

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'enseignement Supérieur et de la recherche Scientifique

Badji Mokhtar Annaba University
Université Badji Mokhtar – Annaba
Faculté de Technologie
Département de Génie mécanique



جامعة باجي مختار – عنابة

كلية التكنولوجيا

قسم الهندسة الميكانيكية

Année : 2023

Thèse

Présentée pour obtenir le diplôme de

Doctorat Troisième Cycle

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Energies renouvelables en mécanique

Par :

Bennour Fethi

Thème :

Modélisation et optimisation énergétique d'un capteur héliothermique à air à double vitrage

Directeur de thèse : Pr. Mzad Hocine

Thèse soutenue le 09/11/2023 devant le jury composé de :

N°	Nom et prénom	Grade	Établissement	Qualité
01	Khelif Rabia	Prof.	Université Badji Mokhtar -Annaba	Président
02	Mzad Hocine	Prof.	Université Badji Mokhtar -Annaba	Rapporteur
03	Dib Amar	MCA	Université Badji Mokhtar -Annaba	Examineur
04	Gomri Rabah	Prof.	Université Constantine 1	Examineur
05	Cherfia Abdelhakim	Prof.	Université Constantine 1	Examineur
06	Benisaad Smail	Prof.	Université Constantine 1	Invité

"نمذجة وتحسين مجمّع حراري شمسي مزدوج الزجاج لتسخين الهواء"

الملخص:

تعد الحاجة إلى التقاط أكبر قدر من الطاقة الشمسية وتحسين أسطح الألواح تجميع من بين الأهداف الأساسية للبحث في الهندسة الشمسية. إن أبسط طريقة لتحقيق ذلك هي إجراء تحديد شهري دقيق لمنحدر وزوايا سمت المناسبة لمجمع الطاقة الشمسية. في الواقع، هذا هو الهدف من هذه الأطروحة، والذي يتكون من تحسين رسومي يعتمد على نموذج التكامل اليومي لجيمارد (Gueymard) وقد تم تطوير برنامج Matlab للتنبؤ بالإشعاع الشمسي كل ساعة على جهاز استقبال شمسي باستخدام نموذج Gueymard بالتزامن مع نماذج متباين الخواص Perez و HDKR. لهذا الغرض تم تنفيذ محاكاة شاملة للإشعاع الشمسي الساعي طوال عام 2018 لمدينة عنابة شمال شرق الجزائر حيث أنه تم تحديد زوايا ميلان المجمع الشمسي في كل شهر كما أن النتائج تشير إلى أن زاوية سمت السطح المواجهة للجنوب هي الأنسب.

الجزء الثاني من هذه الأطروحة يتناول فحص تأثير التدفق الهواء والإشعاع الشمسي لاحتياجات تعزيز الكفاءة والطاقة المفيدة، حيث أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها أن زيادة هذه المعلمات تتناسب مع التدفق والإشعاع الشمسي. تعتبر الخصائص الفيزيائية الحرارية للهواء عاملاً مقيداً في تخفيف فقد الحرارة من خلال الزجاج المزدوج للمجمع الشمسي. كذلك الجزء الثاني من هذه الأطروحة تطرق إلى فحص تأثير الغازات المحاصرة مثل الأرجون والزينون والكربون و SF₆ داخل الزجاج المزدوج وبين الزجاج الداخلي والممتص، على الكفاءة والطاقة المفيدة ومعامل فقدان الحرارة الكلي، ودرجة حرارة مخرج سخان الهواء الشمسي للوحة الخلفية. من بين هذه الغازات النادرة، يؤدي الزينون إلى أفضل أداء حراري، يليه الكربون والأرجون، مقارنة بالهواء.

كذلك يتطلب الحد من فقد الطاقة وتدمير الطاقة الاستيعابية (Exergy) تحسين المسافة بين ألواح الزجاج المزدوج والزجاج الداخلي والممتص الشمسي

كلمات مفتاحية: زاوية سمت السطح، نموذج Gueymard، التحسين، زاوية الانحدار، مجمع الطاقة الشمسية، الإشعاع الشمسي، سخان الهواء الشمسي (SAH)، الغازات النبيلة، نقل الحرارة، علاقة Eismann، الدراسة العددية، الطاقة الاستيعابية (Exergy)

« Modélisation et optimisation énergétique d'un capteur héliothermique à air à double vitrage »

Résumé :

La nécessité de capter le maximum d'énergie solaire et d'optimiser les surfaces collectrices des panneaux solaires font partie des premiers objectifs de la recherche en génie solaire. Le moyen le plus simple d'y parvenir est d'effectuer une détermination mensuelle précise des angles d'inclinaison et d'azimut appropriés du capteur solaire.

C'est d'ailleurs l'objet de la première partie de cette thèse, qui consiste en une optimisation graphique basée sur le modèle d'intégration quotidienne de Gueymard et autres modèles anisotropes. Un programme Matlab a été développé pour prédire l'irradiance reçue par un capteur solaire, utilisant le modèle de Gueymard associé au modèle isotrope de Liu et Jordan et les modèles anisotropes Perez et HDKR. Une simulation complète de l'irradiation solaire horaire tout au long de l'année 2018 a été réalisée pour la ville d'Annaba, dans le nord-est de l'Algérie avec détermination des angles d'inclinaisons optimaux. En effet, les résultats indiquent que l'angle d'azimut de surface orientée vers le sud est le plus approprié.

La deuxième partie de cette thèse porte, en premier lieu, sur l'investigation de l'influence du débit et l'irradiance solaire, sur le rendement et la puissance utile d'un capteur héliothermique solaire. Les résultats obtenus montrent que l'augmentation de ces derniers paramètres est proportionnelle au débit et à l'irradiance solaire.

En second lieu, l'effet des gaz piégés (Argon, Xénon, Krypton et SF₆ au sein du double vitrage et entre le verre intérieur et l'absorbeur), sur l'efficacité, l'énergie utile, le coefficient global de perte de chaleur et la température de sortie du réchauffeur d'air solaire, a été examiné. Parmi ces gaz rares, le Xénon conduit aux meilleures performances thermiques par rapport à l'air, suivi par Krypton et l'Argon.

Mots clés : modèle de Gueymard, optimisation, angle de pente, angle d'azimut de surface, rayonnement solaire, capteur solaire à air à double-vitrage, gaz rares, transfert de chaleur, corrélation d'Eismann, étude numérique, exergie.

« Modeling and energy optimization of a double-glazed solar thermal air collector »

Abstract:

The need to capture the maximum amount of solar energy and to optimize the panels collecting surfaces are among the primary objectives of research in solar engineering. The simplest way to accomplish this is to perform a monthly accurate determination of the solar collector's proper slope and azimuth angles. Indeed, this is the aim of this thesis, which consists of a graphical optimization based on the Gueymard daily integration model and others anisotropic models. A Matlab program was developed to predict the hourly solar radiation on a solar receiver using the Gueymard model in conjunction with the Liu and Jordan isotropic, Perez, and HDKR anisotropic models. A comprehensive simulation of the predicted instant solar irradiation throughout the year 2018 was executed for the city of Annaba, in northeastern Algeria with a determination of the collector's optimal slope angles. The results indicate that the south-facing surface azimuth angle is the most appropriate.

In second part of this thesis, firstly, the influence of the flow and the solar irradiance was investigated for the needs of enhancement of the efficiency and useful power. The results obtained show that the increase of these parameters is proportional to the flow and the solar irradiance.

Secondly, an examination of the effect of trapped gases (Argon, Xenon, Krypton, and SF₆) within the double-glazing and between the inner glass and the absorber was conducted for improving the efficiency, the useful energy, the overall heat loss coefficient, and the air outlet temperature of the solar air heater. Among these rare gases, xenon leads to the best thermal performance, followed by krypton and argon, compared to air.

Keywords: Gueymard model, optimization, slope angle, surface azimuth angle, solar radiation, double-glazed solar air heater (SAH), noble gases, heat transfer, Eismann correlation, Numerical study, Exergy.

Dédicaces

Je dédie cette modeste contribution

A ALLAH, le très Haut, le très Grand, le Clément, l'Omniscient, l'Omnipotent, le Tout Puissant, le très miséricordieux d'avoir permis à ce travail d'aboutir à son terme. Au PROPHÈTE MOHAMMED paix et salut sur lui.

A mon père Feu Bennour Lakhdar que dieu ait pitié de son âme, qui croyait que les études sont la clé de tous succès et qui n'a ménagé aucun effort pour me permettre de décrocher mon bac.

Toi qui m'as toujours dit de prioriser les études. Homme modeste, humble, l'admiration que j'ai pour toi est sans limite, ta dignité, ton éducation et ton sens de l'honneur nous servent de modèle. Ce travail est tien. Que Dieu t'accueille dans son vaste Paradis. AMEN !!!

A ma mère Beghdadi Yasmîna, l'admirable mère, qui par son dévouement à s'occuper de nous et prenait soins de nous en tous points. Toutes ces années d'études depuis la maternelle jusqu'à ce jour ne pouvaient se couronner par une réussite et un succès sans ton soutien indéfectible. Aussi, je me souviens bien de ton insistance à ce que je continue mes études universitaires, quand un certain moment de mon cursus, j'ai failli abandonner. Cette formidable mère m'apportait une consolation quand les déceptions, les vicissitudes et les revers de la vie me trébalaient à gauche et à droite.

On a toujours besoin de tes prières, je ne pourrais jamais te remercier ni te compenser, qu'Allah te préserve pour nous

A ma très chère épouse

Qui m'encourageait à poursuivre mes études, m'a déchargé d'un certain nombre de responsabilités pour que je puisse effectuer mes recherches et études, car sans elle, je n'aurais pas pu parachever ces études doctorales et cette thèse. Le résultat de son abnégation est patent, à savoir ma soutenance au bout de la quatrième inscription.

A mes deux enfants Meriem Hibat Allah et Mohamed siradj eddine, qui étaient surpris de voir leur père étudier à cet âge, je leur demande de me prendre pour exemple et de s'inspirer de moi pour leur avenir, car, on peut étudier à tout âge.

A mes sœurs et frère, qui croyaient en moi, me comblaient d'éloges et espéraient de tout cœur ma réussite.

