant l'équation (2.1) entre les deux surfaces de la paroi distant de L et maintenues aux températures T_1 et T_2 respectivement :

$$q = A \frac{T_1 - T_2}{L/k} \quad (2.2)$$

Où L/k représente la résistance thermique de conduction. Cette expression est fréquemment utilisée pour calculer les pertes thermiques vers l'arrière et à travers les parois latérales de l'isolateur, tant que les résistances associées aux échanges thermiques par convection et par rayonnement sont d'un ordre de grandeur très petit par rapport à celui de la résistance associée à l'échange thermique par conduction [14]. Les coefficients de pertes correspondants basés sur la surface de l'isolateur sont donc donnés par :

$$U_b = \frac{k_b}{L_b} \quad U_e = \frac{k_e A_e}{L_e A_c} \quad (2.3)$$

La deuxième situation correspond à la conduction dans la paroi d'un tube cylindrique de rayon intérieur r_1 et rayon extérieur r_2 dont les surfaces sont maintenues aux températures T_1 et T_2 respectivement. De même que le cas plan, par l'intégration de l'équation (2.1) en coordonnées polaires on obtient l'expression utilisée généralement dans les isolateurs à liquide pour calculer l'énergie transférée au fluide caloporteur par conduction à travers l'épaisseur du tube :

$$q = A_1 \frac{T_2 - T_1}{\frac{r_1}{k} \ln(r_2/r_1)} \quad (2.4)$$

Un autre problème de diffusion de la chaleur ayant rapport avec les applications solaires, et qui est d'une très grande importance vis-à-vis de la compréhension de l'influence de conception de l'isolateur sur sa performance, est le problème classique de conduction dans une ailette. L'une des configurations les plus courantes dans les isolateurs plans est celle d'un absorbeur constitué de tubes et d'ailettes longitudinales de profil rectangulaire (Figure 2.2) dont la distribution de la température permet de déterminer le facteur d'efficacité de l'ailette. En supposant que le régime est stationnaire et que l'ailette est suffisamment mince et de bonne conduction de la chaleur pour que la température soit uniforme dans l'épaisseur δ de celle-ci, le bilan thermique d'un élément d'ailette de surface $dx dy$ se réduit à [10] :

$$\frac{d^2 T_p}{dx^2} = \frac{U_L}{k\delta} \left(T_p - T_a - \frac{\eta_o G}{U_L} \right) \quad (2.5)$$

Comme la température de l'absorbeur est maximale (soit $dT_p/dx = 0$) à mi-chemin entre deux tubes et minimale (soit T_b) au dessus de ceux-ci par où est évacuée la chaleur, la solution de l'équation (2.5) qui satisfait ces conditions aux limites conduit à :

$$dq = (W - D) dy F [\eta_0 G - U_L (T_b - T_a)] \quad (2.6)$$

Avec :

$$F = \frac{\tanh\left(\sqrt{\frac{U_L}{k\delta}} (W - D)/2\right)}{\sqrt{\frac{U_L}{k\delta}} (W - D)/2} \quad (2.7)$$

Où $(W - D)$ représente la largeur de l'ailette.

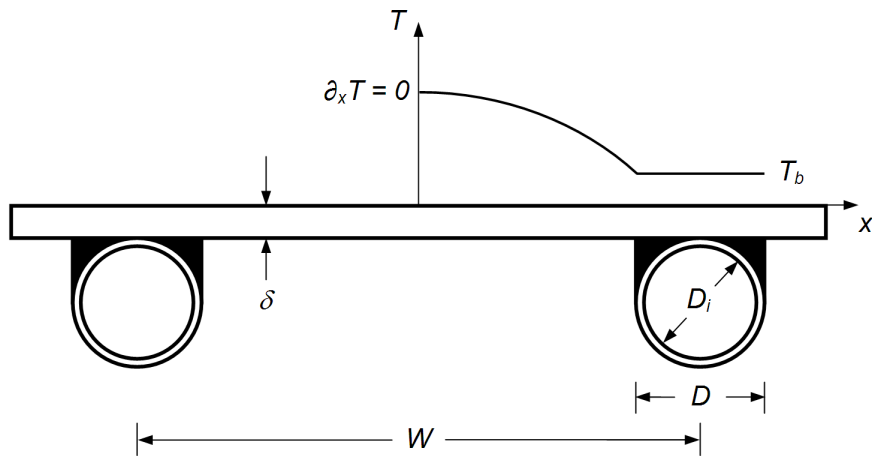


Figure 2.2 : Schéma d'un absorbeur à ailette

2.3.2 Convection

La convection thermique est le transfert de chaleur qui résulte d'un mouvement d'ensemble du matériau le supportant. La convection a donc lieu dans les fluides, gaz ou liquides. Ce phénomène qui est fortement lié à l'écoulement fluide et aux géométries et états de surface si un solide intervient, est souvent caractéristique de l'échange à la frontière entre un solide et un fluide. Il convient de distinguer la convection forcée dans laquelle le fluide est mis en mouvement par un apport d'énergie mécanique extérieur (pompe, ventilateur, ...) de la convection naturelle dans laquelle le fluide prend, en son sein, l'énergie nécessaire au mouvement (variation de masse volumique associée à une variation de température par exemple) [13]. Le flux total de chaleur échangé par convection s'exprime par la relation dite « loi de refroidissement de Newton » qui énonce que le taux de décroissance de la température d'un corps chaud immergé dans un fluide froid est à tout instant proportionnel à l'écart de température entre eux :

$$q = h A (T_w - T_\infty) \quad (2.8)$$

Où h représente le coefficient d'échange convectif moyen. Cette formulation est très simple et ne peut décrire tel processus compliqué de transfert de la chaleur que dans des

conditions très restreintes, et ce, à cause de la dépendance du coefficient h de l'écart de température. Néanmoins, dans plusieurs applications de l'ingénierie cette loi peut être considérée comme une approximation raisonnable du mécanisme réel de convection. Et comme la convection de la chaleur est totalement couplée au transfert de masse dans un écoulement, le calcul du coefficient d'échange convectif nécessite la détermination en premier lieu du champ de vitesse et de température au voisinage de la paroi solide en résolvant les équations de conservation de la masse, la quantité de mouvement et de l'énergie.

Les particules du fluide qui sont en contact avec une surface solide sont immobiles (condition d'adhérence). Donc, depuis qu'il n'y a pas de mouvement du fluide par rapport à cette surface, la propagation de la chaleur à travers celle-ci est au début par conduction pure, et le flux de la chaleur dans la couche fluide adjacente immédiatement à la surface peut s'exprimer alors par la loi de Fourier [15,16]. Ceci permet de mettre en évidence la relation entre le coefficient d'échange thermique par convection et le gradient de température dans le fluide à la paroi :

$$h = \frac{-k_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial n} \right)_w}{(T_w - T_\infty)} \quad (2.9)$$

Les propriétés d'homogénéité dimensionnelle des termes d'une équation nous permettent de la simplifier, de réduire le nombre total de variables affectant sa solution et de représenter les résultats sous forme de relations dans lesquelles interviennent des groupements sans dimensions. Par conséquent, les données spécifiques d'un système peuvent être généralisées sans peine à un nombre très large de systèmes similaires par un changement d'échelle des grandeurs fondamentales.

La méthode d'analyse dimensionnelle permettra de déterminer de manière simple le coefficient d'échange convectif en terme de nombre de Nusselt (le rapport entre le transfert thermique par convection et le transfert thermique par conduction à travers une interface solide/fluide) pour la plupart des problèmes rencontrés dans la pratique [13]. Donc, le nombre de Nusselt de l'ordre de l'unité représente le transfert thermique par conduction pure qui apparaît dans le cas où le fluide est pratiquement stagnant.

Concernant les échangeurs de chaleur en général et les isolateurs en particulier, le transfert thermique par convection est difficile à déterminer avec précision plus de 20 % même sous les meilleures circonstances. En outre, certains isolateurs impliquent des configurations géométriques pour lesquelles le coefficient d'échange convectif n'a jamais été mesuré ou calculé [17]. En vue de toutes les variables et les configurations possibles, plusieurs corrélations (souvent incompatibles) du coefficient d'échange convectif existent dans la littérature. Dans ce qui suit, nous allons présenter les plus utilisées pour les configurations conventionnelles des isolateurs plans et qui correspondent à la convection interne dans des tubes de section circulaire ou entre deux plans parallèles, et à la convection externe sur une plaque plane.

Convection due au vent

Le coefficient de pertes thermiques par convection due au vent est important dans l'étude de la performance des isolateurs plans [14], malgré que l'incertitude sur sa valeur ne semble pas avoir une grande influence sur le coefficient global de pertes thermiques [17]. Il devrait être noté qu'aucune recherche bien établie n'a toujours été entreprise pour déterminer ce coefficient [7] ; toutefois, plusieurs relations empiriques et semi-empiriques sont généralement admises, citons entre autres celle de McAdams [14] :

$$h_w = 5.7 + 3.8V \quad (2.10)$$

Où V est la vitesse du vent exprimée en m/s. Ou encore la relation de Sparrow utilisée lorsque les pertes sont dues d'une manière prédominante à la convection forcée [18] :

$$Nu_L = 0.86 Re_L^{0.5} Pr^{0.33} \quad \text{pour } 2 \times 10^4 \leq Re_L \leq 10^5 \quad (2.11)$$

Où L est la longueur caractéristique de la plaque considérée (=quatre fois la surface divisée par le périmètre de la plaque).

Convection naturelle entre deux plans parallèles

Pour réduire les pertes thermiques vers l'avant, l'isolateur est souvent pourvu d'une vitre transparente placée au dessus de l'absorbeur dont l'écart de température provoque la naissance de la convection naturelle dans le film d'air entre ceux-ci. Alors, le coefficient d'échange thermique par convection naturelle entre deux plans parallèles inclinés est également de grande importance pour l'évaluation des pertes thermiques dans les isolateurs plans. Les relations de ce coefficient disponibles dans la littérature sont purement empiriques, vu la complexité de ce phénomène. La relation la plus fiable pour l'analyse thermique des isolateurs plans est celle proposée par Hollands et al. [14] :

$$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \beta} \right]^+ \left(1 - \frac{1708(\sin 1.8\beta)^{1.6}}{Ra \cos \beta} \right)^+ \left[\left(\frac{Ra \cos \beta}{5830} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right]^+ \quad \text{pour } 0 < Ra < 10^6 \quad (2.12)$$

Où l'exposant + signifie que seule la valeur positive du terme entre crochet sera prise en compte (i.e. prendre zéro si ce terme est de valeur négative) ; β est l'angle d'inclinaison de l'isolateur compris entre 0 et 75°. Il n'est que rarement possible de trouver des isolateurs inclinés à des angles compris entre 75° et 90° ; et s'ils existent, ils seront probablement verticaux. Dans ce cas, il est recommandé d'utiliser la valeur 75° dans la relation (2.12).

Une autre corrélation alternative est proposée par Buchberg et al. [19] :

$$Nu = 1 + 1.446 \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \beta} \right]^+ \quad \text{pour } 1708 < Ra \cos \beta < 5900 \quad (2.13a)$$

$$Nu = 0.229 [Ra \cos \beta]^{0.252} \quad \text{pour } 5900 < Ra \cos \beta < 9.23 \times 10^4 \quad (2.13b)$$

$$Nu = 0.157 [Ra \cos \beta]^{0.285} \quad \text{pour } 9.23 \times 10^4 < Ra \cos \beta < 10^6 \quad (2.13c)$$

D'où, la longueur caractéristique utilisée dans les expressions du nombre de Nusselt et de Rayleigh représente la distance verticale entre les deux plans.

Convection forcée dans des tubes circulaires

La convection thermique associée à un écoulement se développant dans un espace confiné est généralement affectée par plusieurs facteurs (géométrie du conduit, effet de la zone d'entrée, régime d'écoulement et type de conditions thermiques imposées aux limites du conduit) qui doivent être pris en considération. Il faudrait donc faire attention quand on voulait choisir la corrélation du coefficient d'échange par convection forcée adéquate pour telle ou telle application. Dans tout ce qui suit, les nombres adimensionnels sont basé sur une longueur caractéristique appelée diamètre hydraulique qui est donné par la relation suivante :

$$D_h = \frac{4 \times \text{section droite de l'écoulement}}{\text{périmètre de contact fluide - paroi}} \quad (2.14)$$

Comme déjà mentionné, la configuration tubulaire est la plus usuelle dans le cas des isolateurs à liquide. En considérant un tube de diamètre D et de longueur L , le coefficient d'échange convectif pour un régime d'écoulement laminaire peut être calculé à partir de la relation empirique suivante [14] :

$$\text{Nu} = \text{Nu}_{\text{établi}} + \frac{a(\text{Re Pr } D/L)^m}{1 + b(\text{Re Pr } D/L)^n} \quad (2.15)$$

Où les constantes a , b , m , n sont données dans le [Tableau 2.2](#) pour un flux de chaleur constant à la paroi du tube (condition de Neumann), et dans le [Tableau 2.3](#) pour une température de paroi constante (condition de Dirichlet). Pour des tubes très longs ($D/L \rightarrow 0$), l'effet de la zone d'entrée (écoulement non établi) sur l'échange thermique dans le tube entier est négligeable, et on déduit donc de l'équation (2.15) que $\text{Nu} \approx \text{Nu}_{\text{établi}}$. Pour des nombres de Reynolds supérieurs à 2300 le régime d'écoulement devient turbulent, et la relation suivante applicable pour les deux types de conditions aux limites thermiques est recommandée [14,20] :

$$\text{Nu} = \frac{(f/8)(\text{Re}-1000)\text{Pr}}{1.07 + 12.7\sqrt{f/8}(\text{Pr}^{2/3}-1)} \left[\frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0.11} \left[1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{0.7} \right] \quad (2.16)$$

Où f est le coefficient de frottement de Darcy donné par :

$$f = (0.79 \ln(\text{Re}) - 1.64)^{-2} \quad (2.17)$$

Toutes les propriétés physiques du fluide sont évaluées à la température moyenne, sauf la viscosité dynamique μ_w qui doit être évaluée à la température de paroi T_w . Pour les gaz, le rapport de température T_w/T est utilisé au lieu du rapport de viscosité μ/μ_w [14]. Et dans le cas d'un régime turbulent établi (tubes longs), on remplace D/L par zéro dans l'équation (2.16).

Tableau 2.2 : Constantes de l'équation (2.15) pour un tube circulaire avec flux de chaleur constant [14]

Pr	a	b	m	n
0.7	0.00398	0.01140	1.66	1.12
10	0.00236	0.00857	1.66	1.13
∞	0.00172	0.00281	1.66	1.29

$Nu_{\text{établi}} = 4.364$

Tableau 2.3 : Constantes de l'équation (2.15) pour un tube circulaire avec température constante [14]

Pr	a	b	m	n
0.7	0.0791	0.0331	1.15	0.82
5	0.0534	0.0335	1.15	0.82
∞	0.0461	0.0316	1.15	0.84

$Nu_{\text{établi}} = 3.657$

Convection forcée entre deux plans parallèles

Dans les isolateurs à air, l'air s'écoule généralement dans un canal rectangulaire de grand rapport de forme (rapport entre la largeur et la hauteur de la section droite du canal) que l'on peut pratiquement considérer comme un espace délimité par deux plans parallèles de largeur infinie. Une autre caractéristique typique des isolateurs à air est le type de conditions aux limites qui imposent que l'un des plans est chauffé et l'autre est isolé (adiabatique).

Le coefficient d'échange convectif pour un régime d'écoulement laminaire dans telle configuration peut être calculé à partir d'une corrélation similaire à l'équation (2.15) dont les constantes sont données dans le [Tableau 2.4](#) et le [Tableau 2.5](#) respectivement pour le cas où le plan chauffé est soumis à un flux de chaleur constant, et le cas où le plan chauffé est maintenu à une température constante uniforme [14]. De même que pour les tubes circulaires, si les deux plans sont infiniment longs, le coefficient d'échange par convection est égal à celui associé à l'écoulement établi $Nu \approx Nu_{\text{établi}}$. Pour un écoulement turbulent entre deux plans parallèles, on peut utiliser la corrélation suivante :

$$Nu = 0.0158 Re^{0.8} \left[1 + 0.2863 \exp\left(-0.0582 \frac{L}{D}\right) \right] \quad (2.18)$$

Cette équation représente le produit du nombre de Nusselt d'un écoulement turbulent établi [14] et un facteur de correction tenant compte des situations dans lesquelles les deux plans sont relativement moins longs, et dont l'expression est dérivée des données de Kays et Crawford rapportées dans la référence précitée.

Tableau 2.4 : Constantes de l'équation (2.15) pour deux plans parallèles dont l'un est isolé et l'autre soumis à un flux de chaleur constant [14]

Pr	a	b	m	n
0.7	0.00190	0.00563	1.71	1.17
10	0.00041	0.00156	2.12	1.59
∞	0.00021	0.00060	2.24	1.77

$Nu_{\text{établi}} = 5.385$

Tableau 2.5 : Constantes de l'équation (2.15) pour deux plans parallèles dont l'un est isolé et l'autre maintenu à une température constante [14]

Pr	a	b	m	n
0.1 – 10	0.0606	$0.0909 Pr^{0.17}$	1.2	0.7

$Nu_{\text{établi}} = 4.86$

2.3.3 Rayonnement thermique

Le rayonnement thermique est une énergie émise par la matière à une température supérieure au zéro absolu (soit $-273,15$ °C) sous forme de photons ou d'ondes électromagnétiques (émission qui se produit en surface pour les solides et les liquides opaques, et dans tout le volume pour les gaz ou les liquides transparents). Ces ondes dépendent de la température du corps rayonnant et ne nécessitent aucun support matériel pour se propager ; en fait, le transfert thermique radiatif est plus élevé dans le vide. Le rayonnement thermique se situe principalement dans le domaine spectral de l'ultra violet à l'infrarouge long ce qui correspond approximativement aux longueurs d'ondes de 0.38 à 10^3 μm [13]. Le transfert thermique par rayonnement est régi par la loi de Stefan–Boltzmann qui établit que la densité surfacique de flux d'énergie rayonnée par un corps noir est proportionnelle sa température superficielle absolue élevée à la puissance quatre :

$$E_{\text{corps noir}} = \sigma T^4 \quad (2.19)$$

Où $\sigma = 5.6697 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ est la constante de Stefan–Boltzmann. Cette loi décrit le comportement d'un corps noir (corps idéal) qui absorbe, sans réfléchir ni transmettre, tout rayonnement de toute longueur d'onde incident sur sa surface de toute direction. D'autre part, le corps noir émet d'une manière diffuse le maximum possible d'énergie pour une température donnée [21]. Il est donc commode de choisir le corps noir comme référence pour décrire la capacité d'un matériau réel à émettre de l'énergie par rayonnement. Une propriété optique appelée l'émissivité (hémisphérique totale) peut ensuite être définie comme le rapport de l'énergie totale émise par un matériau réel sur l'énergie totale émise par un corps noir à la même température [20] :

$$E_{\text{matériau réel}} = \varepsilon \sigma T^4 \quad (2.20)$$

La majorité des problèmes de thermique dans les applications solaires implique le transfert par rayonnement entre deux surfaces opaques séparées par un milieu transparent dont on a besoin d'introduire la notion de facteur de vue (la part de flux rayonné par la première surface qui va être interceptée par la deuxième surface) décrivant l'influence de leurs formes, positions et orientations sur l'échange radiatif [21]. Le flux net échangé entre deux surfaces A_1 et A_2 de températures absolues T_1 et T_2 (soit $T_1 < T_2$) et d'émissivités ε_1 et ε_2 respectivement, est donné par l'expression suivante :

$$q = \frac{\sigma(T_2^4 - T_1^4)}{\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2 A_2}} \quad (2.21)$$

Où F_{12} est le facteur de vue (ou facteur de forme géométrique) entre les surfaces 1 et 2.

Il est également possible, et parfois préférable, dans le cas de transfert thermique par rayonnement d'introduire un coefficient d'échange radiatif de telle sorte que l'équation (2.21) peut être réécrite sous la forme linéaire suivante :

$$q = A_{\text{réf}} h_r (T_2 - T_1) \quad (2.22)$$

D'où, nous pouvons déduire que :

$$h_r = \frac{\sigma(T_2^2 + T_1^2)(T_2 + T_1)}{\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} \frac{A_{\text{réf}}}{A_1} + \frac{A_{\text{réf}}}{A_1 F_{12}} + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2} \frac{A_{\text{réf}}}{A_2}} \quad (2.23)$$

Ce qui nous intéresse le plus dans les isolateurs plans sont deux cas particuliers. Le premier est l'échange radiatif entre l'absorbeur et la vitre qui peuvent être représentés par deux plans parallèles infinis dont les surfaces sont égales $A_1 = A_2 = A$ et le facteur de vue F_{12} est égal à l'unité :

$$h_r = \frac{\sigma(T_2^2 + T_1^2)(T_2 + T_1)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} = \varepsilon_{12} \sigma(T_2^2 + T_1^2)(T_2 + T_1) \quad (2.24)$$

Où ε_{12} est appelé l'émissivité composée (ou équivalente). Le second cas est l'échange radiatif entre la vitre et la voûte céleste qui peuvent être représentées par une petite surface A_1 entourée par une enceinte de surface très large A_2 , d'où $A_1/A_2 \rightarrow 0$ et le facteur de vue F_{12} est pris égal à l'unité :

$$h_r = \varepsilon_1 \sigma(T_2^2 + T_1^2)(T_2 + T_1) \quad (2.25)$$

Dans ce dernier cas, la température de la voûte céleste T_c doit être utilisée notamment sous un ciel très clair, où elle peut être considérablement inférieure à la température de l'air ambiant. Les corrélations souvent utilisées pour calculer cette température sont celles de Swinbank et de Whillier données respectivement par [22] :

$$T_c = 0.0552 T_a^{1.5} \quad (2.26)$$

$$T_c = T_a - 6 \quad (2.27)$$

2.4 Coefficient global de transfert thermique

La partie essentielle, et souvent plus incertaine, de l'analyse de n'importe quel échangeur de chaleur est la détermination du coefficient global de transfert thermique [20]. Dans la plupart des systèmes solaires, la linéarisation des pertes thermiques vers l'environnement en fonction de l'écart de température grâce à un coefficient global de pertes thermiques recouvre en fait une situation très complexe [10,17]. S'il est possible de considérer que l'environnement de l'isolateur est à la même température ambiante, le coefficient global de pertes thermiques peut s'exprimer alors comme la somme des coefficients de pertes thermiques à travers la face avant, la face arrière et à travers les parois latérales :

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad (2.28)$$

Comme les résistances au transfert thermique à travers la face arrière et les parois latérales du capteur solaire sont principalement dues aux matériaux d'isolation, elles peuvent être exprimées sous forme d'une résistance thermique simple en mode conductif. Tandis que les pertes à travers la face avant sont plus délicates à évaluer, du fait que plusieurs modes de transmission de chaleur coexistent. Dans telle situation, il est commode d'utiliser une analogie entre le comportement physique de propagation de flux de chaleur et de courant électrique décrits respectivement par la loi de Fourier et la loi d'Ohm. A tout élément pouvant être considéré comme homogène du point de vue de la température, on associe un point d'un circuit électrique et à tout mode de transfert de chaleur entre deux éléments de température différente, en associe une résistance électrique. Lorsque le transfert de chaleur entre deux éléments s'opère suivant plusieurs modes simultanés, le circuit électrique modèle comportera des résistances en parallèle et lorsqu'il s'effectue suivant plusieurs modes successifs, le circuit électrique modèle comportera des résistances en série (Figure 2.3a) [1]. Cette technique semi-empirique, applicable aux transferts de chaleur en mode simple ou multiple, nous permet de déduire l'expression du coefficient de pertes thermiques en avant à partir d'un schéma électrique simplifié (Figure 2.3c) représentant le circuit équivalent de l'isolateur. Nous écrivons ainsi :

$$\frac{q_t}{A} = \frac{T_p - T_a}{\frac{1}{U_t}} = \frac{T_p - T_a}{R_t} \quad (2.29)$$

Considérons le cas le plus simple d'un isolateur avec une seule vitre à température uniforme, la puissance absorbée par la vitre est négligeable et le transfert de chaleur est stationnaire unidirectionnel. L'énergie perdue par l'isolateur à travers sa face avant, équation (2.29), est égale au transfert de chaleur par convection et par rayonnement infrarouge de l'absorbeur vers la vitre :

$$\frac{q_t}{A} = \frac{T_p - T_v}{\frac{1}{h_{c,p-v} + h_{r,p-v}}} = \frac{T_p - T_v}{R_1} \quad (2.30)$$

Et est égale aussi au transfert de chaleur par convection et par rayonnement infrarouge de la vitre vers l'environnement :

$$\frac{q_t}{A} = \frac{T_v - T_a}{\frac{1}{h_{c,v-a} + h_{r,v-a}}} = \frac{T_v - T_a}{R_2} \quad (2.31)$$

Où R_1 , R_2 et R_t sont respectivement les résistances thermiques entre l'absorbeur et la vitre, entre la vitre et l'environnement et la résistance thermique équivalente. Ceci nous permet de déduire l'expression du coefficient U_t comme :

$$U_t = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{R_1 + R_2} = \left[\frac{1}{h_{c,p-v} + h_{r,p-v}} + \frac{1}{h_{c,v-a} + h_{r,v-a}} \right]^{-1} \quad (2.32)$$

Le calcul de ce coefficient doit s'effectuer par itération du fait que les coefficients h_c et h_r figurant dans son expression dépendent de températures inconnues T_p et T_v .

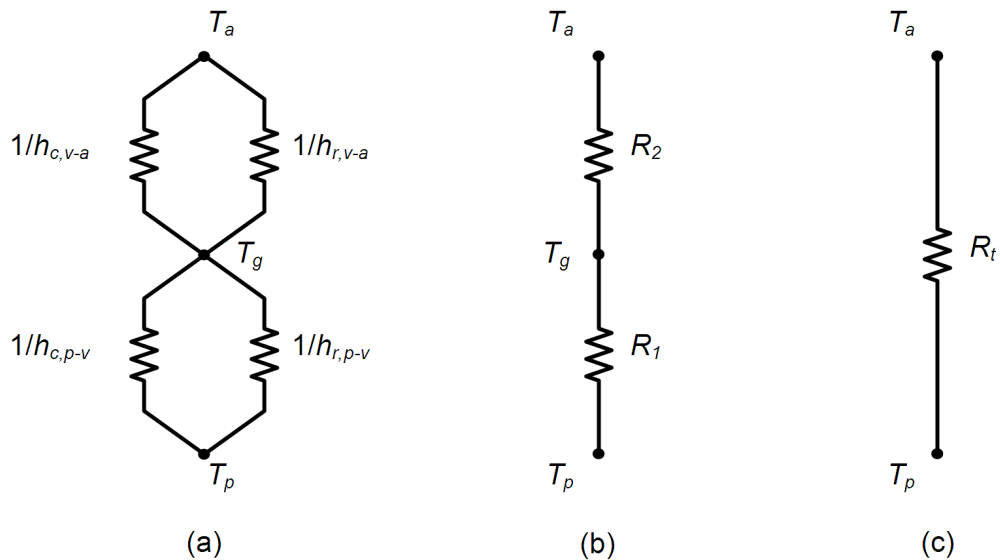


Figure 2.3 : Analogie électrique pour un isolateur plan d'une seule vitre

2.5 Caractéristiques optiques effectives

Pour l'analyse thermique des isolateurs plans, il est nécessaire de connaître la fraction du rayonnement solaire incident absorbée par leurs différents éléments. Après avoir traversé la vitre transparente de l'isolateur le rayonnement solaire sera finalement intercepté par l'absorbeur. Mais comme ce dernier n'est pas tout à fait un corps noir il va réfléchir dans l'espace une partie de ce rayonnement qui n'est pas totalement perdue car une fraction sera à son tour renvoyée par la vitre vers l'absorbeur. Il faudra donc tenir en considération les réflexions multiples ayant lieu dans l'espace confiné entre eux [17].