A Mon oncle Beghdadi Abdelouahab, qui m'aimait et m'appréciait beaucoup, très attaché à lui, je lui confère tout mon estime. Issu de l'ancienne école, je le remercie pour avoir revu mon manuscrit, corrigé les fautes d'orthographe, de grammaire et les champs lexicaux.

Remerciements

Il me sera très difficile de remercier tout le monde car c'est grâce à l'aide précieuse de nombreuses personnes que j'ai pu mener cette thèse à son terme.

Tout d'abord, je voudrais remercier grandement mon directeur de thèse, **Professeur Mzad Hocine**, pour toute son aide. Je suis ravi d'avoir travaillé en sa compagnie, car outre son appui scientifique, il a toujours été là pour me soutenir et me conseiller au cours de la rédaction et publication des articles et l'élaboration de cette thèse.

Le plaisir était pour moi immense, d'avoir collaboré avec le **Pr. Mzad**, grâce à lui, on a pu cibler les axes pertinents de recherche et avoir pu aboutir à des publications originales. Je lui dis merci et qu'il a toute ma gratitude pour m'avoir mené à bon port.

Je tiens à exprimer mes remerciements au **Pr. KHELIF Rabia** d'avoir accepté d'être le président de mon Jury de thèse et pour sa participation scientifique ainsi que le temps qu'il a consacré à la lecture de ma thèse et les observations fort pertinentes qu'il a émis

Je suis ravi que les **Prs. GOMRI Rabah, CHERFIA Abdelhakim (Université Constantine 1)** et le **Dr DIB Amar (Université d'Annaba)**, m'ont fait l'honneur d'être examinateurs de ma thèse, car, ils ont pris le temps de lire, d'examiner et de me critiquer. Leurs remarques et commentaires m'ont permis d'envisager ce travail sous une autre vision et d'en améliorer le contenu. Pour tout cela je tiens à leur exprimer mes vifs remerciements et ma gratitude.

Par ailleurs, je suis très enchanté que le **Pr. BENISSAAD Smaïl** ait accepté d'être notre émérite invité, en effet ses critiques et ses commentaires seront les bienvenus.

Je tiens à remercier particulièrement, le **Pr. Bousbiaa Salah Mounir** (Dpt. Électronique) pour ces inestimables orientations, le **Dr. Merabetine Abd el Madjid** (Dpt. G.M.) et le **Pr. Ghaneem Radouane** (Dpt. Math.) pour toutes nos discussions et leurs conseils qui m'ont accompagné tout au long de mon parcours.

Il m'est impossible d'oublier le **Pr. Merzoug Bachir** pour m'avoir encadré en Master. Il m'a permis de corriger des connaissances que je croyais justes, m'a aidé et m'a permis de faire la lumière sur d'autres approches dans le domaine des turbomachines.

Je tiens à remercier tous les enseignants de la formation doctorale, pour avoir contribué, chacun en ce qui le concerne, à l'aboutissement de mon projet de thèse.

Je remercie, également, tous les doctorants avec qui j'ai partagé mes études et notamment ces années de thèse.

Mes derniers remerciements vont à mon très cher **Ami Iliès Bendjdid** qui m'a prodigué des conseils judicieux, un réconfort moral pour me permettre de surmonter des soucis au boulot et qui m'a soutenu dans tout ce que j'ai entrepris.

Avant-propos

Notre rythme de vie effréné et notre confort nous incite à consommer de l'énergie sous différentes formes, les énergies fossiles que nous extrayons du sous-sol, ont eu plusieurs milliers d'années pour se constituer. Leur découverte date de plusieurs siècles, mais, leur exploitation n'a commencé à être rentable et intéressante qu'au 19^{ème} siècle. L'exploitation des hydrocarbures et autres charbons, pour produire d'énormes quantités d'énergie a pour objet la satisfaction des besoins de l'industrie, assurer nos déplacements et le confort dans nos maisons.

Trop dépendant de cette énergie fossile, nos véhicules en consomment, nos maisons se chauffent pendant l'hiver au gaz naturel ou au fuel.

Par ailleurs, l'utilisation de combustibles fossiles tels que le diesel et l'essence augmente considérablement les émissions de gaz à effet de serre (GES) et contribue ainsi aux problèmes environnementaux, à savoir le réchauffement de la planète, les pluies acides et la détérioration de la santé humaine.

Cette consommation génère de la pollution, qui accentue le phénomène de l'effet de serre, augmentant la température terrestre. De par leur latence ou par effet immédiat, les particules issues de la combustion, nuisent à notre santé.

A force de puiser dans ces réserves, on se dirige tout droit vers le tarissement et d'un point de vue économique, l'énergie alimente le moteur de la croissance de tous les pays.

Certainement notre planète souffre de notre manière de consommer et consumer l'énergie. L'industrialisation galopante et la production de produits manufacturés, ne peuvent conduire qu'à brûler plus de carburants d'origine fossiles, tels que le gasoil, essences, GPL, charbon et gaz naturel. Entre les uns et les autres, il y a des combustibles plus polluants que d'autres, leur processus de combustion génère du CO₂, gaz à effet de serre et occasionne un déséquilibre de notre écosystème.

Certes, l'abondance de cette ressource, nous donne envie d'en abuser sans se soucier de l'environnement. Penser à une alternative, notamment les énergies renouvelables, nous permettra de consommer sans polluer, du moins au niveau du client final.

Table des matières

Résumés	II
<i>Dédicace</i>.....	V
<i>Remerciements</i>.....	VI
Liste des figures.....	XII
Liste des tableaux.....	XVII
Abréviation.....	XVII
Nomenclature.....	XVIII
I. Introduction générale	2
I.1. Contexte énergétique.....	2
I.2. Contexte politique et géostratégique	2
I.3. Les différentes sources d'énergies renouvelables.....	3
I.4. L'énergie solaire (photovoltaïque et thermique)	3
I.4.1 La conversion électrique	4
I.4.2. La conversion thermique.....	4
I.5. Contenu de ce travail.....	4
II. Modèles de prédiction du rayonnement solaire et angles de positionnement optimaux	7
II.1. Le Soleil.....	8
II.2. L'estimation du rayonnement terrestre.....	8
II.2.1. Structure et composition chimique de l'atmosphère terrestre.....	8
II.2.2. Le rayonnement solaire	9
II.2.3. Atténuation et extinction atmosphérique du rayonnement solaire	10
II.2.4. La constante solaire.....	11
II.2.5. Variation du rayonnement ou irradiance solaire extraterrestre	11
II.3. Définitions et notions	12
II.4. Le quotient du rayonnement direct sur une surface inclinée à celui d'une surface horizontale	16
II.5. Les rayonnements solaires extraterrestres instantané, horaire et quotidien sur un plan horizontal	16
II.6. Rayonnement solaire captable.....	17
II.6.1. Introduction.....	17
II.6.2. Les appareils de mesure du rayonnement solaire.....	17
II.6.3. Les valeurs du rayonnement solaire et bases de données.....	18
II.7. Estimation des rayonnements solaires incidents (total et diffus)	19

II.7.1.	La distribution des jours clairs et nuageux	19
II.7.2.	Les composantes directe et diffuse du rayonnement total horaire	19
II.7.3.	Les composantes journalières directe et diffuse du rayonnement solaire.....	21
II.7.4.	Les composantes directe et diffuse mensuelles du rayonnement solaire.....	23
II.8.	Estimation du rayonnement solaire horaire à partir du rayonnement solaire journalier	23
II.9.	Traitement du rayonnement diffus dans les modèles de prédiction	25
II.10.	Les Modèles de prédiction du rayonnement solaire et estimation de l'irradiance sur une surface inclinée	26
II.10.1.	Introduction sur les modèles de prévision	26
II.10.2.	Les modèles de ciel isotrope :	27
II.10.2.1.	Le modèle Whillier /Liu and Jordan (WLJ).....	27
II.10.2.2.	Le modèle de Collares-Pereira and Rabl	28
II.10.2.3.	Le modèle de Collares-Pereira et Rabl modifié par Gueymard (CPRG).....	29
II.10.3.	Modèles anisotropes de prédiction	30
II.10.3.1.	Introduction.....	30
II.10.3.2.	Le modèle de Klucher	31
II.10.3.3.	Le modèle de Hay et Davies.....	31
II.10.3.4.	Le modèle de Perez	32
II.10.3.5.	Le modèle HDKR.....	34
II.10.3.6.	Le modèle de Gueymard	35
II.11.	La pertinence et la précision des modèles de prévision du rayonnement solaire	36
II.12.	Détermination optimale des angles d'inclinaison et d'orientation azimutale des capteurs solaires	37
II.12.1.	Introduction.....	37
II.12.2.	Détermination optimale de l'angle d'inclinaison.....	38
II.12.3.	Relations entre l'angle d'inclinaison optimal et la latitude d'un lieu.....	38
II.12.4.	Etat de l'art sur la détermination des angles d'inclinaison optimaux	39
II.12.5.	Conclusion de ce sous-chapitre	46
III.	Simulation des irradiances solaires et optimisation des angles de positionnement :	
	Application à la ville d'Annaba (Algérie).....	47
III.1.	Situation de la zone géographique d'étude et origine des données	48
III.2.	La problématique	52
III.3.	Méthodologie	52
III.4.	Le modèle de Gueymard conjugué à la relation isotrope de Lui et Jordan	53
III.4.1.	Résultats de la modélisation et simulation de l'irradiance solaire	54
III.4.2.	Commentaires finaux sur l'applicabilité à la ville d'Annaba du modèle de Gueymard conjugué à l'approche isotrope de Liu et Jordan	67