Comme la Figure 2.4 le montre, l'absorbeur capte la fraction α_p de la puissance transmise à travers la vitre, et réfléchit vers celle-ci la fraction $(1 - \alpha_p)$. Si ρ_d représente la réflectivité hémisphérique de la vitre, alors la fraction $(1 - \alpha_p)\rho_d$ sera réfléchi vers

l'absorbeur. Ce dernier absorbe à nouveau la fraction $\alpha_p(1-\alpha_p)\rho_d$ et réfléchit vers la vitre la fraction $(1-\alpha_p)^2\rho_d$. Ensuite, la fraction $(1-\alpha_p)^2\rho_d$ est à nouveau réfléchiée vers l'absorbeur et ainsi de suite jusqu'à une série infinie de réflexions-absorptions se produit [1]. En fin de compte et après une infinité de réflexions sur la vitre, la fraction du rayonnement solaire absorbée par l'absorbeur (appelée fréquemment *transmissivité-absorptivité effective*, ou encore, *rendement optique de l'isolateur*) est exprimée sous la forme de la série géométrique suivante [17] :

$$(\tau_v\alpha_p)_e = \tau_v\alpha_p + \tau_v\alpha_p(1-\alpha_p)\rho_d + \tau_v\alpha_p(1-\alpha_p)^2\rho_d^2 + \dots$$

$$(\tau_v\alpha_p)_e = \frac{\tau_v\alpha_p}{1-(1-\alpha_p)\rho_d} \quad (2.33)$$

Le même raisonnement s'applique également à la vitre pour déduire la fraction du rayonnement solaire absorbée par celle-ci, et que nous allons appeler ici *absorptivité effective de la vitre* :

$$(\alpha_v)_e = \alpha_v + \alpha_v\tau_v(1-\alpha_p) + \alpha_v\tau_v(1-\alpha_p)^2\rho_d + \alpha_v\tau_v(1-\alpha_p)^3\rho_d^2 + \dots$$

$$(\alpha_v)_e = \alpha_v \left[1 + \frac{\tau_v(1-\alpha_p)}{1-(1-\alpha_p)\rho_d} \right] \quad (2.34)$$

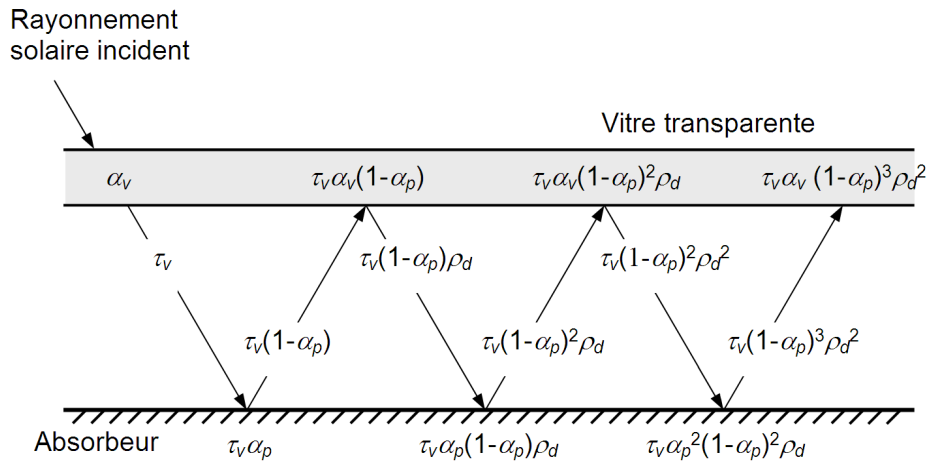


Figure 2.4 : Réflexion-absorption du rayonnement solaire

2.6 Modélisation thermique

Afin de mettre en évidence une caractérisation physique (énergétique) fiable pour procéder une comparaison entre plusieurs isolateurs ou une comparaison avec l'expérimental, ou encore pour opérer un choix du type d'isolateur convenant le mieux à une application pendant une durée déterminée, il existe différentes approches parmi elles, la construction d'un modèle abstrait (mathématique) régissant d'une manière plus ou moins approximative

le fonctionnement de l'isolateur, peut être une solution très utile à savoir le coût et la représentativité du dispositif en question [1].

En pratique, les isolateurs ne fonctionnent jamais en régime stationnaire à cause de leur inertie thermique et de la variation des données météorologiques au cours de la journée. Il est préférable par conséquent de considérer une analyse détaillée (pas à pas) pour représenter le comportement transitoire de l'isolateur en fonction de l'évolution réelle des conditions météorologiques au cours du temps. Malgré que cette analyse soit compliquée et très coûteuse en temps de calcul lorsqu'elle est effectuée sur une durée de l'ordre du mois ou de l'année, un passage souple à d'autres analyses relativement simples et moins coûteuses peut se faire sans difficulté particulière, tout en garantissant une précision optimale [1].

Pendant plus de 40 ans, un grand effort a été fourni pour améliorer le potentiel de prédiction des modèles dynamiques (transitoires) des isolateurs plans. Généralement il y a deux caractéristiques principales qui font la distinction entre ces différents modèles : le nombre de capacités thermiques prises en considération qui est égal au nombre d'équations différentielles du bilan énergétique, et le nombre de dimensions du problème qui représente les directions suivant lesquelles la température varie [23].

En considérant le cas simple d'un isolateur constitué d'une vitre, d'un absorbeur et d'un isolant (voir Figure 2.5), l'énergie lumineuse reçue du soleil se divise en pertes optiques qui correspondent à la partie réfléchiée par la vitre (et dans une moindre mesure par l'absorbeur) de cette énergie, et en énergie captée correspond à la partie absorbée par l'isolateur, qui se divise à son tour en énergie stockée sert uniquement à chauffer ce dernier, énergie perdue thermiquement vers le milieu ambiant et en énergie utile extraite par le fluide caloporteur. Si on considère que l'isolateur est parfaitement isolé (adiabatique) sur la face arrière et les parois latérales, le transfert thermique à travers la lame d'air entre l'absorbeur et la vitre est stationnaire (réponse instantanée au changement des conditions aux limites), l'absorbeur et la vitre sont des surfaces grises se trouvent chacune à une température uniforme, et que la température du fluide caloporteur varie dans le sens de l'écoulement, un modèle dynamique quasi-unidimensionnel à 3 nœuds peut être obtenu à partir de l'équilibre thermique de chaque élément de l'isolateur :

- Pour la vitre :

$$(mc_p)_v \frac{dT_v}{dt} = P_v + A(h_{r_{p-v}} + h_{c_{p-v}})(T_p - T_v) - A(h_w + h_{r_{v-a}})(T_v - T_a) \quad (2.35)$$

- Pour l'absorbeur :

$$(mc_p)_p \frac{dT_p}{dt} = P_p - A(h_{r_{p-v}} + h_{c_{p-v}})(T_p - T_v) - Ah_{c_{p-f}}(T_p - \bar{T}_f) \quad (2.36)$$

- Pour le fluide caloporteur :

$$(dmc_p)_f \frac{DT_f}{Dt} = h_{c_{p-f}}(T_p - T_f)dA \quad (2.37)$$

Où P_v et P_p représentent respectivement les puissances absorbées par la vitre et par l'absorbeur calculées en faisant intervenir les relations (2.33) et (2.34) par :

$$P_v = (\alpha_v)_e AG \quad (2.38)$$

$$P_p = (\tau_v \alpha_p)_e AG \quad (2.39)$$

Et d'où D/Dt est la dérivée particulaire et $(dmc_p)_f$ représente la capacité thermique d'un élément de longueur dx du fluide caloporteur. Les coefficients d'échange convectif h_c et radiatif h_r peuvent être déterminés selon la configuration de l'isolateur étudié à partir des relations présentées précédemment dans la Section 2.3.

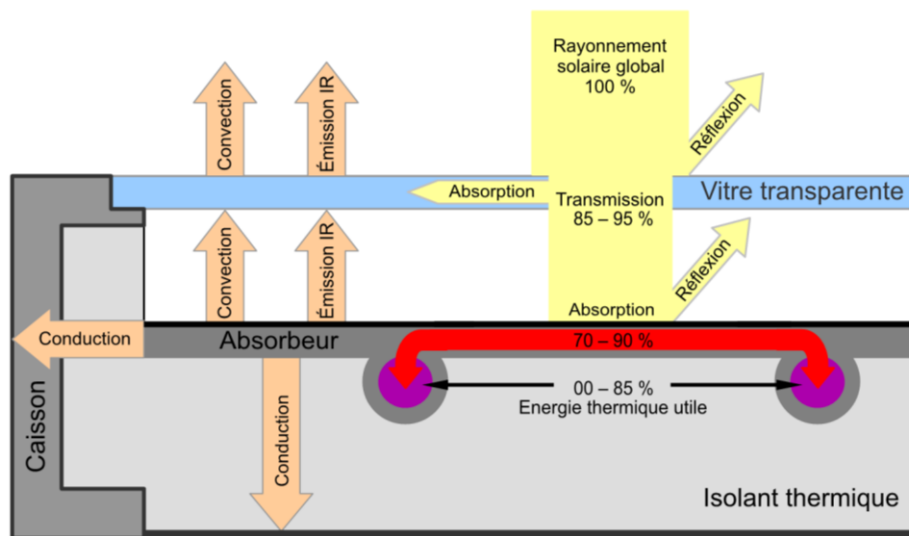


Figure 2.5 : Mécanismes de transfert thermique dans les isolateurs plans [24]

Pour résoudre l'ensemble des équations différentielles non linéaires (2.35) – (2.37), on doit d'abord les discrétiser suivant l'espace et le temps dont le schéma implicite inconditionnellement stable (indépendamment du choix de pas de temps [25]) peut être utilisé pour réduire l'effort total de calcul. Ensuite on doit avoir recours à l'une des différentes méthodes itératives pour la résolution du système d'équations algébriques qui en résulte. En considérant qu'à l'instant initial, soit $t = 0$, l'ensoleillement est nul et l'isolateur est à la température ambiante, les étapes suivantes montrent comment le processus itératif sera exécuté pour calculer les températures des différents éléments aux instants $t > 0$:

1. Utiliser les températures à $t - \Delta t$ comme estimation initiale à t ;
2. Calculer les divers coefficients d'échange thermique entre les différents éléments ;
3. Recalculer les températures des différents éléments ;
4. Répéter les étapes 2 et 3 jusqu'à ce que toutes les températures soient constantes pour deux itérations successives ;
5. Ajouter un pas de temps Δt et reprendre les étapes 1 à 4 pour l'instant $t + \Delta t$.

2.7 Performance des isolateurs plans

La performance d'un isolateur représente l'ensemble des paramètres qualitatifs caractérisant son comportement énergétique : absorption de l'énergie solaire, déperdition de la chaleur, effets de l'angle d'incidence du rayonnement solaire, et effets de la capacité calorifique [14].

2.7.1 Rendement thermique

Le paramètre de performance le plus important est le rendement de l'isolateur qui est défini comme étant le rapport de la puissance utile (délivrée au fluide caloporteur) à la puissance totale incidente sur la surface de l'isolateur pendant un certain temps. En fait, le rendement de l'isolateur est un indice de sa capacité à exploiter l'énergie solaire disponible pour répondre aux besoins des utilisateurs. Il dépend essentiellement de [9] :

1. Conditions extérieures : intensité du rayonnement solaire et conditions météorologiques ;
2. Température du fluide caloporteur : plus l'écart de température entre l'absorbeur et le fluide est élevé, plus l'échange thermique est favorisé ;
3. Conception de l'isolateur : matériaux, caractéristiques optique de vitrage, absorbeur, type de raccordement absorbeur–tubes, qui indiquent tous la proportionnalité entre le rendement de l'isolateur et sa capacité à limiter les pertes thermique vers l'extérieur.

La puissance utile est reliée au débit, capacité thermique à pression constante, et écart de température du fluide caloporteur de l'entrée à la sortie par [17] :

$$P_u = \dot{m}c_p(T_s - T_e) \quad (2.40)$$

Dans un régime stationnaire, la puissance utile extraite par le fluide caloporteur peut être exprimée comme la différence entre la puissance absorbée par l'isolateur et celle perdue vers l'extérieur [14] :

$$P_u = GA(\tau_v \alpha_p)_e - AU_L(T_p - T_a) \quad (2.41)$$

Le rendement de l'isolateur est alors donné par la relation :

$$\eta = \frac{\dot{m}c_p(T_s - T_e)}{GA} \quad (2.42)$$

Ou encore par :

$$\eta = (\tau_v \alpha_p)_e - U_L \frac{(T_p - T_a)}{G} \quad (2.43)$$

Du fait que la température de l'absorbeur est difficile à calculer ou à mesurer, il est commode de définir une quantité qui met en rapport la puissance utile extraite réellement à celle qui serait extraite si toute la surface de l'absorbeur était à la température d'entrée du fluide caloporteur, de telle sorte que le rendement instantané sera exprimée par [14] :

$$\eta = F_R (\tau_v \alpha_p)_e - F_R U_L \frac{(T_e - T_a)}{G} \quad (2.44)$$

Cette dernière équation est bien connue sous le nom d'équation de Hottel–Whillier–Bliss, où F_R est le facteur de conductance de l'isolateur.

2.7.2 Modificateur de l'angle d'incidence

L'équation du rendement (2.44) n'est valable que si le rayonnement solaire est perpendiculaire à la surface de l'isolateur plan, ce qui est rarement le cas [6] car celui-ci est stationnaire (ne possède aucun mécanisme de poursuite du soleil). Lorsque l'angle d'incidence augmente, la réflexion spéculaire du rayonnement incident (pertes optiques) augmente également, réduisant ainsi le rendement de l'isolateur [6,17].

Le modificateur de l'angle d'incident tient compte seulement de l'influence de l'angle d'incidence θ sur le rendement optique de l'isolateur et n'inclut donc pas les pertes par effet cosinus de la puissance du rayonnement solaire incident [17]. Il est défini comme le rapport du produit transmissivité-absorptivité à un angle d'incidence arbitraire sur le produit transmissivité-absorptivité à un angle d'incidence normal :

$$K_{\tau\alpha}(\theta) = \frac{(\tau\alpha)_\theta}{(\tau\alpha)_n} \quad (2.45)$$

Dans le cas des isolateurs plans, la relation entre $K_{\tau\alpha}(\theta)$ et $(1/\cos\theta - 1)$ peut être approximée avec une droite pour des angles d'incidence inférieurs à 60° [14] :

$$K_{\tau\alpha}(\theta) = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos\theta} - 1 \right) \quad (2.46)$$

Où b_0 est le coefficient du modificateur de l'angle d'incidence, qui dépend du type et du nombre de vitres [6,17]. En toute rigueur, il faudrait examiner séparément le rayonnement direct, diffus et réfléchi par le sol lorsqu'on veut prédire $K_{\tau\alpha}(\theta)$ pour un isolateur stationnaire. Toutefois, ce détail n'est pas important car les tests de performance sont effectués par temps clair dans lequel le rayonnement direct est prédominant [17].

2.7.3 Constante de temps

Dans le but de sélectionner un intervalle de temps approprié dans lequel le régime peut être considéré stationnaire, il est important de déterminer la capacité thermique d'un isolateur en terme d'une constante de temps liée à sa réponse temporelle aux perturbations instantanées [6]. La constante de temps est donc définie comme le temps nécessaire pour qu'un isolateur atteigne à nouveau le régime stationnaire après une variation brusque de rayonnement solaire ou de température d'entrée du fluide caloporteur [14].

À partir d'un modèle transitoire global simplifié, on peut déterminer approximativement la constante de temps τ comme [17] :

$$\tau = \frac{(mc_p)_{\text{isolateur}}}{AF_m U_L + 2\dot{m}c_p} \quad (2.47)$$

Où $(mc_p)_{\text{isolateur}}$ et F_m sont respectivement la capacité calorifique globale et le facteur de l'efficacité de l'absorbeur. La valeur de la constante de temps donnée par l'équation (2.47)

correspond à une variation de l'écart de température $T_s - T_e$ du fluide caloporteur de l'ordre de 63.2 % du régime stationnaire initial au régime stationnaire final [14] :

$$\frac{T_s(\tau) - T_e}{T_s(0) - T_e} = 0.368 \quad (2.48)$$

Pour estimer expérimentalement cette constante, l'insolateur doit fonctionner en régime quasi stationnaire avec une température d'entrée très proche ou égale à la température ambiante. Le rayonnement solaire est subitement obscurci en mettant l'insolateur à l'ombre, et la température de sortie du fluide est ensuite enregistrée en fonction du temps jusqu'à ce que l'équation (2.48) soit satisfaite [14].

Références

- [1] **M. Daguenet**. Les Séchoirs Solaires: Théorie et Pratique. Unesco (1985).
- [2] **German Solar Energy Society**. Planning and Installing Solar Thermal Systems: A guide for installers, architects and engineers. Earthscan (2010).
- [3] **A. A. M. Sayigh**. Solar Energy Engineering. Academic Press (1977).
- [4] **H. P. Garg**. Advances in Solar Energy Technology: Collection and Storage Systems. Springer Science + Business Media (1987).
- [5] **P. Amet, G. Gourdon, Y. Guern, R. Jules, E. Marguet, F. Mykieta**. Installer un Chauffage ou un Chauffe-eau Solaire. Eyrolles (2008).
- [6] **S. A. Kalogirou**. Solar Energy Engineering: Processes and Systems. Elsevier (2009).
- [7] **F. Kreith, D. Y. Goswami**. Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energy. CRC Press (2007).
- [8] **A. A. M. Sayigh**. Comprehensive Renewable Energy. Elsevier (2012).
- [9] **G. Lorenzini, C. Biserni, G. Flacco**. Solar Thermal and Biomass Energy. WIT Press (2010).
- [10] **J. M. Chassériaux**. Conversion Thermique du Rayonnement Solaire. Dunod (1984).
- [11] **F. Mauthner, W. Weiss**. Solar Heat Worldwide: Markets and Contribution to the Energy Supply 2012. IEA Solar Heating & Cooling Programme (2014).
- [12] **R. A. Hobday**. Passive Solar-Energy Air-Heating Wall Panels. PhD thesis, Cranfield institute of technology (1987).
- [13] **J. L. Battaglia, A. Kusiak, J. R. Puiggali**. Introduction Aux Transferts Thermiques. Dunod (2010).
- [14] **J. A. Duffie, W. A. Beckman**. Solar Engineering of Thermal Processes. Wiley (2013).
- [15] **J. H. Lienhard IV, J. H. Lienhard V**. A Heat Transfer Textbook. Phlogiston Press (2011).
- [16] **A. Bejan**. Convection Heat Transfer. Wiley (2013).
- [17] **A. Rabl**. Active Solar Collectors and Their Applications. Oxford University Press, New York (1985).
- [18] **B. Norton**. Solar Energy Thermal Technology. Springer (1992).

- [19] **R. Karwa, N. Karwa, R. Misra, P. C. Agarwal.** Effect of flow maldistribution on thermal performance of a solar air heater array with subcollectors in parallel. *Energy* 32 (2007) 1260–1270.
- [20] **T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, D. P. DeWitt.** *Fundamentals of Heat and Mass Transfer.* Wiley (2011).
- [21] **H. D. Baehr, K. Stephan.** *Heat and Mass Transfer.* Springer (2006).
- [22] **G. Beghi.** *Performance of Solar Energy Converters: Thermal Collectors and Photovoltaic Cells.* D. Reidel Publishing Company (1983).
- [23] **L. A. Tagliafico, F. Scarpa, M. De Rosa.** Dynamic thermal models and CFD analysis for flat-plate thermal solar collectors – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 30 (2014) 526–537.
- [24] **C. Richter, D. Lincot, C. A. Gueymard.** *Solar Energy.* Springer (2013).
- [25] **M. Schäfer.** *Computational Engineering – Introduction to Numerical Methods.* Springer (2006).

Chapitre 3

Convection due au vent

3.1 Introduction

Les pertes thermiques des isolateurs vers l'environnement ambiant représentent une partie considérable du bilan énergétique et dépendent fortement de la convection due au vent qui est de l'ordre de trois à quatre fois plus grande que les pertes thermiques par rayonnement infrarouge [1]. En outre, et contrairement à l'échange par rayonnement infrarouge qui peut être déterminé par une loi simple, l'échange par convection est un phénomène relativement compliqué. Par conséquent, une attention particulière doit être portée à l'étude de tel phénomène.

Dans ce chapitre, nous allons proposer une démarche basée sur la théorie classique de la couche limite pour étudier l'influence de l'angle d'attaque (angle formé par la surface d'un isolateur plan et la direction du vent) sur l'échange par convection forcée en régime laminaire. Ceci, entre autres, permettra d'établir une équation fiable du coefficient de convection due au vent avec laquelle une meilleure évaluation des pertes convectives des isolateurs plans peut être obtenue.

3.2 Ecoulements externes

Par écoulement externe nous considérons un écoulement se développant librement à une surface solide qui pourra être plane ou bien courbée [2].

3.2.1 Ecoulement de fluides parfaits

Le concept d'un fluide parfait est purement hypothétique, et il s'agit d'un fluide dénué de viscosité et de compressibilité, et dans le cas de liquides, il ne présente pas de tension de surface ni de vaporisation. Ce concept peut également englober les situations dans lesquelles la viscosité est très faible et les vitesses sont très élevées, comme ces situations correspondent à un effet de forces visqueuses négligeable [3]. Dès les premières tentatives d'étudier le mouvement des fluides par les mathématiciens du XVIII^e siècle jusqu'à l'établissement de la théorie de la couche limite, les fluides ont été souvent considérés comme des fluides parfaits dans les différentes applications pratiques à cause des difficultés mathématiques conjointes à la résolution des équations de Navier-Stokes.

En supposant qu'un fluide est parfait, on peut obtenir des équations simplifiées régissant le mouvement du fluide (équation d'Euler, équation de Bernoulli,...) avec lesquelles des solutions analytiques des problèmes physiques deviennent possibles [4]. Une extension de la théorie des écoulements parfaits peut servir aussi bien dans des situations réelles où l'effet des forces visqueuses est limité dans une région mince au voisinage d'une

surface solide, et en dehors de laquelle le fluide se comporte comme un fluide non visqueux.

3.2.2 Écoulement parfait irrotationnel

Dans un cas très particulier mais d'intérêt majeur dans la mécanique des fluides, où le fluide parfait est soumis à des forces massiques conservatives, le fluide est incompressible et la pression est seulement une fonction de la masse volumique du fluide, l'écoulement est appelé irrotationnel. Selon le théorème de Kelvin qui s'énonce : “ *for an inviscid fluid in which the density is constant, or in which the pressure depends on the density alone, and for which any body forces that exist are conservative, the vorticity of each fluid particle will be preserved* ”, cet écoulement peut être rencontré le plus souvent dans les écoulements autour des corps solides qui sont placés, par exemple, dans un écoulement uniforme [5].

Pour les écoulements irrotationnels qui sont appelés aussi écoulements potentiels à cause de l'existence d'un potentiel de vitesse, le problème physique se réduit à la résolution de l'équation de Laplace qui doit être satisfaite par le potentiel de vitesse ϕ et par la fonction de courant ψ . Il est possible de restreindre le problème à la résolution de l'équation de Laplace pour l'une de ces deux fonctions et de déduire par la suite l'autre fonction à partir des équations de Cauchy-Riemann. Donc, on peut écrire :

$$\vec{\nabla} \times \vec{V} = \vec{0} \quad (3.1)$$

En utilisant la formulation reliant le vecteur vitesse \vec{V} et la fonction de courant ψ , cette équation peut être écrite dans le système de coordonnées polaires pour un écoulement bidimensionnel comme suit :

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \psi}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial \theta^2} = 0 \quad (3.2)$$

La solution de cette équation peut être déterminée par la méthode de séparation de variables, en supposant que $\psi(r, \theta) = R(r)\Theta(\theta)$. L'équation précédente devient après arrangement :

$$\frac{r}{R(r)} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dR(r)}{dr} \right) = - \frac{1}{\Theta(\theta)} \frac{d^2 \Theta(\theta)}{d\theta^2} \quad (3.3)$$

Comme la partie gauche de l'équation (3.3) dépend seulement de r et la partie droite dépend seulement de θ , cette équation n'est juste que si les deux termes sont égaux à la même constante, soit n^2 . Et on aura par la suite [6] :

$$r^2 \frac{d^2 R_n(r)}{dr^2} + r \frac{dR_n(r)}{dr} - n^2 R_n(r) = 0 \quad (3.4)$$

$$\frac{d^2 \Theta_n(\theta)}{d\theta^2} + n^2 \Theta_n(\theta) = 0 \quad (3.5)$$

La méthode standard permettant de résoudre l'équation (3.4) repose sur le choix suivant :

$$r = e^x, \quad \text{alors} \quad x = \ln r \quad \text{et} \quad \frac{dx}{dr} = \frac{1}{r}$$

Ce qui permet de transformer l'équation (3.4) sous la forme suivante :

$$\frac{d^2 R_n(x)}{dx^2} - n^2 R_n(x) = 0 \quad (3.6)$$

Avant de résoudre les équations (3.5) et (3.6), on doit d'abord mentionner que le paramètre n doit être supérieur ou égale à zéro pour que la solution de l'équation (3.5) vérifie la condition périodique $\Theta(\theta + 2\pi) = \Theta(\theta)$. Il est clair alors que cette solution prend la forme d'une fonction sinusoïdale :

$$\Theta_n(\theta) = A_n \cos n\theta + B_n \sin n\theta \quad (3.7)$$

Notons que dans le cas de $n = 0$ la solution $\Theta_0(\theta)$ ne peut prendre qu'une valeur constante, ce qui est vérifié par l'équation (3.7). D'autre part, la solution de l'équation (3.6) est donnée par :

$$R_0(x) = C_0 + D_0 x \quad \text{pour} \quad n = 0$$

$$R_n(x) = C_n e^{nx} + D_n e^{-nx} \quad \text{pour} \quad n \neq 0$$

Donc, avec $x = \ln r$, la solution $R_n(x)$ peut s'écrire comme :

$$R_0(r) = C_0 + D_0 \ln r \quad \text{pour} \quad n = 0 \quad (3.8)$$

$$R_n(r) = C_n r^n + D_n r^{-n} \quad \text{pour} \quad n \neq 0 \quad (3.9)$$

Pour chaque valeur de n la solution est $\psi_n(r, \theta) = R_n(r)\Theta_n(\theta)$. Et la solution générale représente la combinaison linéaire suivante :

$$\psi(r, \theta) = E_0 + F_0 \ln r + \sum_{n=1}^{\infty} (C_n r^n + D_n r^{-n})(A_n \cos n\theta + B_n \sin n\theta) \quad (3.10)$$

Certaines constantes dans cette expression doivent être supposées égales à zéro de telle sorte que la fonction ψ ne prend pas une valeur infinie lorsque la variable r appartient au domaine physique considéré. Les autres constantes appelées coefficients de Fourier peuvent être déterminées en utilisant les formules d'Euler [7].

3.2.3 Ecoulement potentiel autour d'un dièdre

Considérons l'écoulement incompressible irrotationnel autour d'un dièdre d'un angle d'ouverture 2β dont les lignes de courant de l'écoulement uniforme loin du dièdre sont parallèles à son axe de symétrie (voir [Figure 3.1](#)). D'après l'équation (3.10), la fonction de courant qui doit satisfaire l'équation de Laplace peut s'écrire comme :

$$\psi(r, \theta) = Ar^n \cos(n\theta + \varphi) \quad (3.11)$$

A la ligne de courant confondue avec l'axe de symétrie du dièdre, la fonction de courant ψ est constante :

$$\psi(r, \pi) = Ar^n \cos(n\pi + \varphi) = 0 \quad (3.12)$$

Ce qui implique que ψ peut être écrite comme :

$$\psi(r, \theta) = Ar^n \sin[n(\pi - \theta)] \quad (3.13)$$

Et les composantes du vecteur vitesse s'écrivent :

$$u_\theta = -\frac{\partial \psi}{\partial r} = -nAr^{n-1} \sin[n(\pi - \theta)] \quad (3.14)$$

$$u_r = \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial \theta} = -nAr^{n-1} \cos[n(\pi - \theta)] \quad (3.15)$$

Pour $\theta = \beta$ la vitesse normale à la surface du dièdre est égale à zéro, ce qui permet de déduire la valeur du paramètre n à partir de l'équation (3.14) telle que :

$$\sin[n(\pi - \beta)] = 0 \quad \Rightarrow \quad n = \frac{\pi}{\pi - \beta} \quad (3.16)$$

De l'équation (3.15), on obtient également :

$$nAr^{n-1} = Cr^m \quad \Rightarrow \quad n = m + 1 \quad \text{et} \quad A = C/n \quad (3.17)$$

Revenant à l'équation (3.13), la fonction de courant ψ devient :

$$\psi(r, \theta) = \frac{C}{m+1} r^{m+1} \sin[(m+1)(\pi - \theta)] \quad \text{et} \quad m = \frac{\beta}{\pi - \beta} \quad (3.18)$$

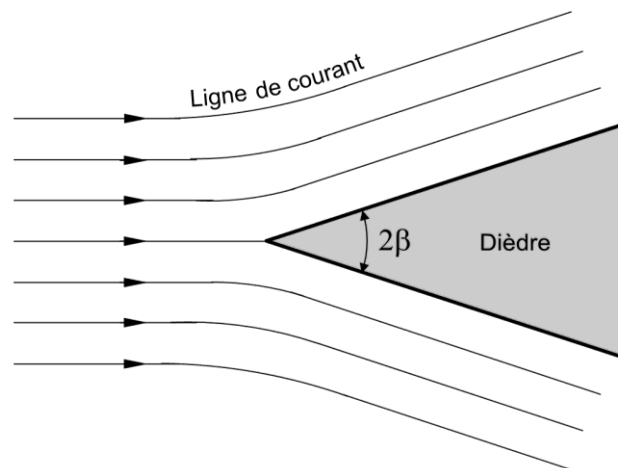


Figure 3.1 : Écoulement potentiel autour d'un dièdre

3.2.4 Théorie de la couche limite

Les phénomènes réels associés au écoulement de fluides tels que la dissipation d'énergie, les forces de traînée et de portance sur une aile d'avion sont liés à une propriété des fluides dite la viscosité. Cette propriété fait la distinction entre les fluides réels et les fluides parfaits qui sont considérés pour des applications très restrictives. Les particules d'un fluide réel (ou bien visqueux) en écoulement sont soumises à des contraintes de cisaillement due aux forces de frottement visqueux entre elles. Comme les forces de frottement visqueux sont résistives au mouvement, la viscosité peut être définie comme la tendance du fluide de résister à l'écoulement.

La formulation mathématique des équations de mouvement telle que nous la connaissons aujourd'hui (y compris le terme visqueux) a été établie au début du XIX^e siècle, mais aucune solution de ces équations n'a été fournie jusqu'à la mise en service des ordinateurs à la fin du XX^e siècle [8]. Cependant, une théorie révolutionnaire a été développée en 1904 par Prandtl, permet de simplifier les équations de Navier-Stokes gouvernant le mouvement d'un fluide visqueux (Newtonien) et d'avoir une solution analytique de ces équations. L'idée, soutenue par l'observation expérimentale, suggère que le champ d'écoulement peut se composer de deux régions (voir Figure 3.2) : une couche mince adjacente à une surface solide dans laquelle les forces de viscosité jouent un rôle important et la vitesse du fluide varie rapidement d'une valeur relativement élevée à une valeur nulle immédiatement sur la surface solide ; et un domaine extérieur de cette couche dans lequel le fluide en écoulement peut être considéré comme dénué de viscosité [9].

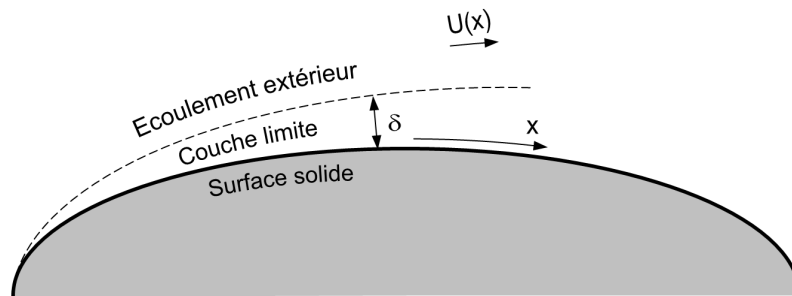


Figure 3.2 : Développement d'une couche limite le long d'une surface solide

Pour dériver les équations réduites de la couche limite, on considère ici l'écoulement permanent et bidimensionnel (x, y) d'un fluide incompressible et sans effet de forces massiques, dont les équations de continuité et de la quantité de mouvement s'écrivent sous les formes suivantes :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.19)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3.20)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3.21)$$

Lorsque le fluide s'écoule au voisinage d'une paroi solide, les conditions aux limites du problème peuvent s'écrire comme suit :

$$u(x, 0) = 0 \quad , \quad v(x, 0) = 0 \quad \text{et} \quad u(x, \infty) = U(x) \quad (3.22)$$

En supposant que la couche limite est mince et que la surface du corps solide a une courbure faible suivant le sens de l'écoulement, de telle sorte que les forces centrifuges

régissant sur le fluide peuvent être négligées, on peut alors considérer que la pression ne varie pas pratiquement dans la direction transversale. Et l'équation (3.21) se réduit à :

$$\frac{\partial p}{\partial y} \approx 0 \quad (3.23)$$

Pour que la solution des équations de mouvement soit cohérente sur tout le domaine occupé par le fluide, les profils des grandeurs physiques doivent être proprement raccordés entre les deux régions (visqueuse et non visqueuse). Ce qui impose que la variation de pression dans le sens de l'écoulement à l'intérieur de la couche limite est identique à celle prédite par les équations d'Euler dans la région extérieure ; or, l'écoulement dans cette dernière est potentiel ce qui permet d'écrire d'après l'équation de Bernoulli :

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = U(x) \frac{dU(x)}{dx} \quad (3.24)$$

D'où la vitesse $U(x)$ soit connue. Une analyse d'ordre de grandeurs des termes parus dans les équations de mouvement, en utilisant des échelles caractéristiques de l'écoulement (épaisseur de la couche limite δ , longueur caractéristique l , vitesses caractéristiques longitudinale et transversale U et V), nous permet d'estimer que :

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \ll \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (3.25)$$

En définitive, la couche limite peut être décrite par le système d'équations suivant :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.26)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = U(x) \frac{dU(x)}{dx} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (3.27)$$

Lorsqu'il y a, dans le problème considéré, une différence de température entre le fluide et le corps solide sur lequel le fluide s'écoule, il y aura superposition du mouvement de fluide et de transfert de chaleur. Le problème thermique peut être traité en combinant les équations de la dynamique avec l'équation d'énergie qui s'écrit dans le même contexte comme :

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \Phi \quad (3.28)$$

Il est intuitivement évident que la distribution de température au voisinage d'un corps solide chaud placé dans d'un écoulement de fluide relativement froid aura souvent le même caractère comme celui de la distribution de vitesse dans la couche limite [10]. La variation de la température de celle du corps solide chaud à celle de l'écoulement potentiel froid a lieu dans une couche mince au voisinage de la surface chaude appelée, en analogie avec le phénomène dynamique, couche limite thermique, [10]. Comme précédemment, l'analyse d'ordre de grandeurs nous permet de négliger les termes les moins influents de l'équation (3.28) qui peut se réduire à :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{k}{\rho c_p} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (3.29)$$

Avec les conditions aux limites suivantes :

$$T(x,0) = T_p \quad \text{et} \quad T(x,\infty) = T_\infty \quad (3.30)$$

3.2.5 Equation de Falkner–Skan

Selon la fonction de la vitesse extérieure $U(x)$, les équations de la couche limite peuvent avoir une solution dite auto–semblable qui correspond à des profils de vitesse identiques dans chaque section lorsqu'on rapporte l'ordonnée à l'épaisseur locale de la couche limite. Cette propriété peut réduire le système d'équations aux dérivées partielles (3.26) et (3.27) à une seule équation différentielle ordinaire dont la solution peut être obtenue en utilisant le développement en séries de puissance ou bien par les méthodes numériques.

Dans le processus de recherche des solutions auto–semblables, il est commode d'introduire la fonction de courant $\psi(x, y)$ pour réduire le nombre des inconnues et de transcrire le problème en fonction de deux nouvelles variables $\zeta = x$ et $\eta = yg(x)$, puis de chercher les conditions nécessaires pour que les profils de vitesse dans chaque section ne dépendent plus que de la variable de similitude $\eta(x, y)$ [9].

En s'intéressant à un type d'écoulement externe particulier dans lequel la vitesse de l'écoulement potentiel possède une forme de puissance telle que $U(x) = Cx^m$, Falkner et Skan ont montré que toute une famille de solutions peut être obtenue, en choisissant la transformation de variables suivante :

$$\eta = y \left(\frac{U(x)}{x\nu} \right)^{1/2} \quad (3.31)$$

$$\psi = (\nu U(x) \cdot x)^{1/2} f(\eta) \quad (3.32)$$

Alors, les composantes du vecteur vitesse deviennent :

$$u = U(x) \frac{df}{d\eta} \quad (3.33)$$

$$v = -\sqrt{\frac{\nu U(x)}{x}} \left(\frac{m+1}{2} f + \frac{m-1}{2} \eta \frac{df}{d\eta} \right) \quad (3.34)$$

En calculant les dérivées par rapport à x et par rapport à y en fonction de la nouvelle variable η et en remplaçant par (3.31), (3.33) et (3.34) dans l'équation (3.27), le problème à traiter se réduit à l'équation différentielle du troisième ordre non linéaire suivante :

$$\frac{d^3 f}{d\eta^3} + \frac{m+1}{2} f \frac{d^2 f}{d\eta^2} + m \left(1 - \left(\frac{df}{d\eta} \right)^2 \right) = 0 \quad (3.35)$$

La transformation des conditions aux limites (3.22) nous donne :

$$f(0) = 0 \quad , \quad \frac{df}{d\eta}(0) = 0 \quad \text{et} \quad \frac{df}{d\eta}(\infty) = 1 \quad (3.36)$$

De même, l'équation d'énergie (3.29) se réduit à l'équation différentielle suivante :

$$\frac{d^2\theta}{d\eta^2} + \frac{m+1}{2} \text{Pr} f \frac{d\theta}{d\eta} = 0 \quad (3.37)$$

Avec $\theta = (T - T_\infty)/(T_p - T_\infty)$, et les conditions aux limites (3.30) deviennent :

$$\theta(0) = 1 \quad \text{et} \quad \theta(\infty) = 0 \quad (3.38)$$

Dans les équations précédentes, le paramètre adimensionnel $m = (x/U)(dU/dx)$ soit connu à priori, et sa valeur correspond à la géométrie de la situation pratique envisagée.

3.3 Coefficient de convection due au vent

Dans les systèmes de conversion thermique de l'énergie solaire qui sont souvent exposés à l'ambiance, deux paramètres principaux peuvent influencer sur les pertes thermiques de ces systèmes d'une manière équipollente (convection mixte) ou bien d'une manière plus ou moins dominante (convection forcée ou naturelle), ce sont, la différence de température entre le système et l'ambiance et la vitesse du vent. Lorsque l'effet de cette dernière est relativement important par rapport à celui de la différence de température, l'échange de la chaleur par convection forcée est donc dominant et le coefficient de convection peut s'exprimer dans ce cas sous l'une des formes d'équations algébriques suivantes [1] :

1. Valeur constante déterminée expérimentalement ;
2. Fonction linéaire ou puissance de la vitesse du vent ;
3. Relation analogue qui prend en compte la direction du vent vis-à-vis la surface en question ;
4. Expression inclut implicitement la longueur caractéristique de la surface en question via le nombre de Nusselt et le nombre de Reynolds.

3.3.1 Revue de littérature

Pour présenter une revue détaillée des équations du coefficient de convection due au vent disponibles dans la littérature, il est convenable de les classer en deux catégories différentes : équations dimensionnelles souvent provenues de l'expérience ; et équations adimensionnelles provenues de la théorie. Sous la première catégorie, on trouve l'équation la plus souvent utilisée dans la modélisation des capteurs solaires, et qui est due aux expériences conduites par Jürges en utilisant une plaque plane en cuivre de $0,5 \text{ m} \times 0,5 \text{ m}$ sur laquelle de l'air à la température et la pression de la chambre s'écoule avec une vitesse parallèle à la surface de cette plaque. Jürges a présenté ses résultats sous forme d'une équation algébrique reliant le coefficient de transfert thermique par convection et la vitesse de l'air [11] :

$$h_w = a + bV^n \quad (3.39)$$

D'où, les paramètres parus dans cette équation dimensionnelle sont exprimés en système d'unités anglo-saxon, et les constantes a , b et n sont données dans le [Tableau 3.1](#).

Au cours de l'expérience de Jürges, il est possible que le coefficient de transfert thermique par convection a été déduit en supposant que les pertes thermiques par

convection sont égales au taux de variation d'énergie emmagasinée dans la plaque échauffée ; or, la variation d'énergie dans la plaque est due aux pertes thermiques par rayonnement aussi bien que par convection. Ne pas prendre en considération la contribution d'échange de chaleur par rayonnement dans le refroidissement de la plaque lorsqu'on calcule le coefficient h_w peut produire des estimations erronées lors de la modélisation des performances des capteurs solaires. Pour cette raison Watmuff et ses collaborateurs [12] ont suggéré que l'équation de Jürges doit être modifiée et ont proposé une nouvelle équation en gardant la même forme que celle de Jürges.

En tenant compte de l'effet des objets (arbre, maison...etc) tout près du site dans lequel le capteur solaire est installé, Duffie et Beckman [12] ont recommandé qu'une valeur minimale du coefficient h_w de $5 \text{ W/m}^2\text{C}$, qui peut apparaître dans le cas de la convection naturelle, doit être combinée avec la corrélation développée par Mitchell pour la convection forcée sur les immeubles.

Malgré que la théorie fondamentale de transfert thermique montre que la relation entre le coefficient de convection et la vitesse du vent est une relation en puissance, Palyvos [1] a observé que l'équation linéaire peut être convenable également pour corrélérer les résultats expérimentaux dans la plupart des cas. En se basant sur une revue de plusieurs recherches réalisées sous conditions environnementales réelles ou contrôlées dans des laboratoires, il a proposé des corrélations empiriques moyennées pour un capteur solaire installé face/opposé au vent.

Bien que Duffie et Beckman [12] ont rapporté qu'il n'y'a aucune raison de considérer que les équations issues de la relation proposée par Jürges sont valables pour des surfaces de longueur différente de 0,5 m (telle que la surface extérieure des capteurs solaires), elles ont été extensivement utilisées jusqu'aujourd'hui dans le domaine de l'énergie solaire pour estimer les pertes thermiques en avant des capteurs solaires plans, via la relation empirique proposée la première fois par Hottel et Woertz, en raison :

1. du manque d'autres équations du coefficient h_w , car telle équation n'aurait aucune importance avant le modèle des pertes thermiques proposé par Hottel et Woertz en 1942 [13] ;
2. de l'absence d'une affirmation conclusive sur la fiabilité et l'exactitude des équations proposées par la suite [14] ;
3. enfin, de l'effet réduit de la résistance $1/h_w$ sur les pertes thermiques des capteurs solaires qui avaient souvent un double vitrage [13].

Selon de Winter [13], l'équation du coefficient de convection serait plus utile pour les applications de l'énergie solaire si une inclinaison aussi bien horizontale que verticale de la plaque par rapport à l'écoulement de l'air avait été considérée dans les expériences de Jürges et si les résultats étaient présentés sous forme d'une expression adimensionnelle en terme de nombre de Nusselt, nombre de Reynolds et nombre de Prandtl pour l'air. Une telle équation est l'une des formulations les plus connues dans le domaine du transfert de la chaleur grâce à la théorie de la couche limite.

Tableau 3.1 : Constantes de l'équation de Jürges (3.39) [11]

Nature de surface	Vitesse inférieure à 16 ft/s			Vitesse entre 16 et 100 ft/s		
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>n</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>n</i>
Lisse	0,99	0,21	1,0	0	0,50	0,78
Rugueuse	1,09	0,23	1,0	0	0,53	0,78

Tableau 3.2 : Equations dimensionnelles du coefficient de convection h_w

Auteur	Corrélation	Remarques
McAdams [12]	$h_w = 5.7 + 3.8V$	
Watmuff et al. [12]	$h_w = 2.8 + 3.0V$	
Lunde [14]	$h_w = 4.5 + 2.9V$	
Duffie et Beckman [12]	$h_w = \max \left[5, \frac{8.6V^{0.6}}{L^{0.4}} \right]$	(1)
Palyvos [1]	$h_w = 7.4 + 4.0V$	Face au vent
	$h_w = 4.2 + 3.5V$	Opposé au vent

Tableau 3.3 : Equations adimensionnelles du coefficient de convection h_w

Auteur	Corrélation	Remarques
Couche limite [14]	$Nu = 0.664Pr^{1/3}Re^{1/2}$	Laminaire
Couche limite [14]	$Nu = 0.037Pr^{1/3}Re^{4/5}$	Turbulent
Sparrow et al. [12]	$Nu = 0.86Pr^{1/3}Re^{1/2}$	(2)
Onur [15]	$\ln(Nu) = -0.565 + 0.524 \ln(Re)$	Angle d'inclinaison 30°
	$\ln(Nu) = 0.065 + 0.466 \ln(Re)$	Angle d'inclinaison 45°
Turgut et Onur [16]	$Nu = 0.861Re^{1/2}$	Numérique (2)
	$Nu = 0.780Re^{1/2}$	Expérimentale (2)

(1) La longueur L est égale à la racine cubique du volume de la maison sur laquelle l'insolateur est monté.

(2) La longueur caractéristique prise pour le calcul du nombre de Reynolds est quatre fois la surface divisée par le périmètre de la plaque.

La solution analytique des équations de la couche limite dynamique et thermique sur une plaque plane horizontale mène à une expression implicite du coefficient h_w , via le nombre de Nusselt basé sur la longueur de la plaque, de la forme :

$$\text{Nu} = C \text{Pr}^n \text{Re}^m \quad (3.40)$$

En se basant sur la formule théorique du nombre de Nusselt, et d'après une série d'expériences sur les écoulements laminaires (nombre de Reynolds entre 20.000 et 100.000) sur une plaque rectangulaire à différentes orientations, Sparrow et ses collaborateurs ont proposé également une expression similaire à (3.40) dont les nombres adimensionnels sont basés sur une longueur caractéristique égale à quatre fois la surface divisée par le périmètre de la plaque [12]. Si on considère que cette plaque est très large et réécrit l'équation de Sparrow en utilisant la longueur de la plaque comme longueur caractéristique, on obtient un écart relatif de 8% par rapport à l'équation provenant de la théorie de la couche limite.

Onur [15] a étudié expérimentalement les pertes à travers la surface d'un modèle réduit d'un capteur solaire plan installé sur un toit d'une maison incliné avec un angle de 30° et 45°. Les résultats expérimentaux de cette étude montrent qu'un angle de déviation du vent de 180° peut réduire les pertes thermiques par environ 15%. D'après les résultats expérimentaux et pour l'intervalle de vitesse de l'air considéré dans cette étude, on peut observer qu'une différence d'angle d'inclinaison de 15° n'a pratiquement aucun effet sur l'échange par convection. Turgut et Onur [16] sont arrivés à la même conclusion en effectuant une étude numérique et expérimentale de la convection forcée sur une plaque rectangulaire inclinée avec un angle de 25°, 45°, 65° et 90°. Par conséquent, ils ont proposé deux corrélations numérique et expérimentale valables pour tout angle d'attaque ; pourtant, les résultats de cette dernière étude montrent une variation du nombre de Nusselt d'environ 17% pour une variation d'angle d'attaque de 25° à 90°.

Une relation analytique du nombre de Nusselt correspond à un écoulement d'un fluide parfait sur une plaque plane inclinée a été développée par Kendoush [17] qui suppose que cette relation peut être utilisée dans les applications de l'énergie solaire ; comme il l'a comparé avec celles citées précédemment.

Avec l'erreur dans les prédictions de la demande énergétique qui peut atteindre 20–40% à cause du mauvais choix des coefficients de convection externe [1], Sartori [14] a présenté une étude comparative des équations du coefficient de convection due au vent les plus utilisées dans le calcul des pertes thermiques des capteurs solaires, afin d'arriver à un accord sur laquelle de ces équations est plus exacte. Après avoir comparé ces équations avec des différents résultats expérimentaux, il a conclu que l'équation issue de la théorie de la couche limite peut estimer la valeur réelle du coefficient h_w plus correctement que les autres relations.

3.3.2 Approche théorique

Comme il a été déjà mentionné, l'estimation de la performance des capteurs solaires est sensible au choix du coefficient de convection externe qui doit reposer sur la situation

envisagée. Donc, on doit être conscient de la diversité des corrélations disponibles du coefficient de convection due au vent et des conditions spécifiques sous lesquelles ces corrélations ont été produites, avant qu'on puisse les utiliser convenablement [1].

En fait, la surface du capteur solaire qui est exposée à l'écoulement du vent est généralement inclinée afin d'optimiser la réception du rayonnement solaire incident (voir Figure 3.3), dont un gradient de pression se résulte le long de cette surface. Cependant, les équations du coefficient h_w les plus couramment utilisées pour calculer les pertes de chaleur par convection sont soit correspondes à un écoulement avec angle d'attaque nul, ce qui n'est pas adéquat lorsque l'angle d'attaque varie [15], soit suggérées d'être valables pour tous les angles d'attaque car le coefficient de transfert de chaleur pour Prandtl égal à 0,71 n'est pas fortement sensible à cette dernière selon certaines études expérimentales, ce qui n'est pas nécessairement vrai en raison de l'absence d'une équivalence physique entre les conditions réelles et les conditions expérimentales contrôlées [1].

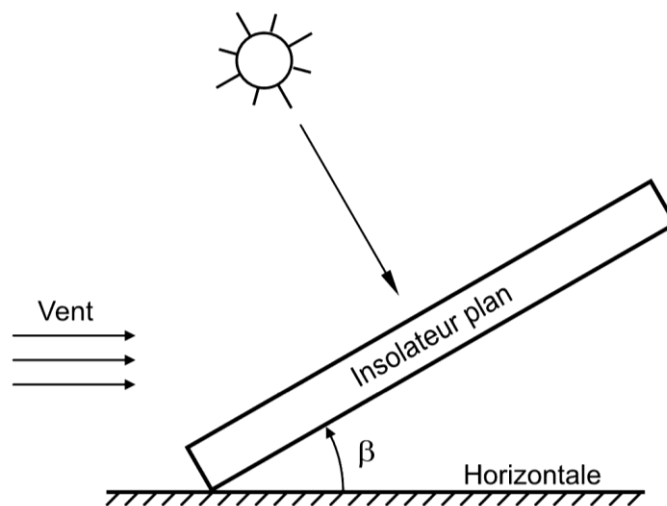


Figure 3.3 : Schéma d'un insolateur plan incliné

Dans ce qui suit nous nous intéressons à l'étude de l'influence de l'angle d'attaque que fait un écoulement uniforme (vent) avec une plaque plane inclinée maintenue à température constante (capteur solaire plan) sur le coefficient de transmission de chaleur par convection forcée. La similitude entre une plaque plane inclinée d'un angle β par rapport à l'horizontale et un dièdre de demi-angle au sommet β nous permet de supposer que la distribution de la vitesse potentielle est identique dans les deux cas. Cette approche permet de suivre une analyse semi-analytique basée sur le concept de la couche limite qui a réussi avec succès à résoudre le cas d'une plaque plane horizontale d'après l'étude menée par Sartori [14].

L'idée suggère d'introduire une fonction F_A qu'on appelle *facteur d'angle d'attaque*, de telle sorte que le nombre de Nusselt $Nu_{inc.}$ pour une plaque plane inclinée d'un angle β par rapport à l'horizontale peut s'écrire comme :

$$\text{Nu}_{\text{Inc.}} = F_A \text{Nu}_{\text{Hor.}} \quad (3.41)$$

D'où $\text{Nu}_{\text{Hor.}}$ désigne le nombre de Nusselt pour une plaque plane horizontale ($\beta = 0$) qui soit connu à priori. Comme il s'agissait d'une étude préliminaire, nous devons mentionner que seul le cas d'un écoulement laminaire avec propriétés thermo–physiques constantes sera considéré, cela implique d'avoir recours aux équations (3.35) – (3.38) pour résoudre ce problème. Le nombre de Nusselt moyen pour une inclinaison arbitraire β liée au paramètre adimensionnel m par la relation (voir Section 3.2.3) :

$$m = \frac{\beta}{\pi - \beta} \quad (3.42)$$

peut être déterminé, en combinant la loi de Fourier et la loi de refroidissement de Newton et à l'aide de la variable de similitude η définie précédemment, par :

$$\text{Nu}_{\text{Inc.}} = \frac{h_w L}{k} = -\frac{2}{m+1} \left(\frac{d\theta_m}{d\eta} \right)_{\eta=0} \text{Re}_L^{1/2} \quad (3.43)$$

Alors, en combinant les équations (3.41) et (3.43), le facteur d'angle d'attaque F_A s'écrit :

$$F_A = \frac{\text{Nu}_{\text{Inc.}}}{\text{Nu}_{\text{Hor.}}} = \frac{1}{m+1} \frac{\left(\frac{d\theta_m}{d\eta} \right)_{\eta=0}}{\left(\frac{d\theta_{m=0}}{d\eta} \right)_{\eta=0}} \quad (3.44)$$

Pour déterminer le flux de chaleur à la surface de la plaque plane, il faut déterminer d'abord la distribution de vitesse et de température régie par les équations (3.35) – (3.38) qui peuvent être résolues par l'utilisation des méthodes itératives.