III.5.	Simulation des modèles anisotropes HDKR et Perez	68
III.5.1.	Résultats de la simulation du modèle HDKR	69
III.5.2.	Résultats de la simulation du modèle de Perez	72
III.6.	Comparaison et validation des résultats par rapport à d'autres approches.....	72
III.7.	Résumé et conclusion de ce chapitre	73
IV.	L'état de l'art des capteurs héliothermiques plans, théorie et lacunes en matière d'optimisation.....	75
IV.1.	Introduction du chapitre	76
IV.2.	Introduction aux capteurs solaires	76
IV.3.	Modélisation mathématique des capteurs solaires à air dans la littérature.....	80
IV.3.1.	Aérotherme solaire à absorbeur nu	81
IV.3.2.	Aérotherme solaire (réchauffeur d'air solaire) à un seul couvercle	82
IV.3.3.	Chauffe-air solaire simple à deux couvercles	84
IV.3.4.	Aérotherme solaire à passage d'air en back-passe.....	85
IV.3.5.	Aérotherme solaire à un seul couvercle en verre à deux passages parallèles	86
IV.3.6.	Aérotherme solaire à double vitrage à deux passages parallèles.....	87
IV.3.7.	Aérotherme solaire à lamelles attachées sur l'absorbeur	89
IV.3.8.	Aérotherme solaire double-vitrage à une seule passe avec garnissage en billes	90
IV.4.	Influence du revêtement de l'absorbeur sur l'énergie utile du réchauffeur d'air	92
IV.5.	Étude des effets des rugosités artificielles de l'absorbeur sur les performances thermiques des aérothermes solaires.....	92
IV.5.1.	L'effet des ailettes et déflecteurs sur l'absorbeur	93
IV.5.2.	L'effet des chicane fixées à l'absorbeur sur les performances thermiques.....	94
IV.5.3.	Effet de la rugosité à nervures multiples sous forme d'arc, répétées sur l'absorbeur...	95
IV.5.4.	Revue et comparaison des performances thermiques des absorbeurs à rugosités artificielles.....	96
IV.6.	Etat de l'art sur l'étude exergetique des capteurs solaires à air plans	97
IV.7.	Lacunes en recherches concernant la réduction des pertes thermique via le double-vitrage	98
IV.8.	Modélisation mathématique et optimisation d'un capteur héliothermique à double vitrage	100
IV.8.1.	Définition de la problématique investiguée	100
IV.8.2.	La méthode de l'analogie résistances électriques-résistances thermiques	102
IV.8.3.	Formulation mathématique régissant le capteur héliothermique double-vitrage à air	104
IV.8.4.	Calcul des coefficients de transfert de chaleur	106
V.8.4.1.	Coefficients de convection naturelle et radiatif relatifs à la couverture de verre g_2	106

IV.8.4.2.	Coefficients de transfert de chaleur radiative entre les composants du DG-FPSAH....	107
IV.8.4.3.	Coefficients de convection naturelle dans le double vitrage et entre le verre intérieur et l'absorbeur du DG-FPSAH.....	107
IV.8.4.4.	Convection naturelle dans l'espace rempli de gaz et calcul des coefficients convectifs	108
IV.8.4.6.	Énergie récupérée et rendement thermo-hydraulique	110
IV.9.	Approche exergetique pour détermination de la largeur de l'espace inter-vitrage et entre vitrage et absorbeur	110
IV.10.	Méthodologie de résolution.....	112
IV.11.	Conclusion du chapitre.....	113
V.	Amélioration des performances thermiques du capteur héliothermique à air: Simulations et Analyses.....	115
V.1.	Introduction du chapitre	116
V.2.	Propriétés thermo-physiques et de transport des gaz étudiés en fonction de la température....	116
V.3.	Influence du débit d'air sur les performances thermiques du capteur solaire étudié.....	117
V.3.1.	Méthodologie de résolution.....	118
V.3.2.	Résultats et discussion.....	118
V.3.3.	Conclusion partielle du premier axe de recherche	128
V.4.	Influence de l'irradiance solaire sur les performances thermiques du capteur héliothermique	129
V.4.1.	Méthodologie du traitement numérique.....	129
V.4.2.	Résultats et discussion.....	130
V.4.3.	Conclusion partielle du deuxième axe de recherche	138
V.5.	Optimisation des performances du réchauffeur d'air solaire à double vitrage (DG-SAH) par des espaces intermédiaires remplis de gaz.....	139
V.5.1.	Approche et méthodologie	140
V.5.2.	Résultats et discussion.....	140
V.5.3.	Conclusion du troisième axe de recherche	145
V.6.	Conclusion du chapitre.....	146
VI.	Conclusion générale	148
VI.1	prédiction du rayonnement solaire et optimisation des angles de positionnement du capteur solaire	149
VI.2	Influence du débit, de l'irradiance et de l'espacement entre plaques.....	149
	Références bibliographiques	151
	Annexes.....	160

Liste des figures

Figure II-1 : Matérialisation de la pénétration du rayonnement solaire à travers la voûte céleste.

Figure II-2 : Absorption et dispersion des différentes couches atmosphériques du rayonnement solaire.

Figure II-3 : L'angle zénithal, pente du capteur, orientation azimutale de la surface et l'angle azimutal du soleil.

Figure II-4. Variation de l'altitude et azimut solaires en fonction d'heure des jours de l'année

Figure.II-5. Définition des angles pour une surface inclinée.

Figure II-6. Rayonnement direct sur surface horizontal et inclinée

Figure. II-7. Pyrhéliomètre de recherche

Figure. II-8. Pyranomètre de recherche de marque Eppley avec un cerceau d'ombrage

Figure. II-9. Le rapport de l'intensité horaire du rayonnement solaire au rayonnement journalier moyenné mensuellement, corrélé par Liu and Jordan [16].

Figure. II-10. Les trois composantes du rayonnement diffus adapté selon Perez et al. [46] de [2]

Figure. II-11. Rayonnements direct, diffus (les trois composantes) et réfléchi par le sol sur une surface inclinée [2].

Figures III-1 à 12. Irradiances globales à Annaba dans les journées types (17/01/2018), (16/02/2018), (16/03/2018), (15/04/2018), (15/05/2018), (11/06/2018), (17/07/2018), (16/08/2018), (15/09/2018), (15/10/2018), (14/11/2018) et (10/12/2018).

Figures III-13 à 24. Irradiances globales prédites à Annaba pour 4 orientations azimutales et plusieurs angles d'inclinaisons dans les journées types (17/01/2018), (16/02/2018), (16/03/2018), (15/04/2018), (15/05/2018), (11/06/2018), (17/07/2018), (16/08/2018), (15/09/2018), (15/10/2018), (14/11/2018) et (10/12/2018).

Figures III-25 à 36. Irradiances maximales prédites à Annaba en fonction des angles d'inclinaison et azimut de surface aux journées types (17/01/2018), (16/02/2018), (16/03/2018), (15/04/2018), (15/05/2018), (11/06/2018), (17/07/2018), (16/08/2018), (15/09/2018), (15/10/2018), (14/11/2018) et (10/12/2018).

Figure IV-1. Deux Capteurs héliothermiques à air en série avec ventilateur de soufflage d'air

Figure IV-2. Capteur solaire à absorbeur nu

Figure IV-3. Vue schématique d'un aérotherme solaire à couverture unique

Figure IV-4. Vue schématique d'un aérotherme solaire à deux couvercles

Figure IV-5. Vue schématique d'un chauffe-air solaire à écoulement entre la plaque absorbeur et l'isolant

Figure IV-6. Vue schématique d'un aérotherme solaire à simple vitrage et deux passages parallèles

Figure IV-7. Vue schématique d'un aérotherme solaire à double vitrage et deux passages parallèles

Figure IV-8. Vue schématique d'un chauffe-air solaire à absorbeur doté d'ailettes avec double écoulement entre le couvercle, l'absorbeur et l'isolant

Figure IV-9. Vue schématique d'un chauffe-air solaire à absorbeur avec lamelles reliées à la plaque de fond avec double écoulement entre le couvercle, l'absorbeur et l'isolant

Figure IV-10. Vue schématique d'un aérotherme solaire à double vitrage et garnissage métallique à billes revêtues en noir

Figure IV-11. (a) conditions limites (b) arrangements d'ailerons en ligne, (c) décalés et (d) hybrides décalés. Singh [131]

Figure IV-12. Comparaison d'absorbeur lisse avec quatre configurations d'absorbeurs dotés de chicanes droites (déflecteurs) [131]

Figure IV-13. Vue isométrique des éléments de rugosité fixés sur l'absorbeur [132]

Figure IV-14. Diagramme de flux exergetique

Figure IV-15. L'influence de l'espace entre le vitrage et l'absorbeur sur le coefficient de perte de chaleur global en utilisant différents gaz de remplissage [138].

Figure IV-16. Chauffe-air solaire à passage sous l'absorbeur avec plaque de fond (le flux d'air est perpendiculaire au plan)

Figure IV-17. Analogie résistance électrique/thermique appliquée au réchauffeur d'air solaire à double vitrage

Figure IV-18. Section (A-A) de la figure V-16, illustrant le processus de transfert de chaleur dans l'aérotherme solaire

Figure V-1. Variation de la capacité thermique des gaz emprisonnés en fonction de T° .

Figure V-2. Variation de conductivité thermique des gaz emprisonnés en fonction de T° .

Figure V-3. Variation de la densité des gaz emprisonnés en fonction de T° .

Figure V-4. Variation de la viscosité dynamique des gaz emprisonnés en fonction de T° .

Figure V-5. Comportement de la température T_{g2} du couvercle en verre extérieur.

Figure V-6. Comportement de la température T_{g1} du couvercle en verre intérieur.

Figure V-7. Evolution du coefficient local de déperdition de chaleur par convection naturelle entre le double vitrage.

Figure V-8. Evolution du coefficient local de déperdition de chaleur par rayonnement entre le double vitrage.

Figure V-9. Coefficient local d'échange de chaleur par rayonnement du couvercle extérieur vers la voûte céleste.

Figure V-10. Nombre de Nusselt local en fonction du débit d'air.

Figure V-11. Comportement de la température de l'absorbeur le long du canal d'écoulement, en fonction du débit d'air.

Figure V-12. Variation du coefficient de transfert radiatif entre le couvercle intérieur et l'absorbeur en fonction du débit d'air.

Figure V-13. Comportement du nombre de Nusselt local tributaire de la distance x et du débit d'air soufflé.

Figure V-14. Variation du coefficient de convection naturelle entre le couvercle intérieur et l'absorbeur en fonction du débit d'air.

Figure V-15. Evolution de la température de l'air, dépendante de la distance parcourue par l'air et du débit.

Figure V-16. Nombre de Nusselt local (fluide-absorbeur) dépendant du débit

Figure V-17. Evolution du coefficient local de transfert de chaleur (absorbeur-fluide) dépendant du débit.

Figure V-18. Coefficient local de transfert de chaleur par rayonnement dépendant du débit d'air et longueur du canal.