3.3.3 Méthodes

La première étape de la méthode de résolution du problème adoptée dans cette étude consiste à remplacer l'équation différentielle du troisième ordre (3.35) par un système de deux équations du premier et du deuxième ordre, telles que [18] :

$$\frac{df}{d\eta} = g \quad (3.45)$$

$$\frac{d^2 g}{d\eta^2} + \frac{m+1}{2} f \frac{dg}{d\eta} + m(1-g^2) = 0 \quad (3.46)$$

dont les conditions au limites (3.36) deviennent :

$$f(0) = 0 \quad , \quad g(0) = 0 \quad \text{et} \quad g(\infty) = 1 \quad (3.47)$$

Le domaine physique semi–infini est par la suite divisé en sous–domaines de dimension $h = \eta_\infty / (N-1)$, avec η_∞ correspond à la frontière de la couche limite et doit être grand par rapport à 1 [9], et N est le nombre de nœuds où les fonctions f et g doivent être calculées. La méthode de différences finies qui offre une très grande flexibilité [19] est employée pour la discrétisation des équations (3.45) et (3.46), en utilisant un schéma centré autour du nœud repéré par l'indice j tel que :

$$\frac{f_j - f_{j-1}}{h} = \frac{g_j + g_{j-1}}{2} \quad (3.48)$$

$$\frac{g_{j+1} - 2g_j + g_{j-1}}{h^2} + \frac{m+1}{2} f_j \frac{g_{j+1} - g_{j-1}}{2h} + m(1 - g_j^2) = 0 \quad (3.49)$$

Où $j = 1, 2, \dots, N$, et les conditions aux limites correspondantes s'écrivent :

$$f_1 = 0 \quad , \quad g_1 = 0 \quad \text{et} \quad g_N = 1 \quad (3.50)$$

Les équations (3.48) et (3.49) conduisent aux équations suivantes :

$$f_j = f_{j-1} + h \frac{g_j + g_{j-1}}{2} \quad (3.51)$$

$$(2 + mh^2 g_j) g_j = \left(1 - \frac{m+1}{4} h f_j\right) g_{j-1} + \left(1 + \frac{m+1}{4} h f_j\right) g_{j+1} + mh^2 \quad (3.52)$$

Les équations (3.51) et (3.52), avec les conditions aux limites (3.50), forment un système d'équations algébriques non linéaires couplées qui doivent être résolues simultanément à travers un processus de calcul récurrent. Etant donné que le système d'équations algébriques décrit par l'équation (3.52) ayant une structure tri-diagonale, il peut être résolu en utilisant l'algorithme de Thomas qui permet la propagation de l'information des deux limites du domaine de calcul aux points internes, ce qui augmente la vitesse de convergence vers la solution unique du problème.

L'algorithme de calcul itératif consiste tout simplement à :

1. Estimer les vecteurs $\{g_j\}_{j=2 \rightarrow N-1}^{(0)}$ et $\{f_j\}_{j=2 \rightarrow N}^{(0)}$;
2. Calculer $\{g_j\}_{j=2 \rightarrow N-1}^{(k)}$ puis $\{f_j\}_{j=2 \rightarrow N}^{(k)}$ à l'aide des équations (3.50) – (3.52) ;
3. Répéter l'étape 2 jusqu'à ce que la condition $\max\left(\left|\frac{f_j^{(k)} - f_j^{(k-1)}}{f_j^{(k)}}\right|\right) < \varepsilon$ soit satisfaite.

Où ε est une tolérance sur l'erreur relative, préalablement fixée aussi petite que voulue pour le test d'arrêt.

De la même manière, l'équation d'énergie (3.37) peut être discrétisée ainsi :

$$\theta_j = \left(\frac{1}{2} - \frac{m+1}{8} h \text{Pr} f_j\right) \theta_{j-1} + \left(\frac{1}{2} + \frac{m+1}{8} h \text{Pr} f_j\right) \theta_{j+1} \quad (3.53)$$

Avec :

$$\theta_1 = 1 \quad \text{et} \quad \theta_N = 0 \quad (3.54)$$

Vu que le système d'équations algébriques linéaires représenté par l'équation (3.53) est tri-diagonal, la distribution de la température θ peut être déterminée directement sans itérations avec l'algorithme de Thomas, une fois que la solution de l'équation de la couche limite dynamique est obtenue. Le facteur d'angle d'attaque sera ultérieurement déduit de l'équation (3.44) comme :

$$F_A = \frac{1}{m+1} \frac{(\theta_2 - \theta_1)_m}{(\theta_2 - \theta_1)_{m=0}} \quad (3.55)$$

3.3.4 Validation

Lorsque le fluide est considéré comme non visqueux (le nombre de Prandtl est très faible), le terme de forces visqueuses disparaît de l'équation de mouvement, et l'écoulement est dit parfait. Avec cette hypothèse, les équations de la dynamique et de la thermique peuvent être résolues analytiquement, ce qui peut servir comme un outil de validation des résultats numériques obtenus par le code de calcul développé pour cette étude.

Dans cette situation particulière, la vitesse longitudinale u n'est en fonction que de la distance du bord d'attaque, et elle est égale à la vitesse $U(x)$ de l'écoulement potentiel. Alors que la vitesse v normale à la surface peut être déterminée facilement à partir de l'équation de continuité (3.26). On obtient ainsi :

$$u = U \quad \text{et} \quad v = -mU \frac{y}{x} \quad (3.56)$$

En définissant une nouvelle variable de similitude, telle que :

$$\eta^+ = y \left(\frac{(m+1)U(x)}{4xD} \right)^{1/2} \quad (3.57)$$

Avec $D = k/\rho c_p$ est la diffusivité thermique du fluide, l'équation d'énergie (3.29) peut se transformer en :

$$\frac{d^2\theta}{d\eta^{+2}} + 2\eta^+ \frac{d\theta}{d\eta^+} = 0 \quad (3.58)$$

Avec les conditions aux limites (3.38), la distribution de la température est obtenue en intégrant l'équation (3.58) par rapport à η^+ , on obtient alors :

$$\theta = \operatorname{erfc}(\eta^+) = 1 - \operatorname{erf}(\eta^+) \quad (3.59)$$

Où erf et erfc sont respectivement la fonction d'erreur de Gauss et la fonction d'erreur complémentaire. Dans ce cas, le facteur d'angle d'attaque tel que défini précédemment est donné par la relation suivante :

$$F_A = \frac{1}{(m+1)^{1/2}} \quad (3.60)$$

3.4 Résultats et discussion

Les résultats de la simulation numérique présentés ci-après sont obtenus pour un nombre de Prandtl égal à 0.71, valeur qui correspond approximativement à l'air aux conditions standard. Les simulations sont effectuées pour m variant de 0 à 1, ce qui correspond à des angles d'attaque compris entre 0 et 90°. Cela donne lieu à une chute de pression dans la direction de l'écoulement potentiel le long de la surface de l'isolateur (gradient de pression favorable). Comme cette étude n'a pas pour but de trouver une équation consensuelle du coefficient de convection due au vent, la sélection de la corrélation adéquate du nombre de Nusselt pour une plaque plane horizontale Nu_{Hor} figurant dans l'équation (3.41) est laissée au libre choix de l'utilisateur de cette équation. Les résultats

présentés ici se limitent, par conséquent, à l'effet de l'angle d'attaque sur le coefficient de convection due au vent (nombre de Nusselt).

Les résultats numériques de F_A correspond à un fluide parfait sont obtenus à l'aide des équations développées dans la Section 3.3.3, en posant par exemple $Pr = 10^{-5}$. La comparaison entre ces résultats numériques et la solution analytique (3.60) montre une excellente concordance avec une erreur relative maximum d'environ 0.06% (Tableau 3.4).

Tableau 3.4 : Facteur d'angle d'attaque F_A pour un fluide parfait

m	Solution analytique	Solution numérique	Erreur relative %
0.0	1.0000	1.0000	0.0000
0.1	0.9535	0.9537	0.0208
0.2	0.9129	0.9131	0.0290
0.3	0.8771	0.8774	0.0351
0.4	0.8452	0.8455	0.0406
0.5	0.8165	0.8169	0.0455
0.6	0.7906	0.7910	0.0498
0.7	0.7670	0.7674	0.0536
0.8	0.7454	0.7458	0.0567
0.9	0.7255	0.7259	0.0594
1.0	0.7071	0.7075	0.0617

Plusieurs études [14–16] ont montré que le coefficient de convection du au vent est peu sensible à la variation de l'angle d'attaque, par conséquent, l'effet de ce dernier n'est pas pris en considération lors de la dérivation des équations rapportées précédemment. Cependant, ils ont mentionné que, pour un nombre de Reynolds fixe, l'échange thermique le plus élevé est obtenu au plus petit angle d'attaque dans les intervalles considérés. Ceci indique un possible accord avec les résultats de cette étude.

La Figure 3.4 montre la variation du facteur d'angle d'attaque en fonction du paramètre m . Nous pouvons remarquer que ce facteur augmente légèrement avec m jusqu'à un maximum à $m = 0.1$ ($\beta \approx 16^\circ$), avant de diminuer par la suite d'une manière quasi linéaire. L'examen des résultats associés à l'effet de l'angle d'attaque sur la couche limite ainsi que sur l'écoulement potentiel, nous permet d'expliquer physiquement l'évolution de la courbe présentée dans cette figure.

D'une part, l'épaisseur de la couche limite dynamique qui se comporte comme une couche d'air stagnant isolant l'isolateur et fournissant une résistance au transfert de chaleur [13], diminue avec l'augmentation de l'angle d'attaque ce qui conduit à une augmentation du flux de chaleur pariétal $(d\theta/d\eta)_{\eta=0}$. Mais d'autre part, lorsque l'angle d'attaque augmente, l'écoulement se rapproche de plus en plus de celui au voisinage d'un

point d'arrêt sur une plaque plane verticale et la vitesse potentielle (moyenne sur la longueur) diminue jusqu'à la moitié ce qui conduit paradoxalement éventuellement à diminuer le flux de chaleur.

Si nous choisissons des angles d'attaque $\beta = 25^\circ, 45^\circ, 65^\circ$ et 90° ($m = 0.16, 0.33, 0.57$ et 1 respectivement), nous pouvons observer une diminution moyenne dans la valeur du nombre de Nusselt d'environ 5.8% entre chaque deux angles successifs ; ce qui présente clairement un très bon accord avec les résultats expérimentaux (6%) et, dans une moindre mesure, avec les résultats numériques (3.5%) de Turgut et Onur [16].

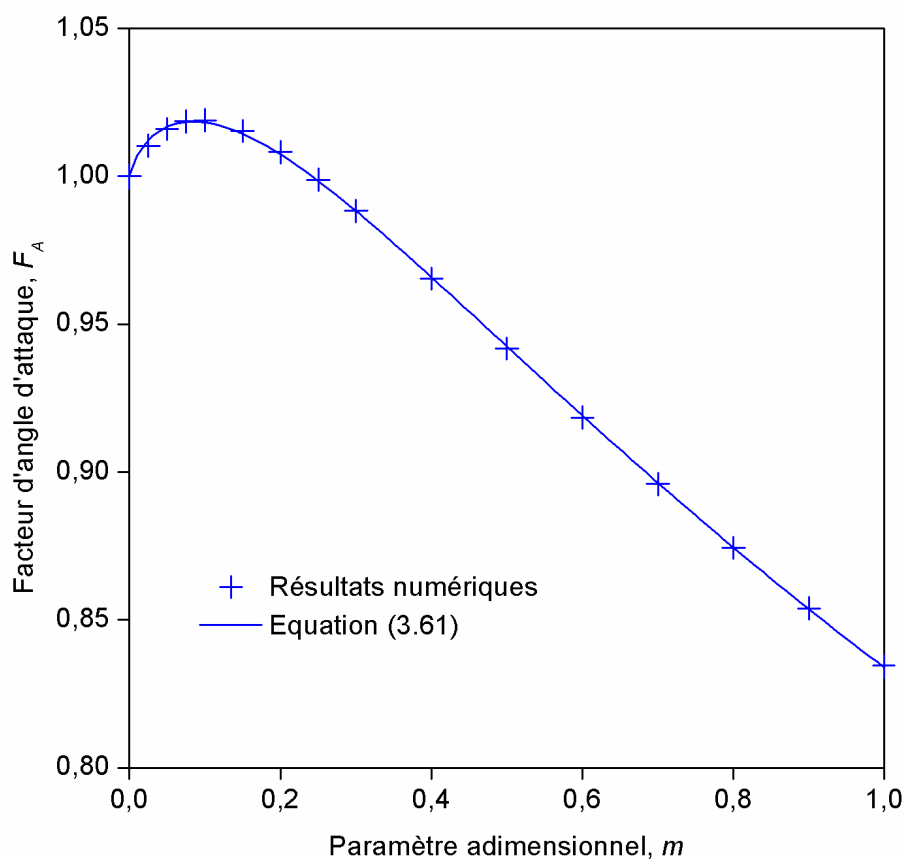


Figure 3.4 : Variation du facteur d'angle d'attaque F_A en fonction du paramètre m

Contrairement à ce que Turgut et Onur [16] ont mentionné, la comparaison entre les résultats de cette étude et ceux obtenus par ces auteurs, prouve que la théorie de la couche limite (bidimensionnelle) réussit à décrire le comportement d'un écoulement de nature tridimensionnelle dans certaines situations telles qu'un écoulement sur une plaque plane inclinée.

Aux fins de la modélisation, il serait plus utile d'avoir une équation simple reliant le facteur d'angle d'attaque F_A avec le paramètre m . A l'aide du logiciel Origin8, les résultats numériques (Figure 3.4 : symbole +) peuvent être représentés sous la forme de la

corrélation suivante (Figure 3.4 : trait continu) qui peut être utilisée en toute confiance avec une erreur relative maximum égale à 0.18% :

$$F_A = \frac{1 + 0.6677 m^{0.88}}{1 + m^{1.16}} \quad (3.61)$$

Si le vent change de direction continuellement de sorte qu'il sera difficile de déterminer précisément l'angle d'attaque, il vaut mieux prendre la valeur moyenne du facteur F_A , qui est égale à 0.94. Maintenant si nous choisissons la formule de $Nu_{Hor.}$ issue de la théorie de la couche limite et basée sur une longueur caractéristique égale à deux fois la longueur de la plaque (diamètre hydraulique d'une plaque très large), on obtient éventuellement pour $Nu_{inc.}$ une formule similaire à l'équation (3.40) avec un coefficient 0.88 qui est très proche de celui de l'équation proposée par Sparrow et al. [12].

3.5 Conclusion

L'importance de fournir un modèle fiable pour estimer le coefficient de convection due au vent a été affirmée [1]. La théorie de la couche limite, qui représente une approche puissante pour prédire l'écoulement et le transfert thermique sur une plaque plane [14], a été utilisée pour étudier l'effet de l'angle d'attaque sur le coefficient h_w . Les résultats obtenus montrent que dans l'intervalle $0 \leq \beta \leq 90^\circ$, la valeur du coefficient h_w peut varier jusqu'à 16% par rapport au cas horizontal, mais, il n'est pas encore possible de confirmer si cette variation pourrait ou non affecter les pertes thermiques globales. Cependant, avec la corrélation proposée, équation (3.61), il ne sera plus nécessaire de supposer que l'effet de l'angle d'attaque sur le coefficient de convection due au vent est insignifiant.

Références

- [1] **J. A. Palyvos.** A survey of wind convection coefficient correlations for building envelope energy systems' modeling. Applied Thermal Engineering 28 (2008) 801–808.
- [2] **J. L. Battaglia, A. Kusiak, J. R. Puiggali.** Introduction Aux Transferts Thermiques. Dunod (2010).
- [3] **J. F. Douglas, J. M. Gasiorek, J. A. Swaffield, L. B. Jack.** Fluid Mechanics. Pearson Education Limited (2005).
- [4] **F. Durst.** Fluid Mechanics: An Introduction to the Theory of Fluid Flows. Springer (2008).
- [5] **I. G. Currie.** Fundamental Mechanics of Fluids. Marcel Dekker (2003).
- [6] **K. T. Tang.** Mathematical Methods for Engineers and Scientists, Volume 3. Springer (2007).
- [7] **A. Jeffrey.** Advanced Engineering Mathematics. Harcourt/Academic Press (2002).
- [8] **J. A. Schetz.** Boundary Layer Analysis. Prentice-Hall (1993).
- [9] **S. Candel.** Mécanique des Fluides : Cours. Dunod (1995).
- [10] **H. Schlichting.** Boundary Layer Theory. McGraw-Hill (1979).
- [11] **W. H. McAdams.** Heat Transmission. McGraw-Hill (1954).

- [12] **J. A. Duffie, W. A. Beckman.** Solar Engineering of Thermal Processes. Wiley (2013).
- [13] **F. de Winter.** Heat transfer (loss or gain) coefficients from bare flat plate solar heat collectors: Historical values and current understanding. Report (2002) 18 pages.
(<http://www.ibrarian.net/navon/page.jsp?paperid=3224695&searchTerm=heat+transfer+coefficients+from+bare+flat+plate+solar+heat+collectors>)
- [14] **E. Sartori.** Convection coefficient equations for forced air flow over flat surfaces. Solar Energy 80 (2006) 1063–1071.
- [15] **N. Onur.** Forced convection heat transfer from a flat-plate model collector on roof of a model house. Wärme- und Stoffübertragung 28 (1993) 141–145.
- [16] **O. Turgut, N. Onur.** Three dimensional numerical and experimental study of forced convection heat transfer on solar collector surface. International Communications in Heat and Mass Transfer 36 (2009) 274–279.
- [17] **A. A. Kendoush.** Theoretical analysis of heat and mass transfer to fluids flowing across a flat plate. International Journal of Thermal Sciences 48 (2009) 188–194.
- [18] **A. Asaithambi.** A second-order finite-difference method for the Falkner–Skan equation. Applied Mathematics and Computation 159 (2004) 779–786.
- [19] **T. Cebeci, J. P. Shao, F. Kafyeke, E. Laurendeau.** Computational Fluid Dynamics for Engineers. Horizons Publishing (2005).

Chapitre 4

Modélisation des pertes thermiques

4.1 Introduction

Le problème de la performance des insolateurs peut être réduit à l'évaluation du coefficient de pertes thermiques. Pour les insolateurs plans, le problème est non trivial car de nombreux facteurs contribuent aux pertes thermiques à travers la surface supérieure vitrée, et certains d'entre eux sont très difficiles à quantifier [1]. Pour simplifier ce problème, le coefficient de pertes thermiques est souvent calculé en utilisant une relation empirique – dont il existe de nombreuses variantes – qui avait initialement été proposée par Hottel et Woertz [2]. Cependant, avec les améliorations substantielles qui avaient été apportées à la conception des insolateurs plans telles que l'utilisation des tôles absorbantes ondulées, ni les relations précitées ni les relations semi-empiriques développées plus tard [3,4] pourraient prédire de façon fiable les pertes thermiques pour toute configuration possible.

Du fait qu'il est important de disposer d'un modèle de pertes thermiques spécifique à chacune, nous nous proposons dans ce chapitre de développer une corrélation pour l'une des configurations les plus performantes des insolateurs plans en se basant sur l'analyse décrite dans la référence [3].

4.2 Equations de bilan thermique

Les pertes thermiques vers l'avant qui peuvent être déterminées en résolvant l'ensemble d'équations non linéaires de bilan thermique, résultent principalement d'une combinaison de convection et de rayonnement infrarouge à l'intérieur et à l'extérieur de l'insolateur, d'où la géométrie de la plaque absorbante devrait avoir un impact significatif sur ces processus de transfert de chaleur. Les hypothèses retenues pour la dérivation des équations de bilan thermique sont les suivantes :

1. Le transfert de chaleur est stationnaire ;
2. Le flux de chaleur est uni-directionnel perpendiculaire à la surface de l'insolateur ;
3. Le gradient de température dans l'épaisseur de vitres est négligeable ;
4. La plaque absorbante et les vitres transparentes sont maintenues chacune à une distribution de température uniforme ;
5. La plaque absorbante et les vitres transparentes sont infiniment larges.

En prenant en considération toutes ces hypothèses, les pertes thermiques par unité de surface entre l'absorbeur à T_p et la première vitre à T_{v_1} sont les mêmes qu'entre chaque deux vitres adjacentes, et sont égales aussi à la puissance thermique échangée entre la vitre extérieure et l'environnement, ainsi, les équations s'écrivent de la manière suivante [2,5] :

$$q_t - Ah_{r,p-v_1}(T_p - T_{v_1}) - Ah_{c,p-v_1}(T_p - T_{v_1}) = 0 \quad (4.1)$$

$$q_i - Ah_{r,v_i-v_{i+1}}(T_{v_i} - T_{v_{i+1}}) - Ah_{c,v_i-v_{i+1}}(T_{v_i} - T_{v_{i+1}}) = 0 \quad \text{pour } 1 \leq i \leq N-1 \quad (4.2)$$

$$q_i - Ah_{r,v_N-c}(T_{v_N} - T_c) - Ah_w(T_{v_N} - T_a) = 0 \quad (4.3)$$

Où, h_r est le coefficient d'échange par rayonnement et h_c est le coefficient d'échange par convection naturelle dans la lame d'air délimitée par deux surfaces parallèles. Si ces dernières sont planes, le coefficient d'échange convectif peut être calculé en utilisant soit la corrélation (2.12) soit la corrélation (2.13) qui sont présentées précédemment dans le Chapitre 2. Les inconnues du système d'équations (4.1) – (4.3) ne peuvent être déterminées que par l'intermédiaire d'un processus itératif car les coefficients d'échange radiatif et convectif sont des fonctions non linéaires de T_{v_i} .

4.3 Revue de littérature

Du fait que l'évaluation des pertes d'énergie thermique nécessite l'usage d'un programme de calcul avec un langage structuré tel que Fortran afin de résoudre $N+1$ équations de bilan thermique [6], ce qui demande une connaissance antérieure sur la programmation et les méthodes de résolution itérative, il est utile de proposer un modèle empirique pour calculer les pertes thermiques avec précision satisfaisante à la main et sans recours à l'ordinateur.

Deux approches ont été utilisées pour cette raison : la première consiste à développer empiriquement un modèle à équation unique pour le coefficient de pertes thermique en avant; alors que la seconde approche consiste à développer une relation empirique pour la température de vitrage puis à déduire directement le coefficient de pertes thermiques en utilisant l'analogie électrique comme décrite dans la Section 2.4, à savoir :

$$U_t = \left\{ \left(h_{r,p-v_1} + h_{c,p-v_1} \right)^{-1} + \left(h_{r,v_i-v_{i+1}} + h_{c,v_i-v_{i+1}} \right)^{-1} + \left(h_{r,v_N-c} + h_w \right)^{-1} \right\}^{-1} \quad (4.4)$$

4.3.1 Coefficient de pertes thermiques en avant

Le premier modèle empirique a été proposé par Hottel et Woertz pour un insolateur comportant N vitres dont leurs choix de regroupement des coefficients d'échange convectif et radiatif ont été quelque peu arbitraires [7]. En outre, ce modèle a été développé pour prédire les pertes thermiques des capteurs solaires avec absorbeurs non sélectifs caractérisés par des coefficients d'émission infrarouge élevés [5,7], ce qui nécessite un modèle plus général notamment avec le développement de plusieurs revêtements de bonnes propriétés sélectives [4].

Klein [5,6] a proposé par la suite des versions améliorées du modèle de Hottel et Woertz valables pour les insolateurs sélectifs, en se basant sur des mesures expérimentales actualisées des propriétés optiques de vitrage et du coefficient convectif entre deux surfaces planes parallèles. Bien que les équations proposées par Klein semblent plus cohérentes que celle due à Hottel et Woertz, les résultats qui en sont issus ne présentent pas une concordance totale avec ceux obtenus par la résolution numérique des équations de bilan thermique notamment pour un absorbeur à émissivité modérée [2].

Tableau 4.1 : Modèles de coefficient de pertes en avant pour un isolateur à N vitres

Auteur	Fonctions
Malhotra et al. [2]	$f = (9/h_w - 30/h_w^2) \times (T_a/316.9) \times (1 - 0.091 \times N)$ $C = 204.429 \times (\cos \beta)^{0.252} / L^{0.24}$ $d = \varepsilon_p + 0.05 \times N \times (1 - \varepsilon_p)$ $e = 0.252$ $g = 0.0$
Klein [5]	$f = (1 - 0.04 \times h_w + 0.0005 \times h_w^2) \times (1 - 0.091 \times N)$ $C = 365.9 \times (1 - 0.00883 \times \beta + 0.0001298 \times \beta^2)$ $d = \varepsilon_p + 0.05 \times N \times (1 - \varepsilon_p)$ $e = 0.33$ $g = 0.0$
Klein [6]	$f = (1 - 0.089 \times h_w + 0.1166 \times h_w \times \varepsilon_p) \times (1 + 0.07866 \times N)$ $C = 520 \times (1 - 0.000051 \times \beta^2)$ $d = \varepsilon_p + 0.00591 \times N \times h_w$ $e = 0.43(1 - 100/T_p)$ $g = 0.133 \varepsilon_p / \varepsilon_v$
Agarwal et Larson [7]	$f = (1 - 0.04 \times h_w + 0.0005 \times h_w^2) \times (1 - 0.091 \times N)$ $C = 250 \times (1 - 0.0044 \times (\beta - 90^\circ))$ $d = \varepsilon_p + 0.05 \times N \times (1 - \varepsilon_p)$ $e = 0.33$ $g = 0.0$

Malhotra et al. [2] et Agarwal et Larson [7] ont proposé d'autres versions modifiées toute en gardant la même forme de l'équation originale de Hottel et Woertz, afin de fournir des équations algébriquement plus simples d'une part, et d'autre part, d'améliorer leur prédictibilité à travers l'inclusion appropriée de certains paramètres, tels que l'inclinaison de l'insolateur, l'écartement absorbeur-vitre et l'émissivité de l'absorbeur.

Tous les modèles proposés du coefficient de pertes thermiques en avant peuvent s'écrire sous la forme générale suivante :

$$U_t = \frac{1}{\frac{N}{\left(\frac{C}{T_p}\right)\left(\frac{T_p - T_a}{N + f}\right)^e + h_w} + \frac{1}{\frac{1}{d} + \frac{2N + f - 1}{\varepsilon_v} + g - N}} + \frac{\sigma(T_p^2 + T_a^2)(T_p + T_a)}{d + \frac{2N + f - 1}{\varepsilon_v} + g - N} \quad (4.5)$$

Où les fonctions C , d , e , f et g sont données dans le [Tableau 4.1](#).

4.3.2 Température de vitrage

En vue du fait que les équations présentées précédemment sont toutes développées en procédant la même analyse de Hottel et Woertz, l'erreur d'estimation qu'il pourrait y avoir à la suite de leur utilisation peut être considérablement grande. Cette erreur peut se réduire au minimum si le coefficient de pertes thermiques sera calculé à partir de l'équation (4.4), ce qui ne peut être possible qu'avec la connaissance préalable de la température de vitrage.

En s'appuyant sur cette idée, Mullick et Samdarshi ont proposé la première corrélation de température pour un insolateur à simple vitrage ([Tableau 4.2](#)), à travers laquelle l'utilisateur dispose d'une meilleure appréciation des processus de transfert de chaleur selon Akhtar et Mullick [3]. Etant donné que la plupart des insolateurs sont soit à simple ou bien à double vitrage, Samdarshi et Mullick [4] ont développé une extension de leur modèle pour pouvoir prédire les températures des deux vitres ([Tableau 4.3](#)). Il est à noter cependant que plusieurs paramètres influant la température de vitrage, tels que l'inclinaison de l'insolateur et l'épaisseur du conduit isolant, ne figurent pas dans ces corrélations qui sont tellement simples qu'elles ne pourraient pas conduire à des prédictions suffisamment précises.

Plus tard, Akhtar et Mullick [3,4] motivés par l'imperfection de ces modèles, ont suggéré d'autres corrélations plus proches à la forme analytique qu'on peut la déduire des équations de bilan thermique. L'analyse consiste donc à écrire les températures de vitrage sous la forme d'une moyenne pondérée de la température de l'absorbeur et de la température ambiante, telle que :

$$T_{v_i} = \alpha_i T_p + (1 - \alpha_i) T_a \quad (4.6)$$

Où α_i est un coefficient dépendant du rapport de résistances thermiques au dessus et au dessous de la vitre désignée par l'indice i . La corrélation semi-analytique de ce rapport de résistances est donnée dans le [Tableau 4.2](#) et le [Tableau 4.3](#) respectivement pour un insolateur à simple et à double vitrage. Ils ont suggéré également de prendre en considération la résistance thermique par conduction du vitrage L_{v_i}/k_{v_i} lorsqu'on calcule le coefficient U_t à partir de l'équation (4.4).

Tableau 4.2 : Modèles de température pour un insolateur à simple vitrage

Auteurs	Fonctions	
Samdarshi et Mullick [3]	$T_v = T_a + h_w^{-0.38} \left(\frac{T_p}{429} + 0.567\varepsilon_p - 0.403 \right) (T_p - T_a)$	si $T_c = T_a$
	$T_v = T_a + h_w^{-0.42} \left(\frac{T_p}{346} + 0.66336\varepsilon_p - 0.06547 - 1.16 \exp(-0.072(T_p - T_a)) \right)$	si $T_c = 0.0552T_a^{1.5}$
Akhtar et Mullick [3]	$T_v = (fT_p + CT_a)/(f + 1)$ $f = \frac{\{12 \times 10^{-8} (T_a + 0.2T_p)^3 + h_w\}^{-1} + 0.3L_v}{\{6 \times 10^{-8} (\varepsilon_p + 0.028)(T_p + 0.5T_a)^3 + 0.6L^{-0.2} ((T_p - T_a) \cos \beta)^{0.25}\}^{-1}}$ $C = (T_c/T_a + h_w/3.5)/(1 + h_w/3.5)$	

Tableau 4.3 : Modèles de température pour un insolateur à double vitrage

Auteurs	Fonctions
Samdarshi et Mullick [4]	$T_{v_1} = T_p - (0.7 - 0.34\varepsilon_p)(T_p - T_{v_2})$ $T_{v_2} = T_a + h_W^{-0.4}(0.0012T_p + 0.37\varepsilon_p - 0.146)(T_p - T_a) \quad \text{si } T_c = T_a$ $T_{v_2} = T_a + h_W^{-0.4}(0.0012T_p + 0.37\varepsilon_p - 0.146)(T_p - T_a) - 14h_W^{-0.65} \quad \text{si } T_c = 0.0552T_a^{1.5}$
Akhtar et Mullick [4]	$T_{v_1} = (f_1 T_p + T_{v_2}) / (f_1 + 1)$ $f_1 = \frac{\{3.1\sigma(T_{v_2} + \Delta_o)^3 + 0.8(\Delta_o \cos \beta)^{0.25} L_2^{-0.2}\}^{-1} + 0.3L_{v_1}}{\{3.45\sigma\varepsilon_p(T_p - \Delta_i)^3 + 0.8L_1^{-0.2}(\Delta_i \cos \beta)^{0.25}\}^{-1}}$ $\Delta_o = (1 + \varepsilon_p)(T_p - T_{v_2}) / 6$ $\Delta_i = (2 - \varepsilon_p)(T_p - T_{v_2}) / 6$ $T_{v_2} = (f_2 T_p + C T_a) / (f_2 + 1)$ $f_2 = \frac{\{12 \times 10^{-8}(T_a + 0.2T_p)^3 + h_W\}^{-1} + 0.3L_{v_2}\} (0.7 - 0.26\varepsilon_p)}{\{6 \times 10^{-8}(\varepsilon_p + 0.028)(T_p + 0.5T_a)^3 + 0.6L_1^{-0.2}((T_p - T_a)\cos \beta)^{0.25}\}^{-1}}$ $C = (T_c / T_a + h_W / 3.5) / (1 + h_W / 3.5)$

4.3.3 Limitation

Le coefficient de pertes thermiques est un concept très utile permettant l'évaluation des pertes d'énergie sous forme de chaleur d'un insolateur vers l'environnement de manière plus simple que si on avait résolu les équations de bilan thermique qui sont des équations algébriques non linéaires couplées par l'intermédiaire de la température de vitrage. Cependant, les corrélations présentées précédemment sont exclusivement utilisées pour la configuration classique des insolateurs dont l'absorbeur est de forme plane.

Afin d'optimiser les performances des insolateurs plans (à air), plusieurs chercheurs suggèrent l'emploi des absorbeurs ondulés qui permettent d'augmenter à la fois la surface d'échange de chaleur et l'absorption du rayonnement solaire et aussi de créer un écoulement turbulent au sein du conduit dynamique. L'une des configurations les plus recommandées est celle d'un absorbeur ondulé en forme de 'v'. Malheureusement, aucun modèle de pertes thermiques n'est disponible dans ce cas, et l'utilisation des modèles déjà existant conduirait probablement à des estimations erronées.

4.4 Insolateur 60° v-ondulé

Les insolateurs plans à air se caractérisent par leur mauvais rendement qui est dû essentiellement aux propriétés thermiques faibles de l'air. Comme la forme géométrique de l'absorbeur est le paramètre le plus important dans la conception de tout insolateur à air [8], l'une des solutions les plus efficaces pour augmenter le rendement est d'utiliser un absorbeur avec ondulation en zigzag [9,10].

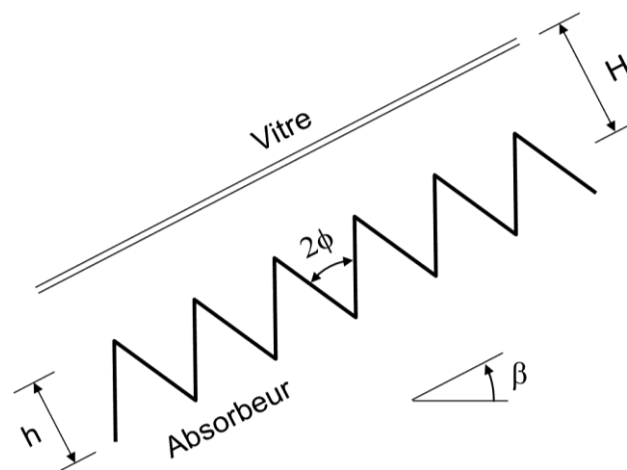


Figure 4.1 : Schéma d'un absorbeur en zigzag

Comme il est indiqué par de nombreuses études [8,11], l'absorbeur avec ondulation en zigzag présente des effets multiples sur les processus de transfert de chaleur qui se produisent dans l'insolateur. Certains effets sont favorables tels que l'augmentation de l'échange thermique avec l'air circulant et l'augmentation de l'absorptivité du rayonnement

solaire, alors que d'autres sont défavorables tels que l'augmentation des pertes de charge et l'augmentation de l'émissivité du rayonnement infrarouge. La forme en question est caractérisée par deux paramètres géométriques, l'angle d'ouverture et le rapport d'aspect (écartement moyen absorbeur–vitre sur la hauteur des rigoles) (Figure 4.1).

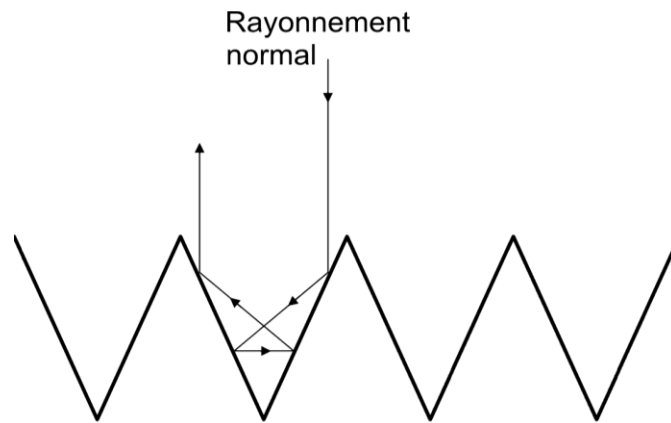


Figure 4.2 : Absorption du rayonnement solaire par réflexions successives

Afin de permettre la conception d'un insulateur optimal, il est très important de déterminer l'angle d'ouverture optimal du zigzag. Dans telle configuration, le rayonnement solaire incident près de la normale à la surface sera réfléchi plusieurs fois aux rigoles du zigzag (Figure 4.2) permettant d'absorber chaque fois une fraction du rayonnement réfléchi, ce qui en résulte une augmentation de son absorptivité, mais en même temps, de son émissivité [6]. A travers une comparaison avec un absorbeur plan de mêmes propriétés optiques nominales, il a été constaté que l'angle d'ouverture optimal du zigzag étant d'environ 60° ; ce qui donne en plus de la sélectivité directionnelle, une surface d'échange thermique deux fois plus grande que celle de l'absorbeur plan [11,12]. Dans le même contexte, des études théoriques et expérimentales sur l'écoulement de l'air dans des conduits sous forme de passages triangulaires [8], ou encore entre deux plaques ondulées en forme de zigzag [13], ont montré qu'un angle d'ouverture d'environ 60° peut assurer un rapport maximal entre la puissance thermique évacuée par l'air et la puissance électrique consommée pour permettre à l'air de se déplacer.

Comme ce chapitre est consacré à l'étude des pertes thermiques vers l'avant, seul l'effet de la présente configuration sur les processus de transfert de chaleur ayant lieu dans la partie supérieure de l'insulateur – qui sera désigné par 60° v-ondulé – est considéré.

4.4.1 Convection naturelle

La convection naturelle dans une couche d'air contenue dans une cavité confinée représente un sujet très intéressant pour les applications solaires et notamment pour les insulateurs plans. Mais, malheureusement, jusqu'aujourd'hui très peu d'études traitent du cas que nous considérons ici [4,14,15]. Cependant, l'étude expérimentale menée par El-Sherbiny et al. [15] et visant à mesurer l'échange thermique par convection naturelle dans

une couche d'air inclinée et délimitée par une paroi plane froide et une paroi 60° v-ondulée chaude, fournira les informations nécessaires à notre investigation.

Dans le régime conductif caractérisé essentiellement par un écoulement unicellulaire faible, les rigoles triangulaires de la paroi 60° v-ondulée éliminent le mouvement de l'air et empêchent le régime conductif d'être déstabilisé, ce qui augmente la valeur critique du nombre de Rayleigh au-delà de laquelle le régime convectif prend naissance ; toutefois, à des grands rapports d'aspect, cet effet semble être totalement disparu. De manière contradictoire, lorsque le nombre de Rayleigh dépasse sa valeur critique, ces rigoles ne font qu'accentuer le phénomène convectif à travers la formation d'un écoulement cellulaire (convection de Rayleigh-Bénard) dans chacune d'entre elles. Par conséquent, le transfert thermique par convection naturelle dans la présente configuration est jusqu'à 50% plus grand que celui entre deux parois planes de même écartement moyen et sous les mêmes conditions [15].

Les résultats expérimentaux rapportés dans la référence précédente aboutissent à la corrélation suivante liant le nombre de Nusselt au nombre de Rayleigh, angle d'inclinaison et rapport d'aspect avec une bonne précision [15] :

$$\text{Nu} = \text{Nu}_c + K \left[1 - \frac{\text{Ra}_c}{\text{Ra} \cos \beta} \right]^+ \left(1 - \frac{\text{Ra}_c (\sin 1.8\beta)^{1.6}}{\text{Ra} \cos \beta} \right) + B \left[\left(\frac{\text{Ra} \cos \beta}{\text{Ra}_t} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ \quad (4.7a)$$

Avec :

$$\text{Nu}_c = \left(\frac{A}{1 - 0.3025/A + 0.06825/A^2} \right) \ln \left(\frac{2A+1}{2A-1} \right) \quad (4.7b)$$

$$\text{Ra}_c = 1708 \left(1 + \frac{0.036}{A} + \frac{2.69}{A^2} - \frac{1.70}{A^3} \right) \quad (4.7c)$$

$$K = \frac{2460}{\text{Ra}_c} \left(1 - \frac{0.195}{A} + \frac{5.97}{A^2} - \frac{4.16}{A^3} \right) \quad (4.7d)$$

$$B = 2.23 - 0.0123\beta + 0.34 \times 10^{-3} \beta^2 \quad (4.7e)$$

$$\text{Ra}_t = 11300 \{ 1 + 0.204 \sin [4.50(\beta - 37.8^\circ)] \} \quad (4.7f)$$

Où β est exprimée en degrés, et l'opérateur $[]^+$ indique que cette quantité est prise égale à zéro si le terme entre crochets est négatif, sinon, elle prend la valeur du terme.

4.4.2 Echange radiatif

En faisant recours aux équations de la Section 2.3.3, le coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre les deux surfaces délimitant le conduit isolant d'un insulateur 60° v-ondulé, peut être calculée comme suit :

$$h_r = \frac{\sigma (T_p^2 + T_v^2) (T_p + T_v)}{\frac{1 - \varepsilon_p}{\varepsilon_p} \frac{A_v}{A_p} + \frac{1}{F_{v-p}} + \frac{1 - \varepsilon_v}{\varepsilon_v}} \quad (4.8)$$

Où F_{v-p} est le facteur de vue entre la vitre et l'absorbeur et est égal à l'unité d'après la règle de sommation (propriété de conservation) qui dispose que tout le rayonnement émis par la vitre est intercepté par l'absorbeur. À des fins de modélisation, il sera plus pratique de grouper l'émissivité totale hémisphérique et les caractéristiques géométriques de l'absorbeur 60° v-ondulé sous un seul paramètre appelé l'*émissivité apparente* ε_a qui est définie ici comme le rapport entre l'énergie totale émise par l'absorbeur et l'énergie émise par un corps noir de surface équivalente à la surface de la vitre [16]. L'équation (4.8) peut ensuite être réécrite sous la forme suivante :

$$h_r = \frac{\sigma(T_p^2 + T_v^2)(T_p + T_v)}{\frac{1}{\varepsilon_a} + \frac{1}{\varepsilon_v} - 1} \quad (4.9)$$

En mettant les équations (4.8) et (4.9) égales l'une à l'autre, nous obtenons ainsi :

$$\varepsilon_a = \left(1 + \left(\frac{1}{\varepsilon_p} - 1 \right) \frac{A_v}{A_p} \right)^{-1} \quad (4.10)$$

Où $A_v / A_p = \sin \phi$ et ϕ est le demi-angle d'ouverture des rigoles qui est égale à 30° . Nous aurons finalement :

$$\varepsilon_a = \frac{2\varepsilon_p}{1 + \varepsilon_p} \quad (4.11)$$

4.4.3 Modèle proposé

Lorsque nous voulons déterminer le coefficient de pertes thermiques vers l'avant, nous nous intéressons en premier lieu à la précision qui peut évidemment être assurée en utilisant l'équation (4.4) plutôt qu'en utilisant l'un des modèles s'écrivant sous la forme de l'équation (4.5). La seule difficulté qui se présente lors de l'utilisation de l'équation (4.4) réside dans le fait que la température de vitrage est inconnue. Toutefois, il est relativement facile d'estimer sa valeur à l'aide de la température de l'absorbeur et la température ambiante qui représentent ses limites respectivement supérieure et inférieure. Par conséquent, il nous semble plus logique d'adopter l'approche proposée par Akhtar et Mullick [3] et qui consiste à définir le rapport de résistances thermiques au dessus et au dessous de la vitre comme suit :

$$f = \frac{T_v - T_a}{T_p - T_v} = \frac{(h_{r,v-a} + h_w)^{-1}}{(h_{r,p-v} + h_{c,p-v})^{-1}} \quad (4.12)$$

Pour un isolateur plan, ceci conduit à la corrélation semi-analytique suivante [3]:

$$f = \frac{\{12 \times 10^{-8} (T_a + 0.2T_p)^3 + h_w\}^{-1} + 0.3L_v}{\{6 \times 10^{-8} (\varepsilon_p + 0.028)(T_p + 0.5T_a)^3 + 0.6L^{-0.2}((T_p - T_a)\cos\beta)^{0.25}\}^{-1}} \quad (4.13)$$

Le dénominateur de l'expression (4.13) représente l'approximation de la résistance thermique entre la vitre et l'absorbeur plan. Dans le modèle proposé, cette approximation

doit subir quelques modifications de telle sorte qu'elle tiendra compte de l'effet de la forme 60° v–ondulée de l'absorbeur sur les échanges thermiques radiatif et convectif.

Pour le terme radiatif, il suffit d'utiliser l'émissivité apparente donnée par l'équation (4.11) à la place de l'émissivité totale hémisphérique de l'absorbeur. Alors que nous proposons de multiplier le terme convectif par une fonction, soit Γ , qui sera développée par une analyse de régression en se basant sur la solution itérative des équations de bilan thermique (4.1) – (4.3). Il s'ensuit donc que le rapport de résistances thermiques devient :

$$f = \frac{\left\{12 \times 10^{-8} (T_a + 0.2T_p)^3 + h_w\right\}^{-1} + 0.3L_v}{\left\{6 \times 10^{-8} (\varepsilon_a + 0.028)(T_p + 0.5T_a)^3 + 0.6L^{-0.2} \left((T_p - T_a) \cos \beta\right)^{0.25} \times \Gamma\right\}^{-1}} \quad (4.14)$$

Avec :

$$\Gamma = 1 + \frac{0.653}{(1+A)^{0.38}} + \frac{0.014h_w}{(1+A)^{0.09}} \quad (4.15)$$

En tenant compte de la température du ciel à partir de la relation de Swinbank, équation (2.26), la température de la vitre est donnée par :

$$T_v = \frac{fT_p + CT_a}{f + 1} \quad (4.16)$$

Où :

$$C = \left(\frac{T_c}{T_a} + \frac{h_w}{3.5} \right) / \left(1 + \frac{h_w}{3.5} \right) \quad (4.17)$$

Une fois la température de la vitre est déterminée à partir des relations (4.11) et (4.14) – (4.17), le coefficient de pertes thermiques vers l'avant d'un insolateur 60° v–ondulé pourrait être facilement obtenu à partir de la relation suivante [3] :

$$U_t = \left[\frac{L_v}{k_v} + \left(\sigma \frac{(T_p^2 + T_v^2)(T_p + T_v)}{1/\varepsilon_a + 1/\varepsilon_v - 1} + \frac{k \text{Nu}}{L} \right)^{-1} + \left(\varepsilon_v \sigma \frac{(T_v^4 - T_c^4)}{(T_v - T_a)} + h_w \right)^{-1} \right]^{-1} \quad (4.18)$$

Où le nombre de Nusselt Nu est donné par les équations (4.7a) – (4.7f).

4.4.4 Validation

En fait, la valeur exacte du coefficient de pertes thermiques sous n'importe quelles conditions n'est disponible, pour l'instant, qu'à travers la résolution numérique des équations de bilan thermique dont la solution pour un insolateur à simple vitrage peut se calculer itérativement selon l'algorithme suivant :

1. Estimation de la température de la vitre $T_v^{(0)}$;
2. Calcul des coefficients d'échange radiatif $h_r^{(k)}$ et convectif $h_c^{(k)}$ puis le coefficient de pertes thermiques $U_t^{(k)}$;
3. Calcul de la température de la vitre : $T_v^{(k+1)} = T_p - U_t^{(k)}(T_p - T_a) / (h_{c,p-v}^{(k)} + h_{r,p-v}^{(k)})$
4. Répétition des étapes 2 à 3 jusqu'à la convergence vers la solution T_v^* .

En raison du manque de données expérimentales, la solution itérative est évidemment le seul moyen de valider un modèle de pertes thermiques [2–4,7] ; elle va donc être utilisée pour effectuer une comparaison avec le modèle que nous avons proposé.

4.5 Résultats et discussion

Afin de procéder à la comparaison nécessaire entre les pertes thermiques d'un insolateur plan et d'un insolateur 60° v-ondulé, et également entre la solution itérative des équations de bilan thermique de ce dernier et le modèle proposé, les résultats obtenus sont présentés sous forme de tableaux vu le nombre important de paramètres qui influent sur les pertes thermiques. L'émissivité, l'épaisseur et la conductivité thermique de la vitre dont la variation a un effet négligeable sur les résultats [3,4] ont été prises comme constantes, respectivement, 0.88, 5 mm et 0.78 W/m°C. La comparaison a été faite pour 144 situations différentes correspondant aux conditions typiques de fonctionnement des insolateurs plans.

Tableau 4.4 : Paramètres d'entrée

Paramètres	Valeurs
Emissivité de l'absorbeur ε_p	0.1 ; 0.5 ; 0.95
Rapport d'aspect A	1 ; 4
Ecartement absorbeur-vitre L (mm)	25 ; 40
Inclinaison de l'insolateur β (degré)	0 ; 45
Coefficient de convection due au vent h_w (W/m ² °C)	10 ; 40
Différence de température $T_p - T_a$ (°C)	30 ; 55 ; 80

D'après les tableaux ci-après et comme il était prévu, dans les mêmes conditions le coefficient de pertes thermiques d'un insolateur 60° v-ondulé est supérieur à celui d'un insolateur plan, dont l'accroissement relatif pourrait atteindre jusqu'à 12%, 30% et 45% respectivement pour un absorbeur non sélectif, modérément sélectif et sélectif.

Pour les insolateurs non sélectifs, l'émissivité apparente de l'absorbeur v-ondulé est seulement 2.5% plus élevée que son émissivité nominale, ce qui ne mène pratiquement à aucune variation significative de l'échange radiatif par rapport à la configurations plane, et par conséquent l'accroissement des pertes thermiques est attribué principalement à l'augmentation de l'échange convectif. Pour les insolateurs modérément sélectifs, l'émissivité apparente de l'absorbeur v-ondulé est d'environ 33% plus élevée que son émissivité nominale. Nous observons dans ce cas que l'échange radiatif aussi bien que l'échange convectif contribuent tous les deux presque à parts égales à l'accroissement des pertes thermiques. Pour les insolateurs sélectifs, l'échange radiatif demeure relativement faible même avec une émissivité apparente d'environ 80% plus élevée que l'émissivité nominale. L'accroissement des pertes thermiques est dû essentiellement à l'échange convectif et dans une moindre mesure à l'échange radiatif.

Tableau 4.5 : Résultats itératifs et prédits du coefficient de pertes thermiques en avant

ε_p	A	L	β	h_w	ΔT	U_t (W/m ² °C)			U_t (W/m ² °C)	Accroissement relatif de U_t (%)	
						Absorbeur 60° v-ondulé					Absorbeur plan
						Solution itérative	Modèle proposé	Erreur relative (%)			
0.1	1	25	0	10	30	4.4432	4.4288	0.3252	3.5931	23.6608	
					55	4.6949	4.6806	0.3042	3.7226	26.1207	
					80	4.9322	4.9197	0.2532	3.8640	27.6440	
"	"	"	"	40	30	4.9839	4.9719	0.2396	3.8480	29.5173	
					55	5.6209	5.6064	0.2579	4.2111	33.4804	
					80	6.0797	6.0653	0.2361	4.4843	35.5776	
"	"	"	45	10	30	3.8718	3.7892	2.1341	3.3192	16.6496	
					55	4.2544	4.2075	1.1037	3.5013	21.5114	
					80	4.5393	4.5077	0.6972	3.6578	24.0987	
"	"	"	"	40	30	4.2479	4.2073	0.9563	3.5191	20.7120	
					55	5.0075	4.9771	0.6069	3.9237	27.6234	
					80	5.5097	5.4848	0.4518	4.2058	31.0032	
"	"	40	0	10	30	4.3395	4.3519	0.2861	3.2269	34.4783	
					55	4.5528	4.5522	0.0146	3.3743	34.9285	
					80	4.7798	4.7771	0.0555	3.5253	35.5840	
"	"	"	"	40	30	4.8258	4.8265	0.0150	3.4003	41.9232	
					55	5.3977	5.3916	0.1135	3.7525	43.8446	
					80	5.8370	5.8299	0.1220	4.0258	44.9913	
"	"	"	45	10	30	4.0354	4.0325	0.0719	3.0547	32.1034	
					55	4.2761	4.2673	0.2037	3.2062	33.3685	
					80	4.5102	4.5027	0.1663	3.3544	34.4576	
"	"	"	"	40	30	4.4256	4.4208	0.1066	3.1958	38.4793	
					55	4.9981	4.9886	0.1903	3.5338	41.4393	
					80	5.4304	5.4210	0.1746	3.7942	43.1254	

Tableau 4.5 : (suite)

ε_p	A	L	β	h_w	ΔT	U_t (W/m ² °C)			Accroissement relatif de U_t (%)	
						Absorbeur 60° v-ondulé				U_t (W/m ² °C) Absorbeur plan
						Solution itérative	Modèle proposé	Erreur relative (%)		
0.1	4	25	0	10	30	4.1137	4.0893	0.5941	3.5931	14.4895
					55	4.3773	4.3562	0.4820	3.7226	17.5873
					80	4.6240	4.6077	0.3535	3.8640	19.6692
"	"	"	"	40	30	4.5357	4.5201	0.3436	3.8480	17.8710
					55	5.1552	5.1376	0.3409	4.2111	22.4196
					80	5.6145	5.5982	0.2909	4.4843	25.2043
"	"	"	45	10	30	3.6555	3.5894	1.8095	3.3192	10.1333
					55	3.9994	3.9558	1.0901	3.5013	14.2269
					80	4.2732	4.2428	0.7114	3.6578	16.8247
"	"	"	"	40	30	3.9552	3.9233	0.8062	3.5191	12.3939
					55	4.6314	4.6037	0.5976	3.9237	18.0376
					80	5.1060	5.0825	0.4600	4.2058	21.4048
"	"	40	0	10	30	4.0809	4.0926	0.2873	3.2269	26.4630
					55	4.3231	4.3249	0.0430	3.3743	28.1197
					80	4.5639	4.5650	0.0261	3.5253	29.4586
"	"	"	"	40	30	4.4848	4.4859	0.0232	3.4003	31.8958
					55	5.0707	5.0665	0.0832	3.7525	35.1309
					80	5.5197	5.5155	0.0769	4.0258	37.1091
"	"	"	45	10	30	3.7894	3.7866	0.0753	3.0547	24.0514
					55	4.0489	4.0414	0.1841	3.2062	26.2824
					80	4.2932	4.2881	0.1196	3.3544	27.9886
"	"	"	"	40	30	4.1077	4.1036	0.0991	3.1958	28.5324
					55	4.6801	4.6719	0.1757	3.5338	32.4397
					80	5.1166	5.1091	0.1475	3.7942	34.8546

Tableau 4.5 : (suite)

ε_p	A	L	β	h_w	ΔT	U_t (W/m ² °C)			U_t (W/m ² °C)	Accroissement relatif de U_t (%)	
						Absorbeur 60° v-ondulé					Absorbeur plan
						Solution itérative	Modèle proposé	Erreur relative (%)			
0.5	1	25	0	10	30	5.9103	5.8983	0.2035	5.0760	16.4370	
					55	6.1928	6.1874	0.0871	5.2624	17.6805	
					80	6.5598	6.5575	0.0349	5.5522	18.1471	
"	"	"	"	40	30	7.0576	7.0617	0.0582	5.7765	22.1773	
					55	7.8606	7.8615	0.0112	6.3223	24.3303	
					80	8.5543	8.5548	0.0059	6.8356	25.1435	
"	"	"	45	10	30	5.4489	5.3811	1.2433	4.8533	12.2708	
					55	5.8432	5.8181	0.4303	5.0870	14.8653	
					80	6.2565	6.2466	0.1589	5.3941	15.9877	
"	"	"	"	40	30	6.3970	6.3771	0.3118	5.4784	16.7682	
					55	7.3181	7.3096	0.1171	6.0666	20.6287	
					80	8.0590	8.0555	0.0437	6.5923	22.2490	
"	"	40	0	10	30	5.8484	5.8576	0.1567	4.7974	21.9080	
					55	6.0955	6.0981	0.0430	4.9972	21.9777	
					80	6.4545	6.4558	0.0197	5.2985	21.8171	
"	"	"	"	40	30	6.9309	6.9444	0.1948	5.3820	28.7783	
					55	7.6740	7.6793	0.0701	5.9199	29.6294	
					80	8.3517	8.3546	0.0343	6.4370	29.7459	
"	"	"	45	10	30	5.6152	5.6126	0.0460	4.6666	20.3284	
					55	5.8886	5.8871	0.0252	4.8722	20.8611	
					80	6.2588	6.2587	0.0026	5.1750	20.9432	
"	"	"	"	40	30	6.5806	6.5893	0.1318	5.2020	26.5032	
					55	7.3302	7.3333	0.0425	5.7303	27.9203	
					80	8.0080	8.0097	0.0207	6.2394	28.3469	