Figure V-19. Comportement de la température de la plaque de fond le long du canal d'écoulement et en fonction du débit d'air.

Figure V-20. Nombre de Nusselt local (fluide-plaque de fond) dépendant du débit.

Figure V-21. Coefficient local de convection force en fonction du débit.

Figure V-22. Coefficient local de déperdition de chaleur en fonction de la distance x à partir de l'entrée et du débit.

Figure V-23. Comportement du facteur d'efficacité du capteur solaire en fonction du débit.

Figure V-24. Comportement du facteur d'évacuation de la chaleur du capteur solaire dépendant de la longueur et du débit véhiculé.

Figure V-25. Développement de l'énergie thermique collectée par l'aérotherme en fonction de la longueur et du débit d'air.

Figure V-26. Rendement de l'aérotherme solaire tributaire de la longueur et débit d'air.

Figure V-27. Puissance utile recueillie et puissance de soufflage en dépendantes du débit d'air.

Figure V-28. Evolution des rendements thermiques et thermo-hydrauliques en fonction du débit d'air.

Figure V-29. Variation de la température moyenne du vitrage extérieur en fonction du rayonnement solaire et débit d'air.

Figure V-30. Variation de la température moyenne du vitrage intérieur en fonction du rayonnement solaire et débit d'air.

Figure V-31. Evolution du coefficient radiatif moyen entre le couvercle g2 et le ciel par rapport à l'intensité du rayonnement solaire et débit.

Figure V-32. Evolution du coefficient radiatif moyen entre les deux vitres g1 et g2 par rapport au rayonnement solaire et débit.

Figure V-33. Comportement du nombre de Nusselt moyen entre les vitrages g1 et g2 dépendant de l'irradiance solaire et débit d'air.

Figure V-34. Comportement du coefficient moyen de convection naturelle entre les vitrages g1 et g2 dépendant de l'irradiance solaire et débit d'air.

Figure V-35. Température moyenne de l'absorbeur en fonction du rayonnement solaire et débit d'air.

Figure V-36. Coefficient moyen radiatif entre le couvercle g1 et l'absorbeur en fonction du rayonnement solaire et l'irradiance

Figure V-37. Comportement du nombre de Nusselt moyen entre le couvercle intérieur g1 et l'absorbeur par rapport à l'irradiance solaire et le débit d'air.

Figure V-38. Comportement du coefficient moyen de convection naturelle entre le couvercle intérieur et l'absorbeur par rapport à l'irradiance et le débit d'air.

Figure V-39. Evolution de la température de l'air à la sortie de l'aérotherme solaire dépendante de l'irradiance et du débit.

Figure V-40. Evolution du nombre de Nusselt moyen (fluide-absorbeur) tributaire du rayonnement solaire et du débit d'air.

Figure V-41. Coefficient moyen de convection forcée (fluide-absorbeur) en fonction de l'irradiance solaire et le débit d'air.

Figure V-42. Comportement du coefficient moyen radiatif entre absorbeur et plaque de fond en fonction de l'irradiance solaire et du débit d'air.

Figure V-43. Comportement de la température moyenne de la plaque de fond en fonction de l'irradiance solaire et du débit d'air.

- Figure V-44. Comportement du nombre de Nusselt moyen (fluide-plaque de fond) en fonction de l'irradiance solaire et débit d'air.
- Figure V-45. Variation du coefficient moyen de convection forcée (fluide-plaque de fond) par rapport au débit d'air et l'irradiance solaire.
- Figure V-46. Evolution du coefficient global moyen de déperdition de chaleur du capteur héliothermique dépendant de l'irradiance solaire et débit d'air.
- Figure V-47. Variation du facteur d'efficacité du capteur héliothermique en fonction dépendant du rayonnement solaire et débit d'air.
- Figure V-48. Variation du facteur d'évacuation de la chaleur du capteur héliothermique dépendant du rayonnement solaire et débit d'air.
- Figure V-49. Evolution de l'énergie thermique collectée en fonction de l'irradiance solaire et débit d'air.
- Figure V-50. Développement du rendement du capteur solaire en fonction du débit d'air et irradiance solaire.
- Figure V-51. Nombre de Nusselt entre les deux couvercles en verre en fonction de la distance d'écartement des vitrages (g_1 - g_2).
- Figure V- 52. Nombre de Nusselt entre le couvercle en verre g_1 et l'absorbeur en fonction de la distance d'écartement.
- Figure V-53. Coefficient de transfert de chaleur moyen à l'intérieur du double vitrage en fonction de la distance d'écartement.
- Figure V-54. Coefficient de transfert de chaleur moyen entre le couvercle en verre intérieur et l'absorbeur en fonction de la distance d'écartement.
- Figure V-55. Coefficient global de perte de chaleur de l'aérotherme solaire en fonction de la distance d'écartement.
- Figure V-56. Efficacité thermo-hydraulique de l'aérotherme solaire à double vitrage en fonction de la distance d'écartement.
- Figure V-57. Rendement d'un capteur solaire rempli d'argon à $T_a=25^\circ\text{C}$ en fonction de la distance entre la plaque absorbante et le vitrage avec les différentes températures (gaz-absorbeur) Vestlund et al. [140].
- Figure V-58. Température de sortie délivrée par l'aérotherme en fonction du gaz de remplissage des interstices vitrages (g_1 - g_2) et vitre g_1 -absorbeur.
- Figure V-59. Energie utile collectée par l'aérotherme en fonction du gaz de remplissage des interstices vitrages (g_1 - g_2) et vitre g_1 -absorbeur.
- Figure V-60. Destruction exergetique dans le DG-FPSAH pour différents gaz cloisonnés.

Figure. V-61. Efficacité exergetique du DG-FPSAH pour différents gaz cloisonnés.

Figure V-62. Exergie générée par DG-FPSAH selon les différents gaz enfermés

Liste des tableaux

Tableau II-1. Les coefficients d'éclairement du modèle de ciel anisotrope de Perez [36]

Tableau II-2. Relations angle optimal-latitude établies par différents chercheurs

Tableau II-3. Corrélations établies de plusieurs auteurs pour le calcul de l'angle optimal

Tableau. III-1. Rayonnement solaire direct et diffus aux journées typiques (PVGIS base de données 2018).

Tableau III-2. Rayonnement global moyen journalier sur une surface horizontale, 2018 [PVGIS]

Tableau III-3. Comparaison entre les prédictions du modèle Gueymard et les valeurs PVGIS-SARAH en termes d'irradiances (Année 2018)

Tableau III-4. Comparaison entre les prédictions du modèle Gueymard et les valeurs PVGIS-SARAH en terme pourcentage (Année 2018)

Tableau III-5. Irradiations maximales et angles optimaux à Annaba

Tableau III-6. Irradiances maximales obtenues par les modèles de HDKR et Perez selon les angles de positionnement optimaux du capteur solaire à Annaba (Algérie)

Tableau III-7. Irradiances maximales à midi au jour type de chaque mois par rapport aux angles optimaux de positionnement (Perez)

Tableau III-8. Comparaison des angles de positionnement de ce travail avec d'autres auteurs (Tiris & Tiris et El-kassaby)

Tableau IV-1. Différents types de capteurs solaires

Tableau V-1. Données opérationnelles et techniques du sécheur solaire

Abréviation

DG-FPSAH	capteur héliothermique à air à double-vitrage (flat-plate solar air heater)
FPSAH	capteur héliothermique à air (flat-plate solar air heater)
GHI	global horizontal irradiation (rayonnement global à l'horizontal)
PV	photovoltaïque
RMSE	Root mean square error
SAH	chauffe-air solaire ou aérotherme solaire
TEIF	facteur d'amélioration de l'efficacité thermique (thermal efficiency improvement factor)
THPP	paramètre de performance thermo-hydraulique (Thermal hydraulic performance parameter)

Nomenclature

A	surface de la coupe transversale de la lamelle métallique, m^2	G_{cnb}	rayonnement direct normal à une surface pour ciel clair, kW/m^2
A_c	surface de captage solaire du SAH, m^2	G_d	intensité du rayonnement solaire diffus, kW/m^2
A_f	section de passage du fluide, m^2	$\dot{G}_f$	débit surfacique spécifique, $kg/m^3/m^2$
A_i	indice anisotrope reflétant la transmittance du ciel	G_{0n}	rayonnement extraterrestre incident sur un plan normal au jour n , kW/m^2
A_p	surface de la plaque, m^2	G_{sc}	constante du rayonnement solaire terrestre, kW/m^2
a_s	angle azimutal du soleil, deg.	$\bar{K}_T(m)$ ou $\bar{K}_t$	indice de clarté atmosphérique mensuel moyen au mois « m »
A_s	section transversale du domaine solide du capteur, m^2	h	altitude du site, m
a_w	surface azimuth angle of the solar collector, deg.	H	hauteur du canal du capteur, m
C_p	capacité spécifique du gaz emprisonné ou fluide chauffant, $J/kg.K$	h_0	élévation solaire moyenne quotidienne hors de l'atmosphère, deg.
$C_{pf}(T_f)$	capacité thermique du fluide caloporteur (air) en fonction de sa température, $J/kg.K$	H_0	irradiation extraterrestre sur une surface horizontale quotidienne au jour n , kWh/m^2 par jour
C_{pp}	capacité calorifique de la plaque-absorbeur, $J/kg.K$	H_b	rayonnement direct quotidien, kWh/m^2 par jour
C_s	capacité spécifique du solide, $J/kg.K$	h_c	coefficient de convection forcée, $W/m^2.K$
d	distance ou espace entre le double vitrage ou le verre intérieur et l'absorbeur, m	H_d	rayonnement diffus quotidien, kWh/m^2 par jour
d_w	longueur des côtés et du bas du capteur solaire, m	$H_h(m)$	rayonnement total quotidien moyen sur une surface horizontale, kWh/m^2 par jour
D_h	diamètre hydraulique, m	h_{nc}	coefficient de convection naturelle, $W/m^2.K$
e	épaisseur, m	h_r	coefficient radiatif, $W/m^2.K$
ET	correction du temps dû à la rotation de la terre, min	H_T	rayonnement total quotidien sur un plan incliné, kWh/m^2 par jour
$\dot{E}$	exergie, W	H_t	rayonnement total quotidien sur une surface horizontale, kWh/m^2 par jour
f	facteur de frottement		
F'	facteur d'efficacité du collecteur		
F_R	facteur d'évacuation de la chaleur du SAH (Heat removal factor)		
G	débit massique d'air par unité de surface frontale du capteur solaire, $kg/s.m^2$		
G_b	rayonnement direct horizontal, kW/m^2		