Tableau 4.5 : (suite)

ε_p	A	L	β	h_w	ΔT	U_t (W/m ² °C)			U_t (W/m ² °C)	Accroissement relatif de U_t (%)		
						Absorbeur 60° v-ondulé					Absorbeur plan	
(/)	(/)	(mm)	(degré)	(W/m ² °C)	(°C)	Solution itérative	Modèle proposé	Erreur relative (%)		(%)		
0.5	4	25	0	10	30	5.6666	5.6482	0.3261	5.0760	11.6364		
					55	5.9566	5.9480	0.1436			5.2624	13.1921
					80	6.3339	6.3306	0.0522			5.5522	14.0789
"	"	"	"	40	30	6.6709	6.6712	0.0044	5.7765	15.4835		
					55	7.4593	7.4581	0.0155			6.3223	17.9829
					80	8.1574	8.1571	0.0039			6.8356	19.3370
"	"	"	45	10	30	5.3063	5.2533	0.9976	4.8533	9.3322		
					55	5.6662	5.6451	0.3739			5.0870	11.3857
					80	6.0724	6.0643	0.1331			5.3941	12.5740
"	"	"	"	40	30	6.1559	6.1420	0.2262	5.4784	12.3661		
					55	7.0026	6.9955	0.1021			6.0666	15.4284
					80	7.7220	7.7191	0.0375			6.5923	17.1371
"	"	40	0	10	30	5.6507	5.6584	0.1359	4.7974	17.7865		
					55	5.9212	5.9249	0.0635			4.9972	18.4890
					80	6.2936	6.2961	0.0391			5.2985	18.7805
"	"	"	"	40	30	6.6323	6.6458	0.2025	5.3820	23.2309		
					55	7.3898	7.3962	0.0877			5.9199	24.8284
					80	8.0790	8.0829	0.0481			6.4370	25.5095
"	"	"	45	10	30	5.4318	5.4286	0.0595	4.6666	16.3991		
					55	5.7195	5.7187	0.0140			4.8722	17.3907
					80	6.1001	6.1007	0.0096			5.1750	17.8757
"	"	"	"	40	30	6.3049	6.3135	0.1369	5.2020	21.2018		
					55	7.0557	7.0594	0.0529			5.7303	23.1297
					80	7.7401	7.7423	0.0283			6.2394	24.0521

Tableau 4.5 : (suite)

ε_p	A	L	β	h_w	ΔT	U_t (W/m ² °C)			Accroissement relatif de U_t (%)	
						Absorbeur 60° v-ondulé				U_t (W/m ² °C)
(/)	(/)	(mm)	(degré)	(W/m ² °C)	(°C)	Solution itérative	Modèle proposé	Erreur relative (%)	Absorbeur plan	
0.95	1	25	0	10	30	6.6124	6.5935	0.2851	6.2804	5.2861
					55	6.9072	6.9007	0.0939	6.5087	6.1225
					80	7.3295	7.3279	0.0216	6.9052	6.1451
"	"	"	"	40	30	8.1429	8.1491	0.0760	7.5289	8.1562
					55	9.0301	9.0325	0.0266	8.2358	9.6443
					80	9.8410	9.8419	0.0092	8.9569	9.8706
"	"	"	45	10	30	6.1998	6.1316	1.0999	6.0946	1.7259
					55	6.5983	6.5763	0.3331	6.3669	3.6346
					80	7.0655	7.0596	0.0841	6.7813	4.1918
"	"	"	"	40	30	7.5204	7.5052	0.2024	7.2574	3.6249
					55	8.5235	8.5191	0.0522	8.0075	6.4441
					80	9.3833	9.3827	0.0073	8.7439	7.3134
"	"	40	0	10	30	6.5679	6.5683	0.0051	6.0638	8.3142
					55	6.8290	6.8287	0.0039	6.3039	8.3284
					80	7.2441	7.2443	0.0023	6.7127	7.9166
"	"	"	"	40	30	8.0317	8.0460	0.1773	7.1802	11.8601
					55	8.8617	8.8670	0.0600	7.8821	12.4273
					80	9.6584	9.6598	0.0140	8.6105	12.1710
"	"	"	45	10	30	6.3648	6.3552	0.1510	5.9611	6.7728
					55	6.6518	6.6488	0.0464	6.2088	7.1359
					80	7.0795	7.0792	0.0049	6.6216	6.9160
"	"	"	"	40	30	7.7062	7.7162	0.1299	7.0207	9.7644
					55	8.5456	8.5492	0.0424	7.7172	10.7351
					80	9.3458	9.3465	0.0066	8.4416	10.7120

Tableau 4.5 : (suite)

ε_p	A	L	β	h_w	ΔT	U_t (W/m ² °C)			Accroissement relatif de U_t (%)	
						Absorbeur 60° v-ondulé				U_t (W/m ² °C) Absorbeur plan
						Solution itérative	Modèle proposé	Erreur relative (%)		
0.95	4	25	0	10	30	6.4055	6.3824	0.3615	6.2804	1.9922
					55	6.7065	6.6981	0.1246	6.5087	3.0387
					80	7.1393	7.1374	0.0257	6.9052	3.3901
"	"	"	"	40	30	7.7869	7.7897	0.0359	7.5289	3.4270
					55	8.6612	8.6620	0.0098	8.2358	5.1650
					80	9.4785	9.4789	0.0047	8.9569	5.8230
"	"	"	45	10	30	6.0871	6.0337	0.8761	6.0946	-0.1230
					55	6.4541	6.4364	0.2745	6.3669	1.3698
					80	6.9158	6.9118	0.0584	6.7813	1.9837
"	"	"	"	40	30	7.3045	7.2947	0.1341	7.2574	0.6490
					55	8.2381	8.2347	0.0409	8.0075	2.8797
					80	9.0796	9.0792	0.0042	8.7439	3.8390
"	"	40	0	10	30	6.3965	6.3953	0.0185	6.0638	5.4871
					55	6.6789	6.6793	0.0057	6.3039	5.9482
					80	7.1072	7.1078	0.0084	6.7127	5.8772
"	"	"	"	40	30	7.7543	7.7684	0.1816	7.1802	7.9970
					55	8.5990	8.6050	0.0699	7.8821	9.0950
					80	9.4083	9.4099	0.0167	8.6105	9.2658
"	"	"	45	10	30	6.2080	6.1980	0.1617	5.9611	4.1420
					55	6.5079	6.5053	0.0397	6.2088	4.8173
					80	6.9458	6.9458	0.0010	6.6216	4.8969
"	"	"	"	40	30	7.4514	7.4612	0.1325	7.0207	6.1344
					55	8.2929	8.2969	0.0474	7.7172	7.4608
					80	9.1009	9.1015	0.0061	8.4416	7.8109

Un aperçu général sur les résultats montre un très bon accord entre la solution itérative et le modèle proposé. L'erreur de prédiction du modèle pourrait atteindre une valeur maximale de 2.13%, sinon, elle est inférieure à 1% dans la plupart des cas considérés.

Il est intéressant d'indiquer ici que le modèle proposé reste encore valide pour les insolateurs plans dont le rapport d'aspect tend vers l'infini et le demi-angle d'ouverture des rigoles est égale à 90°. Cependant, ce modèle est strictement utilisé pour les insolateurs à simple vitrage, ce qui exige le développement d'autres modèles pour les insolateurs disposant de plus d'une seule vitre.

4.6 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons proposé le premier modèle empirique permettant de prédire les pertes thermiques vers l'avant d'un insolateur à simple vitrage muni d'un absorbeur 60° v-ondulé. Les résultats révèlent que ce modèle est de très bonne prédictibilité pour toutes les combinaisons possibles de paramètres d'entrée considérés. En comparaison avec un insolateur plan se trouvant à la même température, les résultats montrent également que les pertes thermiques peuvent s'accroître jusqu'à environ 50%, raison pour laquelle nous recommandons d'utiliser le modèle proposé dans la modélisation/simulation thermique de la présente configuration.

Références

- [1] **C. J. Chen.** Physics of Solar Energy. John Wiley & Sons (2011).
- [2] **H. P. Garg, G. Datta.** The top loss calculation for flat plate solar collectors. Solar Energy 32 (1984) 141–143.
- [3] **N. Akhtar, S. C. Mullick.** Approximate method for computation of glass cover temperature and top heat-loss coefficient of solar collectors with single glazing. Solar Energy 66 (1999) 349–354.
- [4] **N. Akhtar, S. C. Mullick.** Computation of glass-cover temperatures and top heat loss coefficient of flat-plate solar collectors with double glazing. Energy 32 (2007) 1067–1074.
- [5] **S. A. Klein.** Calculation of flat-plate collector loss coefficients. Solar Energy 17 (1975) 79–80.
- [6] **J. A. Duffie, W. A. Beckman.** Solar Engineering of Thermal Processes. Wiley (2013).
- [7] **V. K. Agarwal, D. C. Larson.** Calculation of the top loss coefficient of a flat-plate collector. Solar Energy 27 (1981) 69–71.
- [8] **A. E. Kabeel, K. Mečárik.** Shape optimization for absorber plates of solar air collectors. Renewable Energy 13 (1998) 121–131.
- [9] **M. Azharul Karim, M. N. A. Hawlader.** Performance investigation of flat plate, v-corrugated and finned air collectors. Energy 31 (2006) 452–470.
- [10] **A. A. El-Sebaili, 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 36 (2011) 1076–1086.

-
- [11] **K. G. T. Hollands**. Directional selectivity, emittance, and absorptance properties of vee corrugated specular surfaces. *Solar Energy* 7 (1963) 108–116.
- [12] **D. J. Close**. Solar air heaters for low and moderate temperature applications. *Solar Energy* 7 (1963) 117–124.
- [13] **P. Naphon**. Heat transfer characteristics and pressure drop in channel with V corrugated upper and lower plates. *Energy Conversion and Management* 48 (2007) 1516–1524.
- [14] **J. C. V. Chinnappa**. Free convection in air between a 60° vee-corrugated plate and a flat plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 13 (1970) 117–123.
- [15] **S. M. El-Sherbiny, K. G. T. Hollands, G. D. Raithby**. Free convection across inclined air layers with one surface V-corrugated. *ASME Journal of Heat Transfer* 100 (1978) 410–415.
- [16] **M. F. Modest**. *Radiative Heat Transfer*. Academic Press (2003).

Chapitre 5

Optimisation des insolateurs à air

5.1 Introduction

L'insolateur parfait est celui avec : (i) le minimum de pertes thermiques, (ii) le maximum d'échange thermique dans le canal d'écoulement du fluide caloporteur et (iii) le minimum de consommation de puissance électrique. En sachant cependant que la perfection a un prix, il semble en effet que l'insolateur parfait – s'il en est – serait très cher, ce qui le rend peu rentable. Au lieu de cela l'insolateur devrait être optimal, ce qui signifie qu'il devrait assurer le meilleur compromis possible entre tous ces critères.

A la lumière des développements apportés à la conception conventionnelle des insolateurs plans à air pendant les dernières décennies, nous nous sommes engagés dans ce chapitre à optimiser la conception de ces insolateurs de la manière la plus simple qui soit.

5.2 Revue de littérature

Il existe énormément de littérature théorique et expérimentale portant sur l'optimisation de la géométrie du canal d'écoulement d'air qui conduit éventuellement à améliorer le rendement thermique de l'insolateur à air. Ceci peut être réalisé soit en étendant la surface d'échange thermique, soit en accroissant le coefficient de transfert thermique en perturbant la structure laminaire de l'écoulement d'air.

La sous-couche visqueuse laminaire au voisinage de la surface inférieure de l'absorbeur résiste à l'échange thermique, ce qui provoque une augmentation de la température de l'absorbeur et par conséquent une augmentation des pertes thermiques vers l'extérieure [1]. Donc, la solution évidente serait de briser la structure laminaire de l'écoulement en une structure tourbillonnaire (turbulente) permettant de favoriser considérablement l'échange thermique entre l'absorbeur et l'air. Ceci pourrait être souvent envisagé par le biais de ce que l'on appelle *rugosités artificielles* qui représentent une sorte d'obstacles de formes et de tailles diverses placés dans des arrangements différents. Il y a effectivement beaucoup de configurations de rugosités artificielles que nous ne serons malheureusement pas en mesure de les mentionner toutes ici.

Dans le but de donner en première approximation des résultats qui peuvent servir de guide et de base pour les études expérimentales sur les insolateurs, Lewis [2] a examiné la performance d'une large gamme d'éléments de rugosités artificielles en invoquant le concept de *l'élément rectangulaire équivalent*. L'auteur a également défini un nouveau paramètre d'efficacité pour l'optimisation du régime thermo-hydraulique de la paroi artificiellement rugueuse. Il a rapporté que les éléments à arêtes vives ne sont pas les plus

efficaces et qu'une valeur du nombre de Reynolds de rugosité ($e^+ = e/D(f/2)^{1/2} Re$) égale à 20 semble être une condition optimale.

Prasad et Saini [3] ont étudié l'effet de rugosités artificielles en forme de fils de petit diamètre fixés transversalement sous l'absorbeur sur la performance thermo-hydraulique d'un insolateur à air. Ils ont trouvé que la performance thermo-hydraulique optimale est obtenue seulement lorsque la hauteur de rugosités artificielles (le diamètre des fils) est légèrement supérieure à l'épaisseur de la sous-couche de transition laminaire-turbulence. D'après leurs résultats, la relation entre les paramètres de rugosités et de l'écoulement conduisant à une performance thermo-hydraulique optimale est donnée par l'équation $e_{opt}^+ \approx 24$.

Verma et Prasad [4] ont reproduit expérimentalement la même étude menée dans la référence [3] dans le but de confirmer ses principaux résultats. Ils ont trouvé que l'insolateur avec rugosités artificielles (Figure 5.1) est plus performant que l'insolateur lisse, et que la valeur du nombre de Reynolds de rugosité optimale $e_{opt}^+ \approx 24$ correspond à une performance thermo-hydraulique de 71%. Ils ont fourni sous forme graphique les résultats de la performance thermo-hydraulique optimale qui peuvent servir de référence pour les concepteurs.

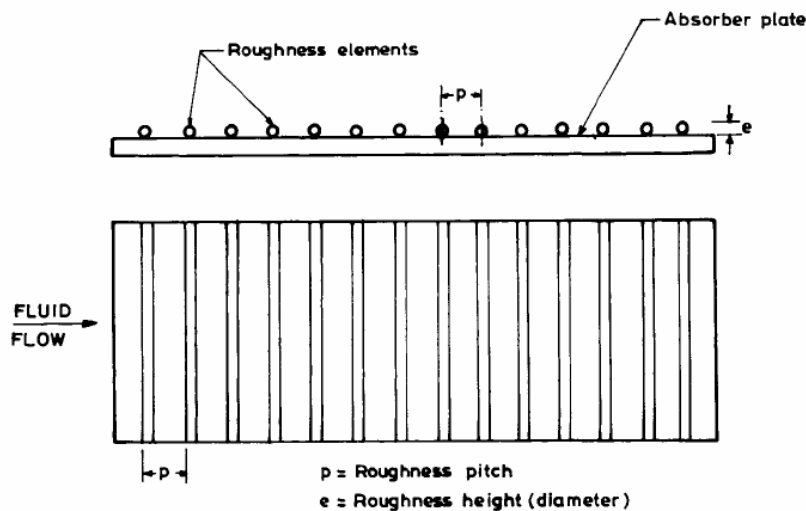


Figure 5.1 : Rugosités artificielles en forme de fils transversaux [4]

Afin de développer des systèmes performants destinés aux applications de séchage des produits agro-alimentaires (oignon jaune), Ahmed-Zaid et al. [5] ont conduit une étude expérimentale visant à améliorer le couple rendement-écart de température d'un insolateur plan à air en introduisant dans le conduit d'écoulement différents types d'obstacles (delta, ogival, ailette longitudinale) disposés en rangées (Figure 5.2). Ils ont rapporté avoir obtenu une nette amélioration grâce à l'utilisation des obstacles de type ailette longitudinale puis de type delta.

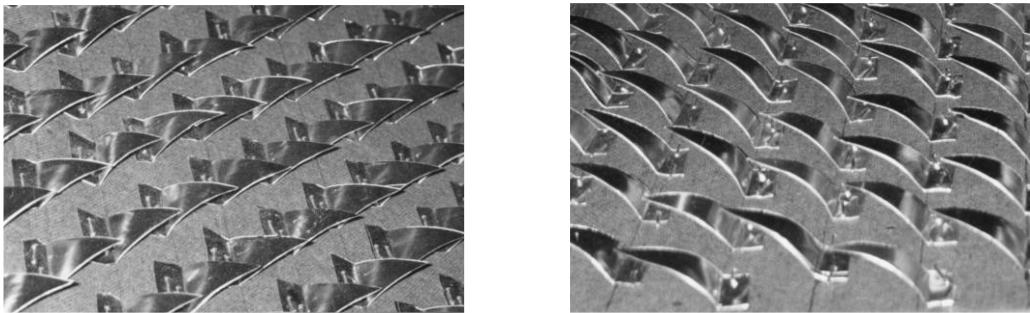


Figure 5.2 : Rugosités artificielles en forme de delta et ogivales [5]

Moumami et al. [6] ont employé des ailettes de forme rectangulaire fixées dans la plaque inférieure du conduit d'écoulement perpendiculairement au flux d'air pour créer de la turbulence (Figure 5.3). Les résultats expérimentaux montrent qu'avec l'utilisation de telles rugosités artificielles, l'accroissement du rendement thermique peut atteindre jusqu'à 75% par rapport à celui d'un insolateur lisse. Ils ont également affirmé que la configuration rugueuse nous permet d'abandonner le choix d'un absorbeur sélectif étant donné que celui-ci n'a aucune influence significative sur la performance de cette configuration.

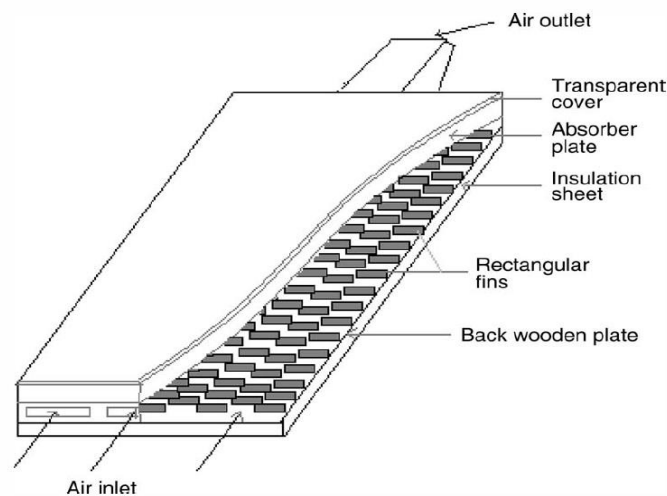


Figure 5.3 : Insolateur à ailettes perpendiculaires [6]

Youcef–Ali [7] a effectué une étude expérimentale pour examiner l'amélioration qu'on peut apporter au rendement thermique d'un insolateur plan si on le garnit d'ailettes rectangulaires disposées parallèlement à l'écoulement d'air selon un motif en quinconce (Figure 5.4). L'auteur affirme que pour le même débit la consommation de puissance électrique demeure inchangée grâce à l'orientation des ailettes. L'auteur a rapporté un accroissement maximal du rendement thermique par rapport à un insolateur plan de 68% et 78% respectivement pour double et triple vitrage à un débit massique de 50 kg/hm^2 . Il a rapporté aussi que le rendement thermique de la configuration proposée à 50 kg/hm^2 peut être obtenu par la configuration lisse à 95 kg/hm^2 .

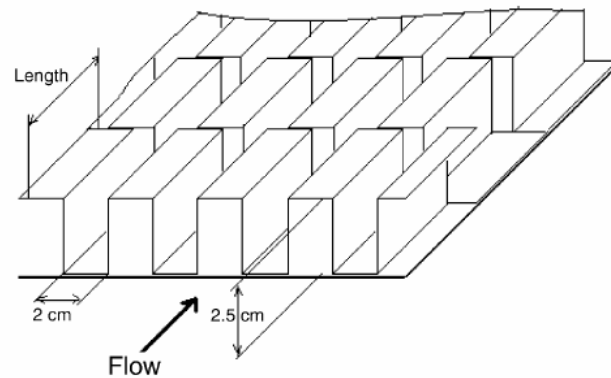


Figure 5.4 : Insolateur à ailettes parallèles [7]

Une autre technique d'optimisation des performances des insolateurs plans est l'utilisation des absorbeurs de forme non plane. Cette technique est très répandue grâce à son double impact sur la sélectivité de l'absorbeur aussi bien que sur l'échange thermique au sein du conduit d'écoulement. En plus de leur rôle de création de la turbulence, les absorbeurs de forme non plane – ondulée – sont caractérisés par une grande surface d'échange thermique.

Kabeel et Mečárik [8] ont étudié théoriquement l'influence de la forme de l'absorbeur sur le facteur de l'efficacité de deux types d'insolateurs, l'un dispose d'un absorbeur avec ailettes longitudinales et l'autre dispose d'un absorbeur de forme ondulée triangulaire (Figure 5.5). Ils ont trouvé que le second type est le plus performant et que l'angle optimal des triangles compris entre 50° et 60° .

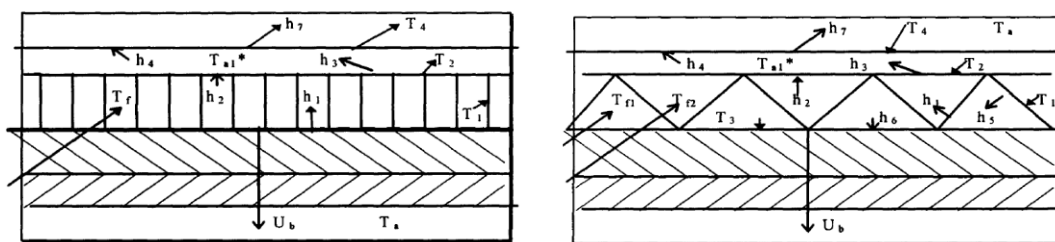


Figure 5.5 : Section droite d'un insolateur avec ailettes longitudinales et d'un insolateur avec absorbeur ondulé triangulaire [8]

Karim et Hawlader [9] ont effectué une étude expérimentale et théorique sur la performance d'un insolateur plan, à ailettes et v-ondulé dont l'air circule en simple et en double passage. A partir de leurs résultats, l'insolateur plan est le moins performant alors que l'insolateur v-ondulé semble être le plus performant avec un accroissement du rendement thermique de 10–15% et de 5–11% respectivement en modes simple et double

passage. Ils ont indiqué que le rendement thermique de toutes les configurations considérées atteint sa valeur limite au-delà d'un débit de 0.056 kg/sm^2 .

Liu et al. [10] ont fait une étude théorique comparative entre deux insolateurs dont le conduit d'écoulement est composé d'un absorbeur et d'une plaque inférieure ondulés se trouvant en position croisée dans le premier insolateur, et d'un absorbeur v-ondulé et d'une plaque plane dans le second insolateur (Figure 5.6). Ils ont trouvé que la première configuration donne le rendement thermique le plus élevé et ils ont attribué ceci à la position croisée des deux plaques ondulées. En conclusion, ils ont fourni aux constructeurs et aux opérateurs quelques recommandations pour avoir une meilleure performance thermique pour les deux configurations, citant parmi d'autres : (1) l'insolateur devrait avoir une configuration étendue dans le sens de l'écoulement, (2) l'espace entre l'absorbeur et la plaque inférieure devrait être petit et (3) la température d'entrée de l'air devrait être proche de la température ambiante.

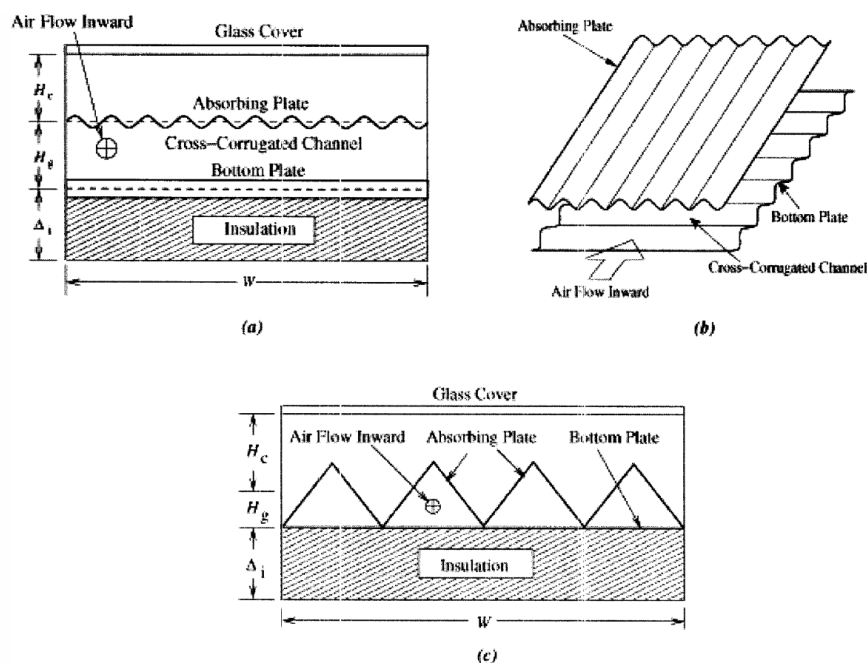


Figure 5.6 : Section droite des insolateurs ondulé et v-ondulé [10]

Une étude comparative théorique et expérimentale sur la performance thermo-hydraulique de deux insolateurs, plan et v-ondulé, à double vitrage et à double passage (Figure 5.7) a été réalisée par El-Sebaï et al. [11]. Les résultats de l'étude montrent que la température de sortie, le rendement thermique et le rendement thermo-hydraulique de l'insolateur v-ondulé sont respectivement plus élevés de 5%, 11–14% et 14% par rapport à ceux de l'insolateur plan. Le rendement thermique des deux configurations augmente avec l'augmentation du débit massique jusqu'à un débit massique d'environ 0.04 kg/s au-delà duquel l'augmentation du rendement est peu importante. Le rendement thermo-hydraulique optimal des deux insolateurs est obtenu avec un débit de 0.02 kg/s .