h_w	coefficient de transfert de chaleur entre le couvercle en verre et l'air ambiant, $W/m^2.K$	M	masse de l'élément du capteur solaire par unité de surface du capteur solaire, kg/m^2
i	angle d'incidence du rayonnement solaire sur un plan incliné, deg.	$\dot{m}_f$	débit massique de l'air, kg/s
I	irradiance globale sur un plan horizontal, W/m^2	m_{air}	le rapport de la masse d'atmosphère à travers laquelle le rayonnement direct passe à la masse si le soleil était au zénith.
I_0	rayonnement extraterrestre instantané, dépendant de la latitude et de l'angle horaire, W/m^2	N	nombre d'ailettes du capteur solaire
I_b	irradiance directe sur une surface horizontale, W/m^2	Nu	nombre de Nusselt
$I_{b,h}$	irradiance solaire sur plan horizontal direct, W/m^2	p	pression générée par le ventilateur, Pa
I_d	irradiance solaire diffuse, W/m^2	Pr_{gas}	nombre de Prandtl relatif au gaz considéré
$I_{d,cs}$	irradiance diffuse circumsolaire, W/m^2	p_{sw}	pression de vapeur saturante dans l'air, kpa
$I_{d,iso}$	irradiance diffuse isotrope de la voûte céleste, W/m^2	p_w	pression partielle de vapeur dans d'air, kpa
$I_{d,hz}$	irradiance diffuse émise de l'horizon, W/m^2	Q_u	puissance thermique utile extraite du capteur solaire, kW
$I_{d,T}$	irradiance diffuse sur la surface inclinée (trois composantes diffuses), W/m^2	R	facteur de correction de la distance terre-soleil
I_h	irradiance solaire, W/m^2	r	fraction de débit d'air dans un capteur solaire à double passage
I_r	irradiance réfléchiée par le sol sur la surface inclinée, W/m^2	Ra	Nombre de Rayleigh pour un plan horizontal
I_s	irradiance diffuse de la voûte céleste, W/m^2	Ra'	Nombre de Rayleigh pour un plan incliné
I_T	irradiance totale horaire ou instantanée sur une surface inclinée, W/m^2	R_b	rapport du rayonnement direct sur la surface inclinée à celui sur une surface horizontale
k	conductivité thermique, $W/m.K$	$\bar{R}_b$	rapport moyen mensuel du rayonnement direct sur la surface inclinée à celui sur une surface horizontale
k_{gas}	conductivité thermique des gaz, $W/m.K$	r_{CPRG}	rapport du rayonnement total horaire au rayonnement total quotidien modifié par Gueymard
k_{eff}	coefficient d'échange thermique équivalent entre les vitrages, $W/m^2.K$	r_d	rapport de l'irradiance diffuse horaire à l'irradiance diffuse quotidienne moyenne
$K_T(m)$	indice de clarté atmosphérique correspondant au mois « m »	R_d	rapport de l'irradiation diffuse horaire à l'irradiation diffuse quotidienne moyenne sur une surface horizontale
k_{tcorr}	indice de clarté corrigé	r_{d3}	rapport de l'irradiance diffuse sur un plan horizontal à l'irradiance diffuse sur un plan incliné
L	latitude, deg.	Re	nombre de Reynolds
L	longueur du capteur solaire, m		
l_{local}	longitude, deg.		
L_{st}	meridian standard time, deg.		
LST	heure standard locale, h		

r_t	rapport du rayonnement total horaire au rayonnement total quotidien
S	irradiance solaire globale appliquée au panneau, supposé stable, W/m^2
S_{in}	entropie du capteur à l'entrée, $kJ/kg\ K$
S_{out}	entropie générée par le capteur solaire à la sortie, $kJ/kg\ K$
ST	heure solaire locale, h
S_p	énergie solaire absorbée par l'absorbeur, W/m^2
S_0	durée de la journée, h
S_1	énergie solaire absorbée par la couverture en verre intérieur, W/m^2
S_2	énergie solaire absorbée par la couverture en verre extérieur, W/m^2
t	heure de la journée, h
T	température ambiante, $^{\circ}C$
T_a	température ambiante, K
T_d	température du point de rosée, $^{\circ}C$
T_{g1}	température du vitrage intérieur, K
T_{g2}	température du vitrage extérieur, K
T_m	température moyenne
T_s	température de la voûte céleste, $^{\circ}K$
U	coefficient de perte de chaleur, $W/m^2.K$
u	vitesse d'écoulement du fluide caloporteur, m/s
V_w	vitesse du vent, $m.s^{-1}$
W	largeur du capteur solaire, m
x	distance mesurée dans le sens de l'écoulement, m

Symboles grecques

α^*	rapport de la hauteur à la longueur du capteur
α_D	diffusivité thermique
β	angle d'inclinaison du capteur, deg.
β'	coefficient d'expansion thermique du gaz (air ou autre), [-]
ω_1, ω_2	angles horaires, deg.
ω_{sr}	angle horaire du lever du soleil, deg.

ρ_f	densité du fluide en écoulement, kg/m^3
ρ_{gas}	densité du gaz, kg/m^3
ρ_s	densité du solide, kg/m^3
ν_{gas}	viscosité cinématique du gaz inerte considéré, $m^2.s$
θ	angle d'incidence du rayonnement solaire sur un plan incliné, deg.
θ_0	température adimensionnelle du fluide à l'entrée
θ_f	température adimensionnelle du fluide
θ_s	température adimensionnelle du solide
ϕ	humidité relative
α	absorbance de la plaque-absorbeur
ε	émissivité
η	rendement du capteur solaire
μ	viscosité dynamique des gaz, Pa.s
σ	constante de Stefan Boltzmann, $W.m^2.K^{-4}$ ($= 5.76 \times 10^{-8}$)
τ	temps adimensionnel
τ_{g1}	transmissivité du couvercle en verre intérieur
τ_{g2}	transmissivité du couvercle en verre extérieur
δ_s	angle de déclinaison de la terre par rapport à son axe de rotation, deg.
ϕ	humidité relative, %
θ_z	angle zénithal solaire, deg.
ε	émissivité d'une plaque/ indice de clarté
σ	constante de Stephan Boltzmann, $W/m^2\ K^4$
γ	angle d'orientation azimutal de surface par rapport au sud, deg.
γ_s ou a_s	angle azimutal du soleil, deg.
α ou α_s	angle d'altitude du soleil, deg.
α_c	le demi-angle de la zone circumsolaire, deg.
ρ_g	réflectance du sol
ω	angle horaire solaire, deg.
ω_{ss}	angle horaire du coucher du soleil, deg.

ω'_{ss} angle horaire du coucher du soleil sur une surface inclinée, deg.

Indices

1	fluide 1	i	isolation thermique
1	plaque 1	ie	relative au parois isolantes du capteur
2	fluide 2	II	relative à l'efficacité exergique
2	plaque 2	in	entrée
a	ambiant, K	L	relatif au coefficient d'échange global du capteur
b	relative à la plaque de fond du capteur solaire	<i>m</i>	moyenne
bp	plaque de fond	out	valeur de sortie
bp – f	plaque de fond-flux d'air	p	absorbeur
bp – p	plaque de fond-absorbeur	p – g1	absorbeur-couvercle en verre intérieur
c	capteur	s	voûte céleste
dest	destruction	s	voûte céleste (sky)
dp	point de rosée	s-f	relatif au coefficient de transfert de chaleur entre lamelles et fluide (engl. slats- fluid)
<i>f</i>	fluide à chauffer à une distance x	T ou t	relatif au coefficient de déperdition de l'absorbeur vers le milieu ambiant
f – bp	air-plaque de fond	u, p	pour l'exergie utile avec chute de pression
f_i	température de l'air à l'entrée du capteur	w	parois (p or bp)
f_o	température de l'air à la sortie du capteur		
f – p	fluide (air)-absorbeur		
g1	couvercle en verre intérieur		
g1 – a	couvercle en verre intérieur-atmosphère		
g2	couvercle en verre extérieur		
g2 – a	couvercle en verre extérieur-atmosphère		
g2 – g1	couvercle intérieur-couvercle extérieur		

I. Introduction générale

Citation intercalée

L'épuisement de nos ressources en combustibles est un phénomène qui prendra bientôt une importance considérable.

Le charbon et le pétrole s'accumulent dans la terre depuis plus de cinq cents millions d'années, et au rythme actuel de la demande d'énergie mécanique et thermique, on estime que le pétrole aura disparu dans un siècle environ et le charbon probablement dans moins de cinq cents ans.

Pour le présent objectif, il importe peu que ces pronostics soient sous-estimés, ils pourraient être doublés ou triplés sans que cela n'affecte l'argument.

L'énergie mécanique provient de nos réserves d'énergie, nous gaspillons notre capital énergétique de manière tout à fait imprudente. Il n'y en aura bientôt plus et à terme, nous devrons vivre année après année sur nos revenus.

The Next Millenium, 1953. Charles Galton Darwin (Traduit de l'anglais)

I.1. Contexte énergétique

Le fonctionnement de nos sociétés ne pourrait se faire sans énergie. Depuis 1860, la consommation d'énergie primaire moyenne par habitant n'a cessé de croître et la consommation globale d'énergie au dernier demi-siècle, a rapidement évolué, il est prévu que ceci va continuer à prendre de l'ampleur dans les prochaines cinquante années. En effet cette dernière augmentation est motivée par les prix relativement bas des combustibles fossiles et les taux de croissance et d'industrialisation dans l'Amérique du nord, l'Europe, le Japon, l'Inde et la Chine

Le secteur mondial de l'énergie traverse une transformation fondamentale, si la transition vers des émissions nettes nulles apporte des avantages clairs et durables en matière de sécurité, le processus de transition comporte également des risques. La crise énergétique actuelle réaffirme la nécessité d'investir dans un cadre qui anticipe les nouveaux risques de sécurité énergétique à l'ère de la décarbonation.