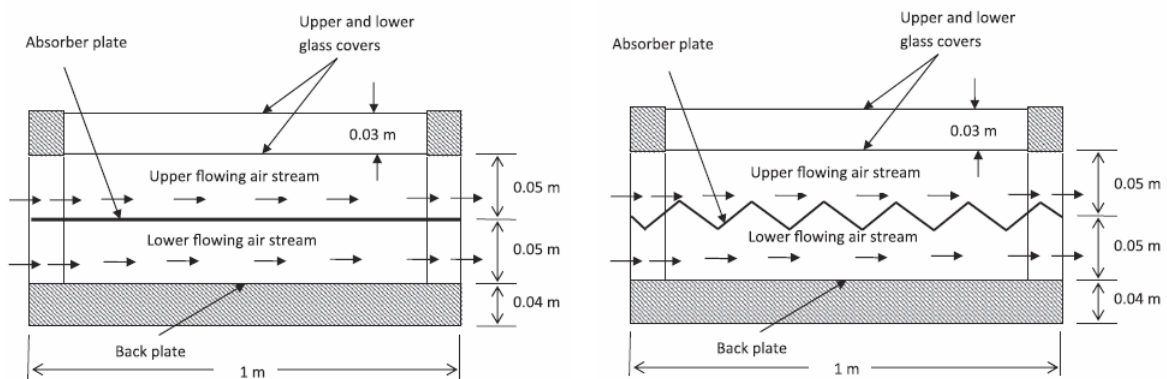


Figure 5.7 : Insolateurs à double passage plan et v-ondulé [11]

La troisième technique d’optimisation des performances des insolateurs plans qui reçoit également une attention considérable est l’utilisation des absorbeurs constitués de matériaux poreux (et parfois d’un absorbeur plan + une matrice de toiles métalliques montée dans le conduit d’écoulement). Tel insolateur présente deux particularités dues à la division interne de l’absorbeur : le rayonnement incident le pénètre et la surface d’échange est augmentée [12].

L’étude expérimentale réalisée par Ahmad et al. [13] vise à classifier les matrices de toiles métalliques et établir un ensemble de paramètres de conception pour tels systèmes à travers l’examen de l’effet de la profondeur et de la porosité des matrices sur la performance d’un insolateur plan à air. Contrairement au rendement thermique, l’étude montre que l’amélioration du rendement thermo-hydraulique par rapport à celui d’un insolateur lisse n’étant disponible que dans un intervalle de conditions de fonctionnement relativement étroit due aux pertes de charge importantes. D’après les résultats, ils ont conclu que l’utilisation d’un insolateur avec matrice de toiles métalliques sera bénéfique seulement si un écart de température important est exigé ou encore si l’ensoleillement est relativement faible.

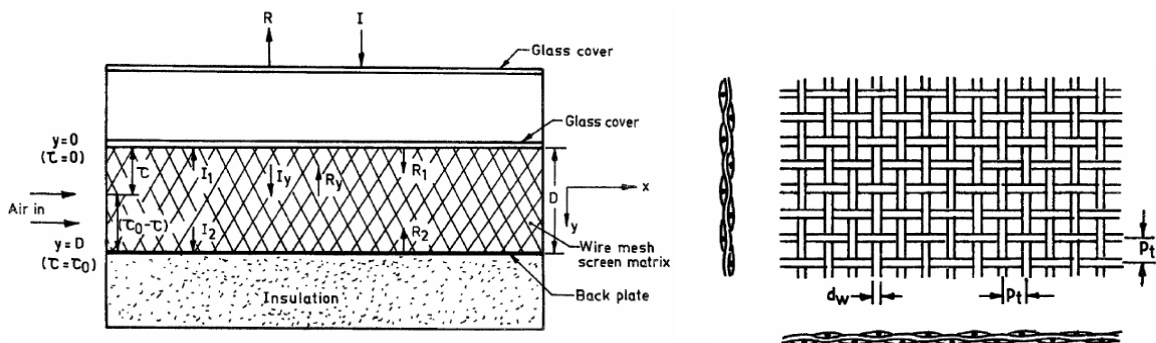


Figure 5.8 : Insolateurs avec matrice de toiles métalliques [14]

En se basant sur le mécanisme de transfert d'énergie dans les lits fixes, Mittal et Varshney [14] ont développé un modèle mathématique pour prédire la performance thermo-hydraulique d'un insolateur avec matrice de toiles métalliques (Figure 5.8). Ce dernier s'est révélé avoir un rendement thermo-hydraulique plus élevé que celui d'un insolateur lisse. Ils ont indiqué que la performance dépend fortement du nombre de Reynolds et des paramètres géométriques de la matrice, et non pas seulement de la porosité de la matrice. Pour une matrice donnée, il existe une valeur optimale du rendement thermo-hydraulique. Comme prévu, les rendements thermique et thermo-hydraulique sont très proches pour des grandes valeurs du rapport $\frac{T_s - T_e}{G}$, tandis qu'ils sont différents pour des petites valeurs du rapport indiqué.

Mohseni-Languri et al. [15] ont mené une étude de modélisation de l'aspect énergétique et exergétique d'un insolateur à double passage sans et avec milieu poreux constitué de petites particules sphériques et intégré dans le conduit d'écoulement inférieur (Figure 5.9). Une augmentation du rendement thermique de plus de 30% par rapport au cas sans milieu poreux a été observée avec une augmentation moyenne de l'irréversibilité de 0.3% seulement. D'après les auteurs, les résultats de cette étude devraient encourager les chercheurs et les développeurs des systèmes de chauffage solaire à utiliser les milieux poreux dans leurs systèmes.

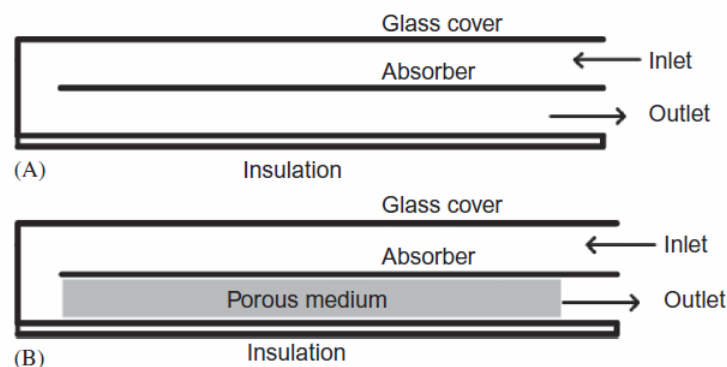


Figure 5.9 : Insolateurs à double passage sans et avec milieu poreux [15]

Gill et al. [16] ont conçu deux insolateurs à simple et à double vitrage avec des matériaux bon marché pour réduire le coût de fabrication et un troisième insolateur avec un absorbeur poreux constitué de copeaux de fer (Figure 5.10). A un débit volumique de $0.02 \text{ m}^3/\text{sm}^2$, les valeurs du rendement thermique maximal correspondant aux trois insolateurs sont respectivement 37.45%, 24.07%, 66.23% en été, et 30.29%, 45.05%, 71.68% en hiver. Ceci correspond en été à un gain d'énergie solaire par unité d'investissement de 0.13 kJ/US\$ pour l'insolateur à simple vitrage, 0.10 kJ/US\$ pour l'insolateur à double vitrage et 0.03 kJ/US\$ pour l'insolateur à absorbeur poreux, tandis qu'en hiver, il est de 0.08 kJ/US\$, 0.07 kJ/US\$ et 0.02 kJ/US\$ respectivement. Ils sont arrivés à la conclusion que l'insolateur à absorbeur poreux est le moins rentable.

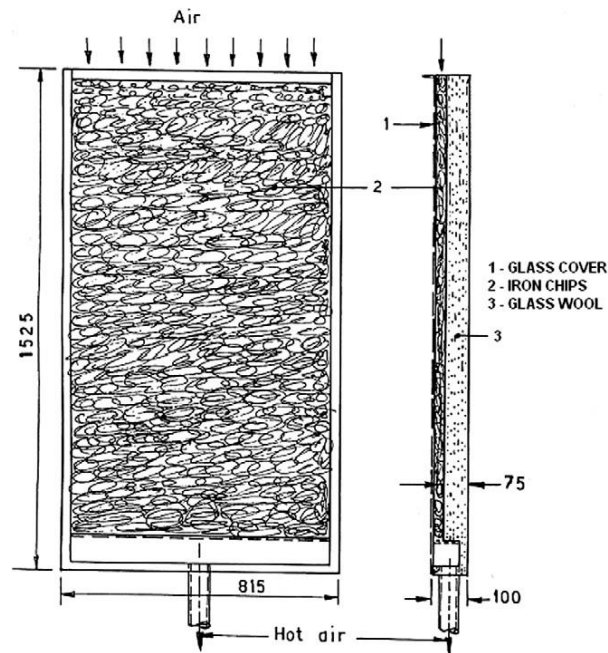


Figure 5.10 : Insolateur avec un absorbeur de copeaux de fer [16]

5.3 Conception proposée

Nous pouvons clairement constater d'après les études présentées précédemment que quelque soit le type de rugosités artificielles utilisées dans les insolateurs à air, le rendement thermique de ces derniers sera, dans toutes les conditions de fonctionnement, plus élevé par comparaison aux insolateurs lisses. Toutefois, ce n'est pas toujours le cas pour le rendement thermo–hydraulique qui exprime le gain net d'énergie en tenant compte de l'énergie thermique équivalente au travail nécessaire pour la circulation de l'air à travers le conduit d'écoulement. Pour augmenter le gain net d'énergie, nous devrions augmenter l'échange thermique et en même temps maintenir les pertes de charge aussi minimales que possible.

La variation de la section droite du conduit d'écoulement à cause de la présence de rugosités artificielles mènerait à la création des zones de recirculation en amont et en aval des contractions. L'apparition de ces zones favorise le mélange de l'air dans la couche limite, améliorant ainsi le transfert de chaleur par convection [17]. D'autre part, les singularités du conduit d'écoulement provoquent une dissipation d'énergie sous forme de pertes de charge dites *singulières* qui s'ajoutent aux pertes de charge régulières (linéaires) se produisant par frottement le long du conduit d'écoulement. Il est donc essentiel que la conception de l'insolateur soit capable de générer efficacement une structure tourbillonnaire dans l'écoulement d'air ; mais il sera tout à fait souhaitable que cette conception ne contienne pas de singularités géométriques, ou au moins comporte de singularités avec faible coefficient caractéristique $\xi = \frac{\Delta p}{\rho U^2 / 2}$.

Les écoulements secondaires induits par les forces centrifuges agissant sur un fluide s'écoulant dans un conduit courbe offriraient un intérêt particulier pour atteindre notre

objectif. Les caractéristiques d'écoulement et du transfert de chaleur dans tels conduits dépendent d'un paramètre adimensionnel appelé *nombre de Dean* :

$$De = \frac{(\text{Force centrifuge} \times \text{Force d'inertie})^{1/2}}{\text{Force visqueuse}} = Re \left(\frac{D_h}{R_c} \right)^{1/2} \quad (5.1)$$

Où D_h et R_c étant respectivement le diamètre hydraulique du conduit et le rayon de courbure. Bien qu'il y a un manque évident d'informations en matière de corrélations reliant l'échange thermique et les pertes de charge au nombre de Dean pour une configuration géométrique et sous des conditions aux limites représentatives de celles des insolateurs à air, il est démontré [18] que l'augmentation des pertes de charge est attribuée à l'augmentation des contraintes de cisaillement pariétales due au déplacement du pic de la vitesse axiale vers la paroi extérieure du conduit courbé, alors que l'augmentation de l'échange thermique est attribuée à l'apparition de l'écoulement secondaire.

En s'appuyant sur le fait qu'un écoulement secondaire peut être généré sans affecter le profile de la vitesse axiale si le nombre de Dean est relativement faible (ce qui peut correspondre à $R_c \gg D_h$) [18,19], nous proposons de concevoir un insolateur lisse légèrement courbé comme le montre la [Figure 5.11](#).

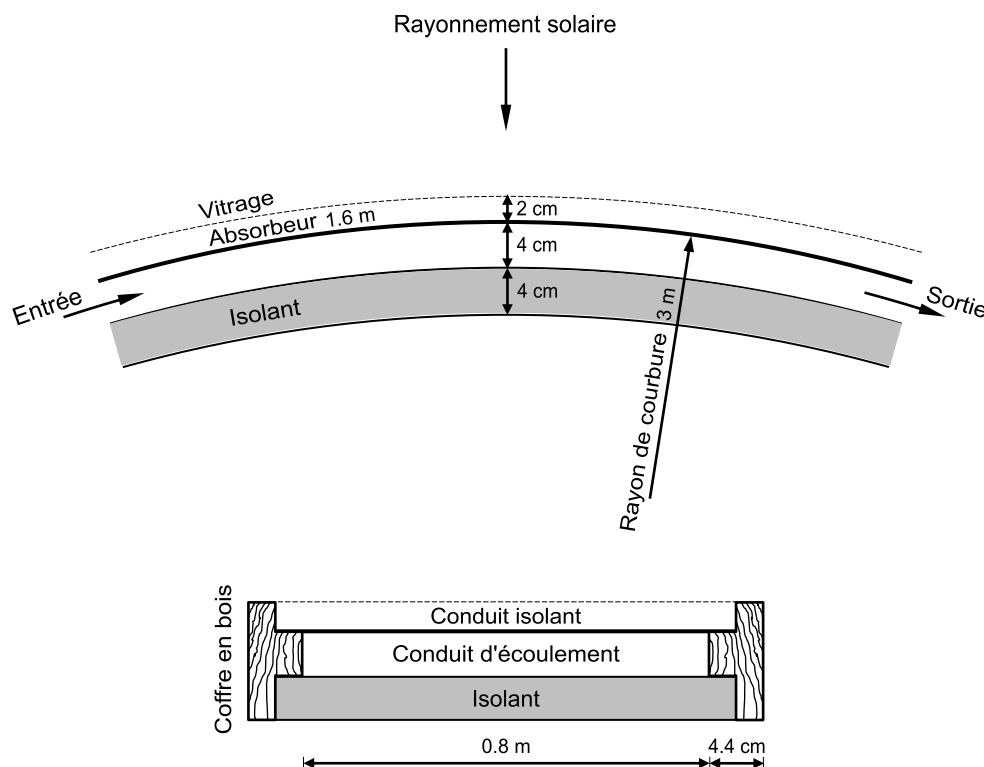


Figure 5.11 : Schéma de l'insolateur courbe

5.4 Matériels et Méthodes

Dans le but d'évaluer les performances de la conception proposée, nous avons poursuivi une démarche expérimentale dont une description générale du dispositif expérimental, des instruments utilisés pour mesurer les paramètres de fonctionnement de ce dispositif, et de l'expérimentation est présentée dans cette section.



Figure 5.12 : Dispositif expérimental

5.4.1 Dispositif expérimental

Il s'agit d'un prototype initial (Figure 5.12) fabriqué au sein du Département de Génie Mécanique de l'Université de Biskra en vue de permettre un test expérimental préliminaire de la conception proposée. A l'exception de la forme courbe (convexe), ce prototype est absolument identique à un insolateur conventionnel lisse constitué précisément de :

1. Plaque de Plexiglas transparent de 3 mm d'épaisseur, utilisée comme couverture au lieu de verre à cause de sa souplesse malgré la dégradation de ses caractéristiques optiques à travers l'exposition fréquente au soleil ;
2. Tôle d'acier galvanisé de 1 mm d'épaisseur et de $0.8 \text{ m} \times 1.6 \text{ m}$ de surface peinte en noir mat ;
3. Panneau isolant de polystyrène de 4 cm d'épaisseur pour assurer l'isolation de la surface arrière de l'insolateur ;
4. Panneau Isorel de 3 mm d'épaisseur servant de plaque inférieure du conduit d'écoulement et protégeant le polystyrène contre le dommage possible causé par le contact direct avec l'air chauffé ;

5. Panneau contreplaqué de 3 mm utilisé comme couverture arrière protégeant le polystyrène contre les agents extérieurs et atmosphériques ;
6. Coffre en bois dur qui assure l'isolation latérale et maintient tous les éléments de l'insolateur solidement ensemble.

A l'entrée du conduit d'écoulement de dimensions $4 \text{ cm} \times 0.8 \text{ m} \times 1.6 \text{ m}$ se trouve une rangée de 21 trous de diamètre de 2 cm à travers lesquels l'air ambiant passe à l'intérieur de l'insolateur. L'air chauffé est évacué par la suite à travers une section convergente à la sortie du conduit d'écoulement. Etant donné qu'il n'y a pas encore une valeur optimale du rayon de courbure, il est pris égal à 3 m.

5.4.2 Instrumentation

L'intensité du rayonnement solaire global a été mesurée par un solarimètre (Frederiksen) étalonné avec un pyranomètre Kipp & Zonen CM21, celui-ci a été placé près de la vitre transparente avec la même inclinaison et la même orientation de l'insolateur. Le débit d'air a été mesuré par un anémomètre à hélice KIMO-LV110. L'écart de température de l'air a été mesuré par deux sondes de température (thermistances CTN) placées à l'entrée et à la sortie du conduit d'écoulement et connectées à un afficheur numérique indiquant en permanence les températures mesurées. Un capteur de pression différentielle de type KIMO-CP300 a été utilisé pour mesurer la chute de pression de l'entrée à la sortie de l'insolateur, tandis que la chute de pression dans la section convergente a été mesurée à l'aide d'un manomètre à tube incliné Phywe rempli d'huile de densité 0.87.



Solarimètre



Anémomètre



Thermomètre digital



Manomètre différentiel

Figure 5.13 : Instruments de mesure

Tableau 5.1 : Caractéristiques techniques des instruments de mesure

Instrument	Plage de mesure	Exactitude	Résolution
Solarimètre	0 à 1999 W/m ²	±5% de la pleine échelle	1 W/m ²
Anémomètre à hélice	0 à 65000 m ³ /h	±3% de la lecture ±10 m ³ /h	1 m ³ /h
Manomètre différentiel	0 à 100 Pa	±0,5% de la lecture ±1 Pa	1 Pa
Manomètre à tube incliné	0 à 200 Pa	–	10 Pa
	0 à 400 Pa	–	20 Pa
Thermomètre digital	–30 à 110°C	±1 °C	0.1 °C (< 100 °C)
			1 °C (≥ 100 °C)

5.4.3 Expérimentation

L'expérimentation s'est déroulée sous des conditions extérieures dans lesquelles les données météorologiques sont généralement incontrôlables, de sorte qu'il était difficile de respecter les exigences de la procédure ASHRAE [20] pour tester les insolateurs à air. Le test de performance était limité uniquement à la détermination du rendement thermique – et thermo-hydraulique – de l'insolateur (voir la Section 2.7).

Les tests ont été effectués à l'Université de Biskra (Latitude : 34°50'43.65" N, Longitude : 5°44'49.27" E, Altitude : 107 m) pendant la période estivale du 20 au 30 juin de l'an 2013 sous un ciel clair et un vent de vitesse faible à modérée. L'insolateur a été orienté vers le sud et incliné par rapport au plan horizontal d'environ 18°, ce qui est considéré optimal pour le site de Biskra en saison d'été. L'écoulement d'air à l'intérieur de l'insolateur a été assisté par un système de ventilateur d'extraction à régulation. Pour chaque test, le débit massique par unité de surface a été fixé à l'une des quatre valeurs suivantes, 0.018, 0.0293, 0.0385 et 0.0466 kg/sm² situant dans l'intervalle typique du débit pour les insolateurs à air. En l'absence d'un système d'acquisition de données, les paramètres de fonctionnement de l'insolateur ont été enregistrés à la main chaque demi-heure à partir de 10:00 jusqu'à 15:00.

5.4.4 Analyse de performance

Pour évaluer la performance de l'insolateur, nous devons d'abord calculer l'intensité du rayonnement solaire incidente sur une surface courbe où la tangente au point à mi-longueur est inclinée par rapport au plan horizontal avec un angle de 18° (inclinaison optimale). En considérant l'élément de surface $dA = lR_c d\beta$ incliné par rapport au plan horizontal avec un angle β (voir Figure 5.14), l'intensité du rayonnement solaire reçu par cet élément est donnée par la relation suivante [21] :

$$G_\beta = G_b R_b + G_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + G_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (5.2a)$$

$$R_b = \frac{\cos \theta_z \cos \beta + \sin \theta_z \sin \beta \cos(\gamma_s - \gamma)}{\cos \theta_z} \quad (5.2b)$$

En intégrant sur toute la surface courbe, i.e. $18^\circ - \alpha \leq \beta \leq 18^\circ + \alpha$, nous obtenons l'intensité moyenne du rayonnement solaire reçu par cette surface :

$$G = r G_b R_b + G_d \left(\frac{1+r \cos 18^\circ}{2} \right) + G \rho_g \left(\frac{1-r \cos 18^\circ}{2} \right) \quad (5.3a)$$

$$R_b = \frac{\cos \theta_z \cos 18^\circ + \sin \theta_z \sin 18^\circ \cos(\gamma_s - \gamma)}{\cos \theta_z} \quad (5.3b)$$

$$r = (1/\alpha) \sin \alpha = (2R_c/L) \sin(L/2R_c) = 0.9882 \quad (5.3c)$$

A partir des équations (5.3) nous pouvons constater que la puissance du rayonnement solaire reçue par l'absorbeur courbe est égale approximativement à celle reçue par un absorbeur plan de même surface et incliné par rapport au plan horizontal avec le même angle. Par conséquent, il est suffisamment précis et donc acceptable d'utiliser les valeurs du rayonnement solaire mesurées à 18° pour effectuer les calculs de performance.

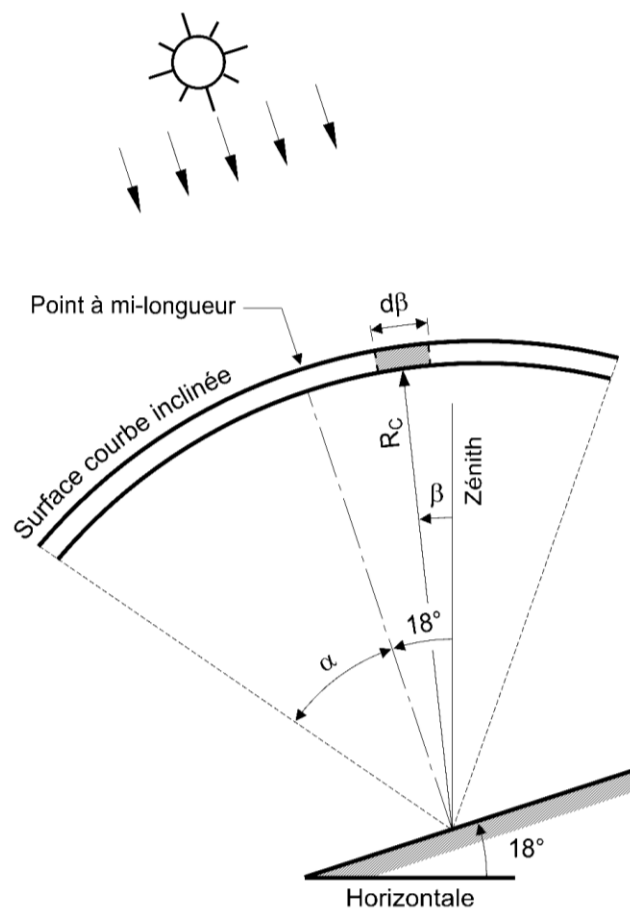


Figure 5.14 : Rayonnement solaire incident sur une surface courbe inclinée

Le rendement thermique instantané est défini comme étant le rapport de la puissance utile à la puissance totale incidente sur la surface active de l'insolateur :

$$\eta_{th} = \frac{\dot{m}c_p(T_s - T_e)}{GA} \quad (5.4)$$

En régime stationnaire, le rendement thermique d'un insolateur à air fonctionnant en cycle ouvert (i.e. la température d'entrée coïncide avec la température ambiante) peut être exprimé par l'équation suivante [13,16] :

$$\eta_{th} = F_s(\tau_v \alpha_p) - F_s U_L \frac{(T_s - T_a)}{G} \quad (5.5)$$

Les systèmes solaires actifs nécessitent un apport d'énergie extérieure (électrique) pour forcer l'air à travers le conduit d'écoulement. Selon Cortés et Piacentini [22], une partie considérable de cette énergie qui est produite dans de nombreux pays principalement à partir de sources thermoélectriques, est perdue lors de conversions et de transmission. Afin d'évaluer la performance économique réelle de l'insolateur, un rendement effectif (thermo-hydraulique) prenant en compte tous ces facteurs, est défini par [13,14,22] :

$$\eta_{eff} = \frac{\dot{m}c_p(T_s - T_e) - P_m/C_f}{GA} \quad (5.6)$$

Où P_m est la puissance mécanique équivalente à l'énergie dissipée par frottement dans le conduit d'écoulement, donnée par [13,14] :

$$P_m = \frac{\dot{m}\Delta p}{\rho} \quad (5.7)$$

Et C_f est le facteur de conversion dont la valeur typique est 0.16–0.18 [13,14,22].

5.5 Résultats et discussion

Il a été prévu que nous préparions une étude comparative dans laquelle nous examinons la performance de deux insolateurs lisses plan et courbé. Cependant, dû principalement à la disponibilité limitée du matériel, un seul dispositif (présenté précédemment) a pu être fabriqué et testé. La performance de ce dernier a été par conséquent comparée avec celle des insolateurs plans rapportée dans la littérature malgré le fait que les caractéristiques (conception, dimensions, matériels) des systèmes à comparer ainsi que les conditions météorologiques et de fonctionnement dans lesquelles les expériences ont été effectuées ne sont pas tout à fait similaires.

Il a été prévu également qu'une étude de modélisation–simulation soit menée pour prédire le comportement thermo-hydraulique de la configuration proposée sous un ensemble de conditions représentatives de l'année entière afin d'examiner la performance de l'insolateur pendant différentes saisons, étudier l'influence du rayon de courbure sur cette performance et corroborer les résultats expérimentaux. Toutefois, la tentative d'envisager une analyse théorique du sujet en question a échoué en raison de l'absence de données théoriques suffisantes. Par conséquent, cette partie de l'étude est ultérieurement reportée, et les résultats présentés ci-après sont donc tous issus de l'expérience.