En 2018, la consommation totale finale du pétrole brut a culminé à 4038502.0 Ktoe (Kilo ton oil equivalent), le gaz naturel à 1611345.0 Ktoe, tandis que la consommation des énergies renouvelables s'est stabilisée à seulement 48322.0 Ktoe, ce qui demeure très minoritaire. IEA (International Energy Agency) [1].

Même pour une augmentation de la demande de 2% par an, la demande d'énergie pourrait doubler à l'aune de 2043 et tripler au courant de 2063, Goswami [2].

I.2 Contexte politique et géostratégique

L'approvisionnement en énergie renouvelable, le changement climatique, la pollution environnementale et la guerre Russie-Ukraine sont désormais au cœur des dialogues et des forums internationaux. L'ordre du jour est à l'exclusion de la Russie du marché européen, ce qui a provoqué une envolée des prix des énergies fossiles.

Les prix élevés et volatils des combustibles fossiles à la suite de l'invasion de l'Ukraine par la Russie soulignent les risques inhérents au système énergétique actuel et l'importance de la sécurité énergétique pour les économies des états et notre vie quotidienne. Les transitions énergétiques offrent la possibilité de construire un système énergétique plus sûr et plus durable.

Avec l'escalade du prix du pétrole brut sur le marché mondial à plus de 104 Dollars et du gaz naturel à plus de 20 dollars le MMBTU en raison de la guerre Russie-Ukraine et

l'instabilité politique dans de nombreux pays exportateurs de pétrole et du boycott du gaz russe, la recherche d'un approvisionnement en énergie renouvelable abordable et respectueuse de l'environnement, est inévitable, spécialement pour le vieux continent, World Energy Outlook 2022 [1].

En revanche, les énergies renouvelables sont plus protectrices de l'environnement en termes d'émissions par rapport aux énergies fossiles. A cet effet, les énergies renouvelables sont considérées à long terme, comme la solution pour une source d'approvisionnement énergétique fiable et infinie dans le futur.

I.3. Les différentes sources d'énergies renouvelables

Il existe différents types d'énergies renouvelables, qui font actuellement l'objet de recherches approfondies, à savoir l'énergie solaire, l'énergie éolienne, l'énergie géothermique, l'énergie hydro-thermique et les biocarburants. Cependant, à l'exception des biocarburants, toutes ces énergies renouvelables ne sont capables de produire que de l'électricité et de l'énergie thermique à partir de sources infinies alors que 40 % de la consommation totale d'énergie dans le monde se fait sous forme de carburants liquides tels que le diesel ou l'essence.

Les technologies des énergies renouvelables issues du vent, des biocarburants, du solaire thermique et du photovoltaïque, ont montré finalement de la maturité et des promesses en termes de compétitivité.

La production des énergies renouvelables dans le monde a atteint 8060 TWh en 2021, cette valeur pourrait quadrupler à l'horizon 2050. En 2021, l'Afrique dans sa globalité a généré 197 TWh, tandis que les Etats-Unis ont développé 833 TWh en 2021, la Chine, leader dans ce domaine se targue de se prévaloir de 2466 TWh en énergie renouvelable [1].

I.4. L'énergie solaire (photovoltaïque et thermique)

L'utilisation de la chaleur solaire remonte à plusieurs siècles, bien avant notre ère. Archimède s'est servi de miroirs concentrateurs pour focaliser les faisceaux solaires vers des embarcations romaines ennemies, voulant envahir sa cité, presque la totalité de la flotte fût brûlée, grâce, à cette arme, jadis, méconnue.

L'énergie solaire peut être convertie en puissance électrique ou en puissance thermique, cette transformation est effectuée par deux dispositifs de conception différentes

I.4.1 La conversion électrique

La conversion du rayonnement solaire en énergie électrique au moyen de cellules solaires a été développée dans le cadre de la technologie des satellites et des voyages spatiaux.

La technologie actuelle utilise la bande interdite des matériaux semi-conducteurs pour générer des électrons et les conduire dans une direction préférée à l'aide d'une jonction p-n. L'efficacité maximale théorique des cellules solaires individuelles est d'environ 33 % et dans la pratique, des efficacités allant jusqu'à 25 % ont été atteintes avec des dispositifs photovoltaïques au silicium, Goswami [2].

I.4.2. La conversion thermique

La conversion thermique est une méthode de conversion technique qui utilise un phénomène scientifique familier. Lorsqu'une surface sombre est exposée au soleil, elle absorbe l'énergie solaire et se réchauffe. Les capteurs d'énergie solaire fonctionnant sur ce principe, sont constitués d'une surface orientée vers le soleil, qui transfère une partie de l'énergie qu'elle absorbe à un fluide de travail en écoulement. Les dispositifs de conversion thermique simples décrits ci-dessous sont appelés capteurs héliothermiques plans. Ils sont disponibles aujourd'hui pour fonctionner sur une plage de températures allant jusqu'à environ 100 à 120°.

Ces capteurs conviennent principalement pour assurer le service d'eau chaude, le chauffage des locaux et éventuellement faire fonctionner des systèmes de climatisation de type absorption.

Dans certaines parties du monde, situées dans l'hémisphère sud, disposant d'un potentiel solaire considérable et inexploitées comme l'Algérie, la Libye, l'Arabie-saoudite et les contrées de l'Afrique subsaharienne, ces systèmes solaires peuvent être installés.

I.5. Contenu de ce travail

De prime abord, ce modeste travail s'est attelé à étudier plusieurs modèles de prédiction du rayonnement solaire, en vue de sélectionner celui qui s'adapte à la région est de l'Algérie et à titre d'application, estimer par un code de calcul automatisé l'irradiance qui prévaut à la ville d'Annaba ainsi que les angles d'inclinaison et d'azimut de surface. Cette étude n'a jamais été réalisée auparavant.

Secundo, des travaux de tentative d'amélioration des performances d'un type de capteur solaire, ont été entrepris.

Du fait, que les capteurs héliothermiques à double-vitrage à air sont largement employés dans le domaine de chauffage des bâtiments, des maisons et dans l'agriculture pour le séchage des produits agricoles, on s'est proposé de mener une recherche sur leurs comportements thermiques, à savoir les coefficients d'échange, l'énergie utile et les rendements thermo-hydrauliques et exergetiques, prévalant dans ce capteur.

En outre, l'investigation s'est portée sur les paramètres tels que l'intensité du rayonnement solaire et débit d'air véhiculé, permettant d'améliorer les performances de ce type de capteur solaire. De plus une étude sur l'influence du remplacement de l'air par plusieurs gaz nobles entre le double vitrage et la vitre intérieure et l'absorbeur, a été entreprise afin de mettre en exergue l'amélioration des performances de ce dispositif solaire.

En vue d'achever pleinement ce travail, nous avons scindé cette thèse en six 06 chapitres (y compris ce chapitre d'introduction et le dernier chapitre conclusion)

Le chapitre II, présente le calcul géométrique des angles solaires et traite la bibliographie des différents modèles de prédictions du rayonnement solaire ainsi que les corrélations de calcul des composantes du rayonnement solaire.

Par ailleurs, les méthodes d'optimisation des angles d'inclinaison et d'orientation azimutale, mentionnées dans la littérature, ont été passées en revue.

Par conséquent, un choix s'est opéré sur les modèles à utiliser pour la prédiction du rayonnement solaire à la ville d'Annaba.

Au chapitre III, nous avons présenté la simulation des irradiances solaires globales issues des modèles de prédiction sélectionnés. En premier lieu, le modèle de Gueymard associé au modèle isotrope de Liu et Jordan a été simulé, de plus, une comparaison aux mesures extraites de PV-GIS (site européen de collecte du rayonnement solaire par satellite) a été effectuée. En second lieu, des déterminations des angles d'inclinaison et d'orientation du capteur solaire, ont été réalisées par les modèles anisotropes de HDKR et Perez avec une comparaison aux angles optimaux obtenus par le modèle de Liu et Jordan. La méthode utilisée est celle du maximum d'intensité solaire par balayage des angles. Ce travail a été couronné par une publication dans **la revue Energy Harvesting and System, 2022, éditée par Walter De Gruyter** :

Bennour, Fethi and Mzad, Hocine. "A numerical investigation of optimum angles for solar energy receivers in the eastern part of Algeria" *Energy Harvesting and Systems*, vol. 10, no. 1, 2023, pp. 105-122. <https://doi.org/10.1515/ehs-2021-0089>

Dans le volet de l'étude thermique du capteur héliothermique, objet **du chapitre IV**, une présentation de l'état de l'art en matière de modélisation des bilans thermiques, de la nature

des coefficients de transfert et technique de détermination des températures, s'est faite. En outre, les méthodes de résolution des équations des bilans énergétiques des différents types de capteurs solaire (lisses et à rugosité artificielle), ont été reportées et explicitées.

Enfin, le système d'équations relatif à notre problématique (capteur héliothermique à double vitrage à air), a été clairement formulé et la technique de résolution énoncée.

Concernant **le chapitre V**, les différentes températures des composants, celle du fluide et les coefficients de transfert de chaleur mis en jeu dans le capteur solaire, ont été calculés sur toute la longueur de l'aérotherme solaire, en fonction du débit d'air. Conséquemment, les énergies utiles, rendements thermo-hydrauliques, ont été estimés.

En outre, l'effet des variations conjointes du rayonnement solaire et débit d'air sur les températures moyennes des composants de l'aérotherme, la température d'air, les coefficients d'échange thermique moyens, l'énergie collectée et le rendement, a été présenté et illustré graphiquement.

De même, dans ce chapitre, l'influence de l'emprisonnement des gaz nobles entre vitrage et vitre intérieur et absorbeur à la place de l'air, a été investigué en donnant des résultats intéressants. Cette recherche a fait l'objet d'une publication dans la **revue Case Studies in Thermal Engineering**, de l'éditeur Elsevier :

Fethi Bennour, Hocine Mzad, A numerical study of the double-glazed solar air heater (DG-SAH) performance using optimized gas-filled interspaces, Case Studies in Thermal Engineering, Volume 40, 2022,102492, <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102492>.

II. Modèles de prédiction du rayonnement solaire et angles de positionnement optimaux

II.1. Le Soleil

Le soleil est une sphère de matière gazeuse extrêmement chaude d'un diamètre de $1,39 \times 10^9$ m, qui se trouve, en moyenne, à $1,5 \times 10^{11}$ m de la terre. Vu de la terre, le soleil tourne sur son axe environ une fois toutes les 4 semaines. Cependant, il n'évolue pas comme un corps solide. Chaque rotation dure environ 27 jours pour l'équateur et environ 30 jours dans le cas des régions polaires.

Cet astre rayonnant, a une température effective de corps noir de 5777 °K, par ailleurs, la température dans les régions centrales intérieures est estimée entre 8×10^6 et 40×10^6 K et sa densité est évaluée à environ 100 fois celle de l'eau. Le soleil est, en fait, un réacteur en fusion continue, dont les gaz qui le constitue sont considérés le récipient contenant, sont maintenus ensemble par les forces gravitationnelles. Plusieurs réactions de fusion se produisent pour fournir l'énergie rayonnée par le soleil.

Le taux d'émission d'énergie du soleil est de $3,8 \times 10^{23}$ kW, de ce total, seule une infime fraction, environ $1,7 \times 10^{14}$ kW, est interceptée par la terre, située à environ 150 millions de km du soleil. L'énergie solaire est la source d'énergie permanente la plus abondante au monde, Goswami [3].

II.2. L'estimation du rayonnement terrestre

II.2.1. Structure et composition chimique de l'atmosphère terrestre

L'atmosphère est une enveloppe gazeuse qui entoure certains corps célestes comme, la Terre, Vénus ou Mars. Les gaz sont maintenus autour de ces corps célestes par les forces gravitationnelles qui les retiennent et les empêchent de s'échapper hors de la voûte céleste.

L'épaisseur de l'atmosphère fluctue entre 350 et 800 km et dépend particulièrement de l'activité du soleil.

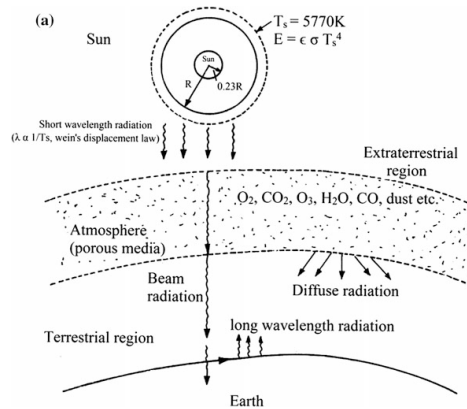


Fig. II-1. Matérialisation de la pénétration du rayonnement solaire à travers la voûte céleste, Tiwari [4]

L'atmosphère terrestre est originale, elle se compose de molécules de gaz, telles que le N_2 à 78.09%, le O_2 à 20.95%, l'Argon à 0.93%, le CO_2 , H_2O à de faibles proportions et de quelques gaz rares etc. (Fig. II-1), d'aérosols tels que des particules de poussières, des gouttelettes d'eau et des cristaux de glace. Certains aérosols sont d'origine naturelle, comme les cendres volcaniques, le pollen des fleurs, les spores de plantes ou les cristaux de sel marin, d'autres sont produits par l'activité humaine (rejets industriels), Duffie et al. [5].

II.2.2. Le rayonnement solaire

Dans les applications de la thermique solaire, nous nous intéressons principalement au rayonnement solaire dans une gamme de longueurs d'onde de 0,25 à 3,0 μm , partie du rayonnement électromagnétique qui comprend la majeure partie de l'énergie émise par le soleil.

Le rayonnement terrestre traverse l'atmosphère, une partie est réfléchi vers l'espace, une portion est absorbée par l'air et la vapeur d'eau, aérosols et les particules de poussières. La partie qui atteint la surface de la terre sans qu'il y ait un changement de direction, est dite le rayonnement direct et la partie dispersée du rayonnement diffus qui touche la terre par le ciel est appelée le rayonnement diffus céleste.

Bien que le rayonnement solaire puisse être prédit avec une certaine précision, les niveaux de rayonnement sur terre sont objets à des incertitudes considérables résultant des interactions climatiques locales. En outre, les données utiles des rayonnements solaires sont basées sur les mesures réalisées à long terme (30 années) au niveau de l'emplacement concerné.

Il s'avère que pour plusieurs localisations et zones géographiques dans le monde, ces mesures et données sont indisponibles et c'est pour ces raisons qu'on a recours à des méthodes estimatives (modèles théoriques) basées sur quelques paramètres climatiques mesurés.

Dans cette partie de la thèse, plusieurs approches d'estimation du rayonnement terrestre, sont décrites, encore est-il important de noter que ces modèles donnent lieu à des incertitudes pouvant atteindre $\pm 30\%$ [3].

II.2.3. Atténuation et extinction atmosphérique du rayonnement solaire

Le rayonnement solaire à incidence normale, reçu par une surface sur la terre est sujet à des variations dues au changement du rayonnement extraterrestre.

Étant donné que l'atmosphère est constituée d'un grand nombre de composants dont la concentration change en fonction du temps et de l'emplacement, la détermination du coefficient d'extinction de l'atmosphère présente un défi scientifique. Certaines premières tentatives d'estimation du coefficient d'extinction pour des conditions atmosphériques moyennes ont été combinées avec une approche empirique afin d'utiliser l'équation de Bouguer ou de Beer-Lambert-Bouguer [3] pour l'estimation du rayonnement solaire terrestre.

Les processus d'extinction de l'atmosphère consistent en trois processus :

- (a) L'absorption et l'émission par les molécules et les aérosols
- (b) La dispersion par les molécules d'air et d'eau et de poussières
- (c) La diffusion par les aérosols.
- (d) L'absorption par l'ozone, l'eau et le dioxyde de carbone, a été examinée par Iqbal [6].

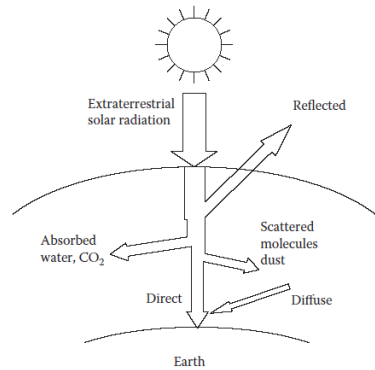


Fig. II-2. Absorption et dispersion des différentes couches atmosphériques du rayonnement solaire, Goswami [3]

En effet, lorsque, le rayonnement solaire traverse l'atmosphère, il est atténué à cause de l'absorption et la dispersion. Si K est le coefficient d'extinction local de l'atmosphère, le rayonnement solaire direct à la surface de la terre, s'écrit, selon la loi de Bouguer (ou Beer-Lambert) :

$$I_{b,N} = I e^{-\int K dx} \quad (\text{II-1})$$

De façon à avoir le rayonnement direct instantané par unité de surface $I_{b,N}$ normal au plan.

Où x est la longueur du trajet à travers l'atmosphère et L_0 est l'épaisseur verticale de l'atmosphère, donc :

$$\int_0^{L_0} K dx = k \quad (\text{II-2})$$

On peut aussi déduire que le rayonnement direct normal pour l'angle zénithal solaire est :

$$I_{b,N} = I e^{-km} \quad (\text{II-3})$$

m : est une grandeur adimensionnelle, représentant le chemin des rayons du soleil à travers l'atmosphère, est appelée par quelques auteurs le rapport de masse d'air, est le rapport de la masse de l'atmosphère à travers laquelle le rayonnement direct pénètre à la masse, il passerait si le soleil se trouve au zénith.

Elle est calculée par cette relation qu'est celle de Kasten et Young [7].

$$m = m_{air} \approx \frac{1}{\sin \alpha + 0.50572 (6.07995 + \alpha)^{-1.6364}} \quad (\text{II-4})$$

Elle se révèle plus précise que celle donnant :

$$m_{air} \approx \frac{1}{\sin \alpha} = 1/\cos \theta_z \quad (\text{II-5})$$

II.2.4. La constante solaire

La constante solaire est l'énergie provenant du soleil par unité de temps sur une unité de surface perpendiculaire à la direction de propagation du rayonnement, à la distance moyenne soleil-terre à l'extérieur de l'atmosphère [2].

Les premières valeurs affichaient 1322, 1395, 1353, 1373 W/m², selon [3]. La valeur la plus exacte est celle de World radiation center qui a adopté $G_{sc} = 1.367 \text{ kW/m}^2$ [3].

II.2.5. Variation du rayonnement ou irradiance solaire extraterrestre

Nous pouvons considérer deux sources de variation saisonnière du rayonnement extraterrestre émis par le soleil. Il est suggéré qu'il y' a deux petites variations du rayonnement solaire intrinsèque ne dépassant pas les $\pm 1.5\%$ selon Goswami, [3] et Duffie et al., [5] et cela en fonction des différentes périodes de l'année.

$$R = \left(\frac{D_0}{D}\right)^2 = 1.000110 + 0.034221 \cos B + 0.001280 \sin B + 0.000719 \cos 2 B + 0.00077 \sin 2 B \quad (\text{II-6})$$

D : est la distance entre le soleil et la terre selon les jours de l'année

$D_0 = 1.496 \times 10^{11} m$ (distance moyenne entre le soleil et la terre)

$$G_{0n} = G_{sc} R \quad (II-7)$$

G_{0n} : est le rayonnement extraterrestre incident sur un plan normal au jour n de manière à ce que :

$$B = (n - 1) \frac{360}{365} \quad (II-8)$$

II.3. Définitions et notions

a) Le rayonnement direct

Représente le rayonnement solaire qui est reçu du soleil, sans être dispersé par l'atmosphère.

b) Le rayonnement diffus

C'est le rayonnement solaire reçu du soleil après que sa direction ait changé par la dispersion dans l'atmosphère, aussi, il existe une différence entre le rayonnement infrarouge émis par l'atmosphère et le rayonnement solaire.

c) Le rayonnement global

Le rayonnement solaire global est la somme du rayonnement direct et le rayonnement diffus incident au niveau d'une surface. La plupart des mesures du rayonnement solaire est de nature global sur une surface plane et horizontale.

d) Irradiation solaire

Est une grandeur radiométrique mesurant la quantité d'énergie solaire reçue par unité de surface. Exprimée en kilowattheures par mètre carré (kWh/m²) ou en joules par mètre carré (J/m²) dans le Système international d'unités.

e) Le temps solaire

C'est le temps basé sur le mouvement angulaire apparent du soleil dans le ciel. Le midi solaire étant le moment où le soleil traverse le méridien de l'observateur.