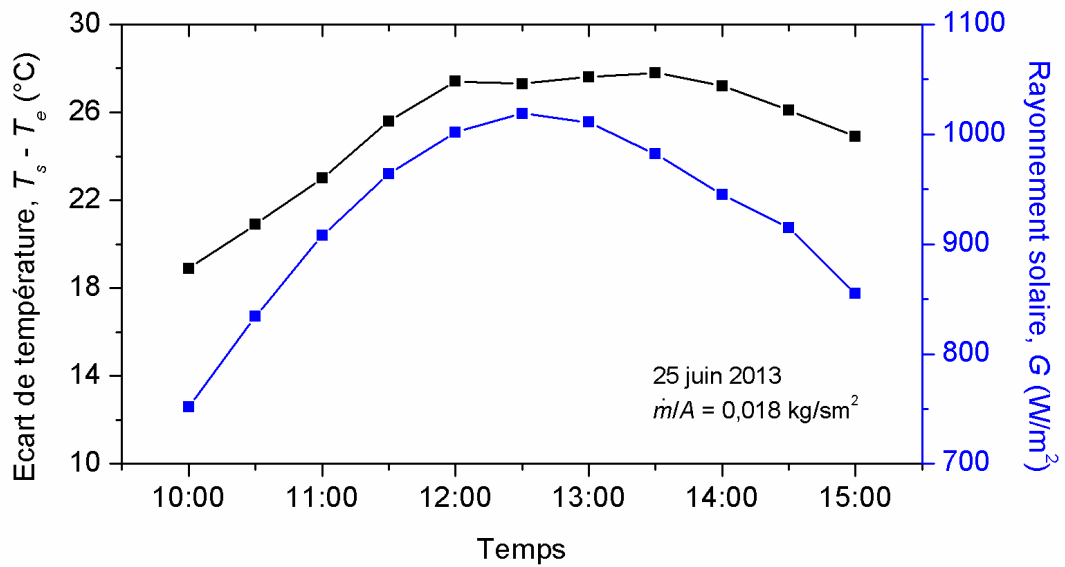


Figure 5.15 : Evolutions de l'écart de température de l'air et de l'intensité du rayonnement solaire en fonction du temps (25 juin 2013) pour un débit de 0.018 kg/sm^2

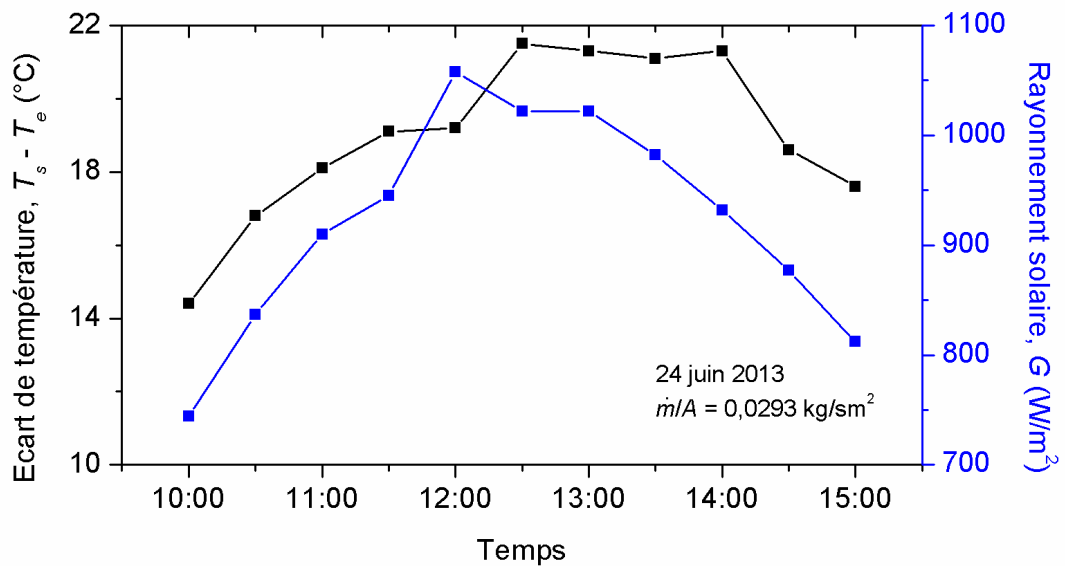


Figure 5.16 : Evolutions de l'écart de température de l'air et de l'intensité du rayonnement solaire en fonction du temps (24 juin 2013) pour un débit de 0.0293 kg/sm^2

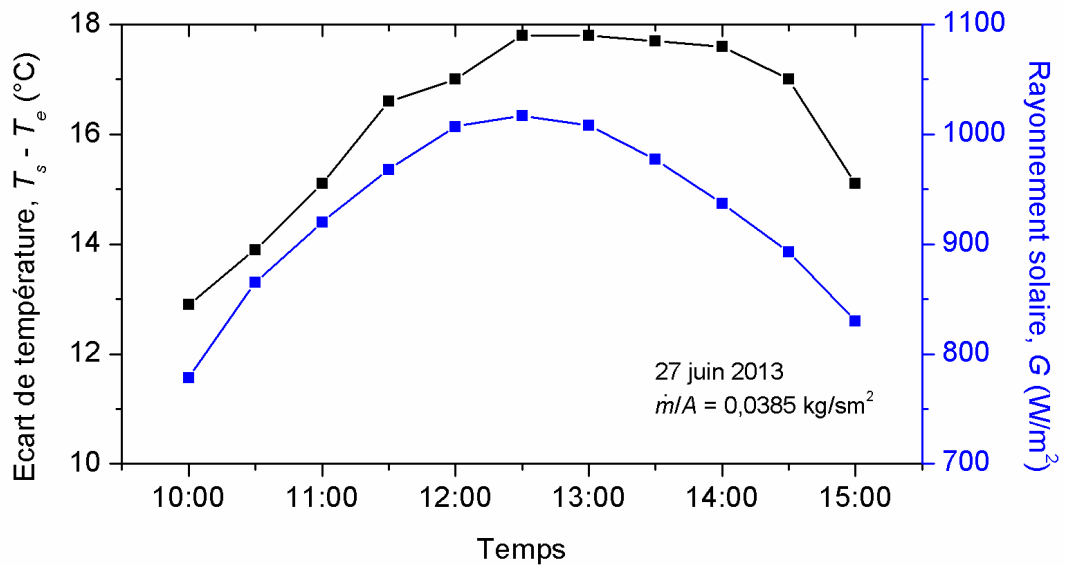


Figure 5.17 : Evolutions de l'écart de température de l'air et de l'intensité du rayonnement solaire en fonction du temps (27 juin 2013) pour un débit de 0.0385 kg/sm^2

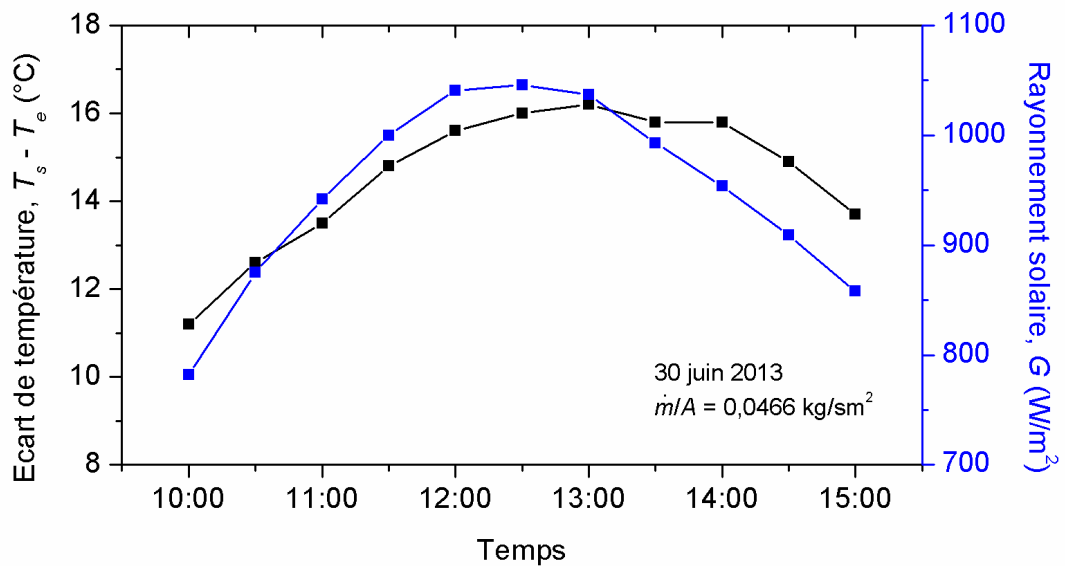


Figure 5.18 : Evolutions de l'écart de température de l'air et de l'intensité du rayonnement solaire en fonction du temps (30 juin 2013) pour un débit de 0.0466 kg/sm^2

Les Figures 5.15–5.18 montrent les évolutions temporelles de l'intensité du rayonnement solaire global et de l'écart de température de l'air de l'entrée à la sortie de l'insolateur pour les quatre débits considérés. Les mesures montrent une augmentation du rayonnement solaire global à un maximum de plus de 1000 W/m^2 entre 12:00 et 13:00 au cours de laquelle il demeure presque stable avant de diminuer par la suite. Une variation similaire a été observée pour l'écart de température de l'air car celui-ci dépend fortement du rayonnement solaire incident, toutefois, il avait atteint sa valeur maximale entre 12:30 et 13:30 en raison du comportement transitoire de l'insolateur qui nécessite un temps de réponse à la variation de l'intensité du rayonnement solaire. Pour les débits 0.018 , 0.0293 , 0.0385 et 0.0466 kg/sm^2 , l'écart maximal de température est respectivement 27.8 , 21.5 , 17.8 et $16.2 \text{ }^\circ\text{C}$.

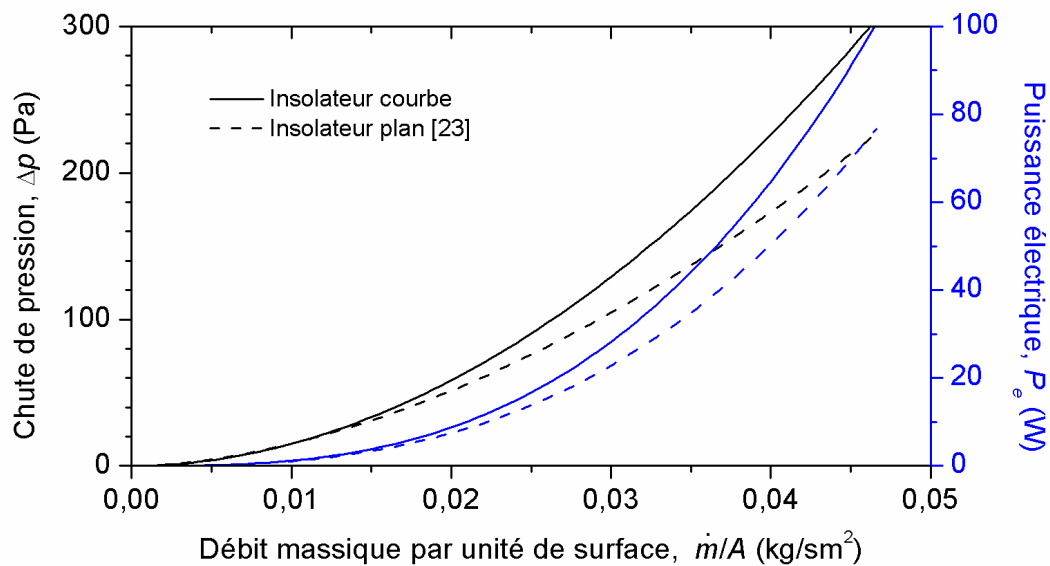


Figure 5.19 : Variations de la chute de pression et de la puissance électrique consommée en fonction du débit massique par unité de surface

La Figure 5.19 montre la variation de la chute de pression de l'entrée à la sortie de l'insolateur, et aussi la variation de la puissance électrique nécessaire pour compenser cette perte de charge en fonction du débit massique par unité de surface. En comparaison avec les résultats rapportés dans la référence [23], nous remarquons que dans le cas des faibles débits massiques, la chute de pression le long de l'insolateur courbe est approximativement égale à celle d'un insolateur plan. Lorsque le débit augmente, les forces centrifuges agissant sur l'écoulement de l'air deviennent plus en plus importantes provoquant ainsi une distorsion du profil de la vitesse axiale. En conséquence, la chute de pression (et donc la puissance électrique) dans l'insolateur courbe croît plus rapidement par rapport à celle dans l'insolateur plan.

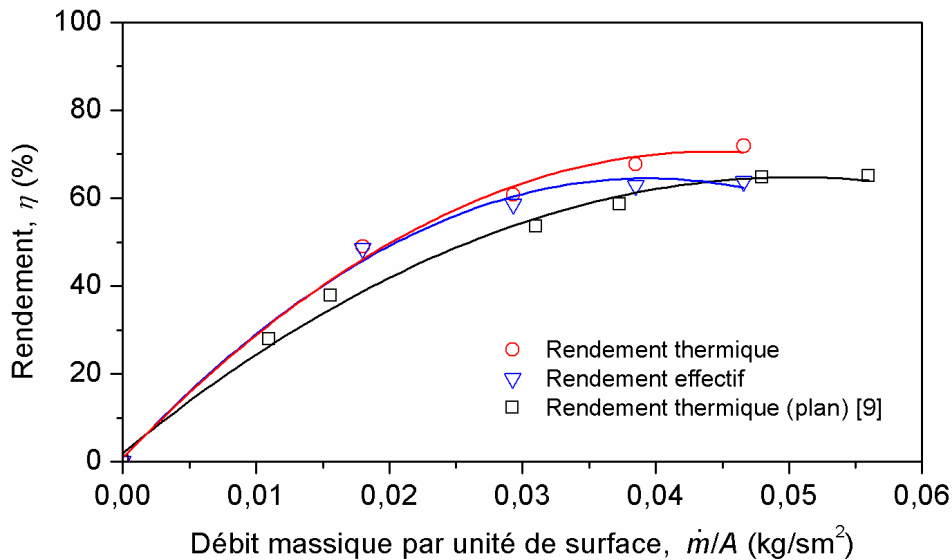


Figure 5.20 : Variations du rendement thermique et du rendement effectif (thermo-hydraulique) en fonction du débit massique par unité de surface

La Figure 5.20 montre la variation du rendement global thermique et effectif – déterminés en intégrant les équations (5.4) et (5.6) sur l'intervalle de temps au cours duquel est effectuée l'expérience – en fonction du débit massique par unité de surface. Nous pouvons clairement remarquer que l'insolateur courbe est thermiquement plus performant par rapport à l'insolateur plan de la référence [9], et que le rendement thermique des deux insolateurs se rapproche d'un régime asymptotique approximativement au-delà d'un débit de 0.045 kg/sm² étant donné qu'à des débits plus élevés les pertes thermiques atteignent pratiquement leur valeur minimale [9,11]. Pour des débits inférieurs à 0.02 kg/sm², le rendement thermique et le rendement effectif de l'insolateur courbe sont égaux du fait que l'énergie électrique consommée par le système est négligeable devant l'énergie thermique récupérée par l'air. Pour des débits supérieurs à 0.02 kg/sm², le rendement effectif augmente moins vite que le rendement thermique jusqu'à une valeur optimale de plus de 60% correspond à un débit d'environ 0.04 kg/sm² au-delà duquel le rendement effectif diminue.

La Figure 5.21 montre la variation du rendement thermique instantané en fonction du paramètre caractéristique $\frac{T_s - T_a}{G}$. Dans le cas d'un insolateur à air fonctionnant en cycle ouvert (i.e. $T_e \approx T_a$), toutes les courbes de rendement pour les différents débits massiques se confondent et une seule courbe de performance est obtenue [13]. Une analyse de régression linéaire a été utilisée pour tracer la courbe caractéristique de performance à partir des points expérimentaux, ce qui a abouti à une droite dont l'ordonnée à l'origine est égale à 0.93 et dont la pente est égale à -14,3 W/m²°C. La valeur élevée de cette dernière

$(-F_s U_L)$ peut être attribuée soit à la sensibilité des pertes thermiques au vent [21], ou tout simplement au nombre insuffisant des points expérimentaux car le dispositif expérimental n'a pas été testé avec des débits relativement faibles (soit de l'ordre de 0.01 kg/sm^2). Pour la même valeur du paramètre $\frac{T_s - T_a}{G}$, la comparaison avec la courbe caractéristique d'un insolateur plan [13,14] montre qu'il y'a une amélioration du rendement thermique de 15–28%, ce qui correspond à une amélioration du rendement effectif de 15–20%.

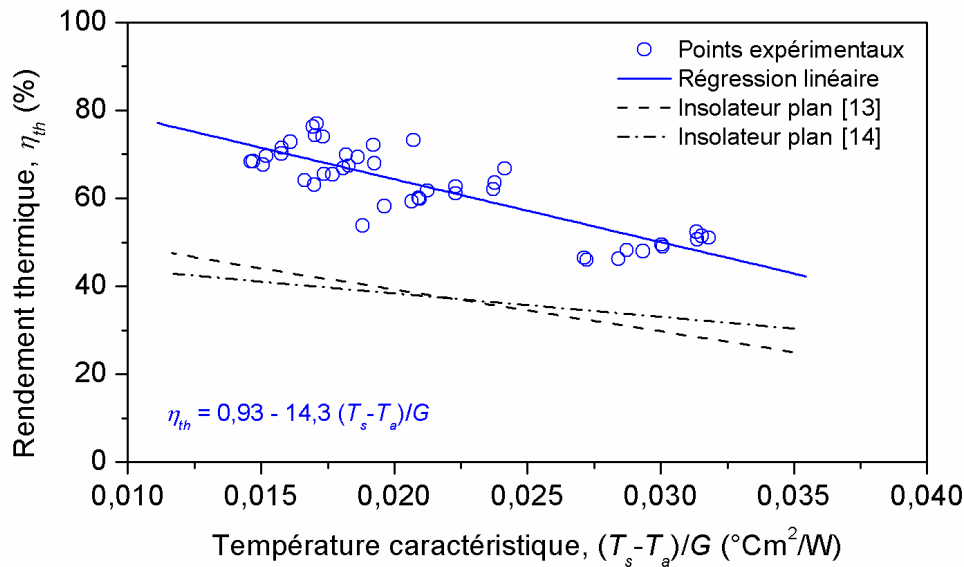


Figure 5.21 : Variation du rendement thermique instantané en fonction de la température caractéristique $(T_s - T_a)/G$

Sur la base de ces résultats et des résultats des études présentées précédemment dans la Section 5.2, nous pouvons déduire que l'impact des forces centrifuges sur l'échange thermique dans l'insolateur courbe semble être analogue à l'effet de rugosités artificielles en fournissant un bon mélange d'air suite à la formation d'un écoulement secondaire tourbillonnaire qui s'intensifie proportionnellement au débit d'air. Cependant, contrairement aux conduits rectilignes ayant de rugosités artificielles insérées perpendiculairement au sens de l'écoulement impliquant une séparation de l'écoulement et des zones de recirculation en amont et en aval de chaque élément de rugosités [2], les tourbillons dans le conduit courbe se forment dans le plan de sa section droite et le gradient de pression dans la direction de l'écoulement est favorable partout, ce qui implique en effet une perte de charge relativement faible.

Il semble que le rendement de l'insolateur courbe est une fonction complexe du rayon de courbure qui n'affecte pas seulement les caractéristiques de l'écoulement dans le conduit dynamique, mais également le flux du rayonnement solaire reçu par la surface de l'absorbeur. Afin de sélectionner le rayon de courbure optimal qui garantit un rapport

maximal entre l'énergie utile et la puissance électrique consommée, nous suggérons en première approximation qu'il devrait vérifier l'équation (5.3c), $r \approx 1$, pour s'assurer en premier lieu que l'insolateur puisse intercepter le maximum du rayonnement solaire.

5.6 Conclusion

A travers cette étude, nous pouvons conclure que les résultats obtenus jusqu'à présent prouvent le potentiel de la conception proposée non seulement en terme de performance thermo-hydraulique, mais aussi en terme de rentabilité du fait que l'insolateur courbe possède exactement la même configuration de base des insolateurs plans et qu'il ne requiert pas l'emploi de rugosités artificielles contrairement à tout autre insolateur performant. Par conséquent, le coût de fabrication et le poids de l'insolateur courbe seront les mêmes que ceux d'un insolateur plan standard. Toutefois, en raison des difficultés et contraintes survenant au cours de cette étude, d'autres expériences devraient être effectuées afin de fournir plus d'informations sur la performance de cette conception.

Références

- [1] **A. M. Lanjewar, J. L. Bhagoria, M. K. Agrawal.** Review of development of artificial roughness in solar air heater and performance evaluation of different orientations for double arc rib roughness. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 43 (2015) 1214–1223.
- [2] **M. J. Lewis.** Optimising the thermo-hydraulic performance of rough surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 18 (1975) 1243–1248.
- [3] **B. N. Prasad et J. S. Saini.** Optimal thermo-hydraulic performance of artificially roughened solar air heaters. *Solar Energ* 47 (1991) 91–96.
- [4] **S. K. Verma, B. N. Prasad.** Investigation for the optimal thermo-hydraulic performance of artificially roughened solar air heaters. *Renewable Energy* 20 (2000) 19–36.
- [5] **A. Ahmed-Zaid, H. Messaoudi, A. Abenne, M. Le Ray, J. Y. Desmons, B. Abed.** Experimental study of thermal performance improvement of a solar air flat plate collector through the use of obstacles: application for the drying of 'yellow onion'. *International Journal of Energy Research* 23 (1999) 1083–1099.
- [6] **N. Moumni, S. Youcef-Ali, A. Moumni, J. Y. Desmons.** Energy analysis of a solar air collector with rows of fins. *Renewable Energy* 29 (2004) 2053–2064.
- [7] **S. Youcef-Ali.** Study and optimization of the thermal performances of the offset rectangular plate fin absorber plates, with various glazing. *Renewable Energy* 30 (2005) 271–280.
- [8] **A. E. Kabeel, K. Mečárik.** Shape optimization for absorber plates of solar air collectors. *Renewable Energy* 13 (1998) 121–131.
- [9] **M. A. Karim, M. N. A. Hawlader.** Performance investigation of flat plate, v-corrugated and finned air collectors. *Energy* 31 (2006) 452–470.

- [10] **T. Liu, W. Lin, W. Gao, C. Xia.** A comparative study of the thermal performances of cross-corrugated and v-groove solar air collectors. *International Journal of Green Energy* 4 (2007) 427–451.
- [11] **A. A. El-Sebaili, 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* 36 (2011) 1076–1086.
- [12] **M. Daguene.** *Les Séchoirs Solaires: Théorie et Pratique.* Unesco (1985).
- [13] **A. Ahmad, J. S. Saini, H. K. Varma.** Thermo-hydraulic performance of packed-bed solar air heaters. *Energy Conversion and Management* 37 (1996) 205–214.
- [14] **M. K. Mittal, L. Varshney.** Optimal thermo-hydraulic performance of a wire mesh packed solar air heater. *Solar Energy* 80 (2006) 1112–1120.
- [15] **E. Mohseni-Languri, H. Taherian, K. Hooman, J. Reisel.** Enhanced double-pass solar air heater with and without porous medium. *International Journal of Green Energy* 8 (2011) 643–654.
- [16] **R. S. Gill, S. Singh, P. P. Singh.** Low cost solar air heater. *Energy Conversion and Management* 57 (2012) 131–142.
- [17] **P. Naphon.** Effect of corrugated plates in an in-phase arrangement on the heat transfer and flow developments. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51 (2008) 3963–3971.
- [18] **R. J. Silva, R. M. Valle, M. Ziviani.** Numerical hydrodynamic and thermal analysis of laminar flow in curved elliptic and rectangular ducts. *International Journal of Thermal Sciences* 38 (1999) 585–594.
- [19] **K. C. Cheng, M. Akiyama.** Laminar forced convection heat transfer in curved rectangular channels. *International Journal of Heat and Mass transfer* 13 (1970) 471–490.
- [20] **ANSI/ASHRAE 93-1986 (RA 91).** ASHRAE Standard: Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors.
- [21] **J. A. Duffie, W. A. Beckman.** *Solar Engineering of Thermal Processes.* Wiley (2013).
- [22] **A. Cortés, R. Piacentini.** Improvement of the efficiency of a bare solar collector by means of turbulence promoters. *Applied Energy* 36 (1990) 253–261.
- [23] **R. Karwa, G. Chitoshiya.** Performance study of solar air heater having v-down discrete ribs on absorber plate. *Energy* 55 (2013) 939–955.

Chapitre 6

Conclusion générale

Ce travail a été mené dans le but de contribuer à l'étude des phénomènes de transfert thermique au sein des échangeurs solaires afin d'enrichir notre compréhension théorique vis-à-vis du fonctionnement de ces systèmes, de permettre la simulation du comportement thermique de ces systèmes sur un modèle prédictif à travers l'établissement des corrélations empiriques présentant une adéquation raisonnable avec la réalité, et aussi de proposer des solutions simples et pratiques en vue d'optimiser leurs performances. Comme le lecteur pourra le remarquer dans les trois derniers chapitres, nous avons abordé dans chacun un thème particulier de recherche de la manière dont nous sommes arrivés également à plusieurs conclusions.

Nous avons considéré le problème de pertes thermiques par convection forcée due au vent s'écoulant au voisinage de la surface vitrée d'un insolateur plan. Cette configuration a été représentée par un écoulement laminaire incompressible sur une surface plane inclinée de température uniforme. Le concept de la couche limite nous a permis de simplifier la formulation mathématique et d'avoir une approche semi-analytique du problème. A travers l'outil numérique nous avons obtenu une solution approximative avec laquelle nous avons introduit un nouveau facteur dit « d'angle d'attaque » dans l'expression du coefficient de convection due au vent. Ce facteur représente l'effet de l'angle d'attaque que fait le vent avec la surface de l'insolateur sur l'échange par convection forcée. Pour un intervalle d'angle d'attaque qui varie de 0 à 90°, nous avons montré que le facteur d'angle d'attaque peut varier jusqu'à 16.55% par comparaison à un angle d'attaque de référence de 0°. L'intégration numérique de ce facteur sur l'intervalle d'angle d'attaque considéré, nous a permis d'avoir une expression moyenne du coefficient d'échange convectif qui est en très bon accord avec le travail expérimental de Sparrow et ses collaborateurs. A travers une comparaison avec les résultats d'une étude de simulation 3D à l'aide du code commercial Fluent 6.3 réalisée par Turgut et Onur, nous avons montré la capacité de la théorie de la couche limite de décrire le comportement dynamique et thermique d'un écoulement de nature tridimensionnelle. La nature complexe des écoulements turbulents nous amène à croire que dans un tel régime d'écoulement l'angle d'attaque aura un impact plus important sur les pertes thermiques par convection. Et du fait qu'il est souvent prévu que des écoulements turbulents se produisent sur la surface d'un insolateur plan à cause de son bord d'attaque face au vent, il serait intéressant d'étudier cette situation en utilisant la même approche décrite dans le troisième chapitre pour le cas d'un écoulement laminaire.

Ensuite, nous avons étudié l'effet de la forme géométrique d'un absorbeur avec des rigoles en 'v' d'ouverture de 60° sur le coefficient de pertes thermiques à travers la face

avant d'un insolateur à simple vitrage. Un modèle mathématique stationnaire non linéaire a été utilisé pour décrire ce problème dont la solution requiert un processus itératif. Les résultats obtenus ont montré que, pour les mêmes conditions, les pertes thermiques en avant d'un insolateur v-ondulé sont supérieures à celles d'un insolateur plan allant jusqu'à 50% environ. Cela montre que les équations empiriques bien connues telle que l'équation de Klein ne peuvent pas fournir de bonnes prédictions des pertes thermiques vers l'avant d'un insolateur v-ondulé, c'est ainsi qu'est venu le besoin d'un nouveau modèle de pertes thermiques pour ce dernier. En se basant sur la solution itérative et sur la démarche de Akhtar et Mullick, nous avons pu développer une relation semi-analytique du coefficient de pertes thermiques vers l'avant avec une erreur maximale de prédiction de 2% environ. Etant donné que le modèle semi-analytique proposé n'est applicable que pour un insolateur 60° v-ondulé avec une seule vitre, nous prévoyons une extension de ce modèle au cas d'un insolateur disposant de deux vitres.

Enfin, nous avons présenté une brève revue de la littérature portant sur l'optimisation des performances des insolateurs plans à air dont l'idée principale étant d'aboutir à une performance maximale engendrant un minimum de pertes de charge et donc une consommation d'énergie électrique faible. Après l'analyse des données concernant la structure de l'écoulement et son influence sur les transferts de chaleur et de quantité de mouvement dans le conduit d'écoulement, nous avons proposé une conception à travers laquelle nous pensons qu'un bon compromis entre la puissance thermique récupérée et la puissance électrique consommée peut être obtenu. L'expérimentation effectuée sur un prototype de cette conception, réalisé au Laboratoire de Génie Mécanique, a révélé qu'il présente une meilleure performance avec une amélioration du rendement thermique de 15 à 28% et du rendement thermo-hydraulique de 15 à 20% par comparaison à des insolateurs plans de type conventionnel. La particularité de notre conception réside dans le fait qu'elle offre une nette amélioration de performances car elle n'entraîne aucun coût supplémentaire de fabrication, en supposant que la mise en œuvre de la courbure ne présente aucune difficulté industrielle. Nous pensons que les résultats obtenus à travers cette étude sont prometteurs, bien que d'éventuels prolongements de ce travail puissent nous fournir plus de renseignements sur cette géométrie.

Annexe

Publications