Le temps solaire est le temps utilisé dans toutes les relations mettant en œuvre les angles solaires (angles de localisation du soleil par rapport au référentiel terre) et ne coïncide pas avec l'heure locale. Pour les calculs des intensités solaires aux heures voulues, il est nécessaire d'opérer des conversions, dont formule :

$$Solar\ time = LST + 4\ min/deg\ (l_{st} - l_{loc}) + ET \quad (II-9)$$

l_{st} : méridien d'heure standard

LST : heure locale (local standard time)

l_{local} : longitude de la localisation

$$ET = 229.18 (0.000075 + 0.001868 \cos B - 0.032077 \sin B - 0.014615 \cos 2 B - 0.04089 \sin 2 B) \quad (\text{II-10})$$

ET: est l'équation du temps qui prend en considération les perturbations de la vitesse de rotation de la terre) [min], représentant la relation de Spencer (1971), Iqbal [6].

f) Angle d'inclinaison de la terre (obliquité)

Il est connu que pendant la rotation annuelle de la terre autour de son axe, elle s'incline d'un angle $-23.45^\circ \leq \delta \leq 23.45^\circ$, cette déclinaison dépend de la journée (le minimum et le maximum correspondent respectivement au 1^{er} janvier et 1^{er} Juillet de chaque Année).

D'après l'équation approximative de Cooper 1969 [3,5,8]

$$\delta_s = 23.45 \sin \left(360 \frac{284+n}{265} \right) \quad (\text{II-11})$$

Par ailleurs, selon Kalogirou [9], Spencer a développé une relation plus précise, qui s'écrit :

$$\delta_s = (180/\pi) (0.006918 - 0.399912 \cos B + 0.070257 \sin B - 0.006758 \cos 2 B + 0.000907 \sin 2 B - 0.002697 \cos 3 B + 0.00148 \sin 3 B) \quad (\text{II-12})$$

g) Latitude L

Est la localisation angulaire de l'emplacement du capteur solaire sur terre au nord ou sud par rapport à la ligne de l'équateur.

h) L'inclinaison β (voir fig. II-3) :

Est l'angle que fait le capteur avec le plan horizontal $0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$

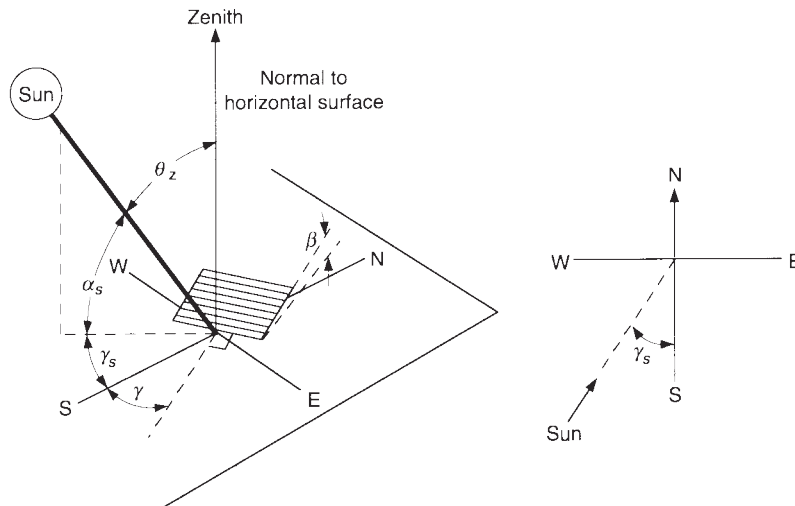


Fig. II-3. L'angle zénithale, pente du capteur, orientation azimuthale de la surface et l'angle azimuthal du soleil [3]

i) Angle d'azimut de surface

γ ou α_w est l'angle d'orientation azimuthale de la surface du capteur solaire

j) L'angle d'incidence du rayonnement direct sur un plan incliné

L'angle d'incidence du rayonnement (ou éclaircissement) solaire direct sur une surface penchée d'une manière arbitraire, faisant un angle β avec l'horizontal et orientée dans le plan horizontal (azimut) d'un angle α_w , est défini par des relations trigonométriques.

A la lumière des précédentes définitions des angles, l'angle d'incidence du rayonnement direct à n'importe quelle, position du soleil et localisation sur terre, est exprimé par ces équations [2] :

$$\cos i = \sin \delta_s \sin L \cos \beta - \sin \delta_s \cos L \sin \beta \cos a_w + \cos \delta_s \cos L \cos \beta \cos \omega + \cos \delta_s \sin L \sin \beta \cos a_w \cos \omega + \cos \delta_s \sin \beta \sin a_w \sin \omega \quad (\text{II-13})$$

Ou sous une autre forme [2] :

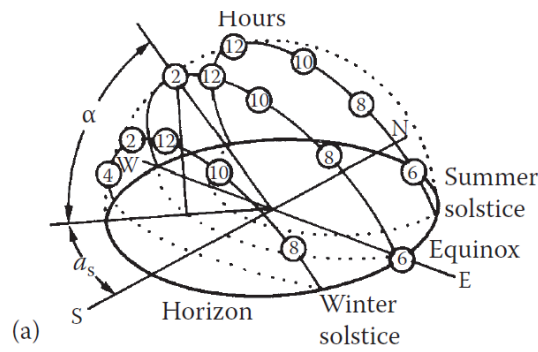


Fig. II-4. Variation de l'altitude et azimut solaires en fonction d'heure des jours de l'année [3]

$$\cos i = \cos \theta_z \cos \beta + \sin \theta_z \sin \beta \cos(\gamma_s - a_w) \quad (\text{II-14})$$

Avec :

ω : angle horaire

γ_s ou a_s : le déplacement angulaire du sud de la projection du rayonnement direct sur le plan horizontal (les déplacements du sud vers l'ouest sont positifs tandis que ceux du sud vers l'est sont négatifs fig. II-3)

i ou θ : représente l'angle d'incidence que fait le rayonnement direct avec la normale à cette surface.

θ_z : angle zénithal, se définit comme l'angle réalisé par la verticale au site concerné et la ligne allant jusqu'au Soleil.

α_s : angle d'altitude solaire, est l'angle entre la ligne horizontale et la ligne allant jusqu'au soleil.

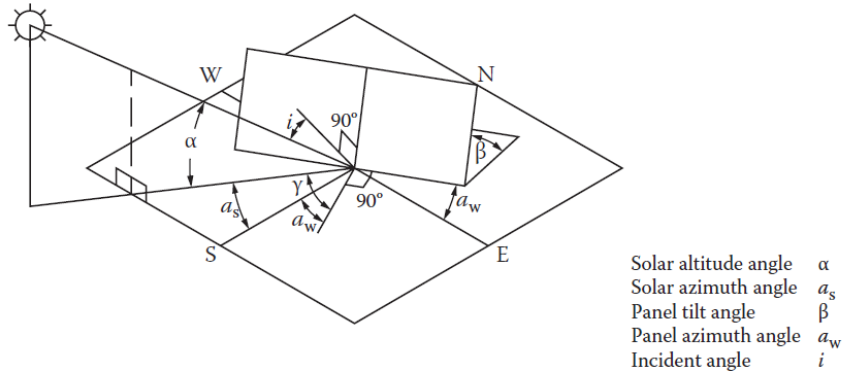


Fig. II-5. Définition des angles pour une surface inclinée, Goswami [3].

(Le signe (+) résulte d'une déviation du sud vers l'ouest et le signe (-) pour une déviation vers l'est)

k) L'angle zénithal du soleil

De l'équation (II-14), on déduit que pour la surface horizontale $\beta = 0^\circ$, l'angle d'incidence est égal à l'angle du zénith du Soleil, alors que sa valeur est entre 0° et 90° donc, on a :

$$\cos \theta_z = \cos L \cos \delta_s \cos \omega + \sin L \sin \delta_s \quad (\text{II-15})$$

l) L'angle azimutal du soleil

Cet angle de positionnement représente l'angle que réalise la projection sur le plan horizontal du vecteur provenant du soleil avec l'axe nord-sud et se calcule par la relation suivante [5] :

$$a_s = \gamma_s = \text{sign}(\omega) \left| \cos^{-1} \left(\frac{\cos \theta_z \sin L - \sin \delta_s}{\sin \theta_z \cos L} \right) \right| \quad (\text{II-16})$$

Il varie entre 180° et -180°

m) Les angles du lever et coucher du soleil

Les angles horaires du lever et coucher du soleil sont des paramètres importants, du fait qu'ils permettent de savoir l'heure de l'extinction et/ou les premières lueurs du rayonnement solaire à un endroit donné, sont exprimés par la relation suivante [8] :

$$\omega_{ss} = -\omega_{sr} = \cos^{-1}(-\tan L \tan \delta_s) \quad (\text{II-17})$$

En outre, l'angle horaire du coucher du soleil pour une surface inclinée s'écrit selon [5] comme suit :

$$\omega'_{ss} = \min \left\{ \begin{array}{l} \cos^{-1}(-\tan L \tan \delta_s) \\ -\cos^{-1}[\tan(L - \beta) \tan \delta_s] \end{array} \right\} \quad (\text{II-18})$$

Le nombre d'heures d'ensoleillement pour une journée donnée dépend de la déclinaison de la terre et la latitude de l'emplacement du capteur solaire, se calcule par l'équation suivante :

$$S_0 = \frac{2}{15} \omega_{ss} \quad (\text{II-19})$$

II.4. Le quotient du rayonnement direct sur une surface inclinée à celui d'une surface horizontale

Pour des raisons de conception des procédés solaires et de calcul de performances, il est souvent nécessaire de calculer le rayonnement horaire incident sur une surface inclinée d'un capteur. Pour ce faire, on se sert des mesures ou estimations du rayonnement solaire sur une surface horizontale. Les données habituellement disponibles sont le rayonnement total horaire ou quotidien sur une surface horizontale, cependant, les rayonnements direct et diffus sur les plans inclinés, sont aussi utiles et indispensables pour l'optimisation.

Le facteur géométrique R_b à n'importe quelle heure permet de calculer le rayonnement direct sur un plan incliné à partir du rayonnement direct sur un plan horizontal [3], dont expression :

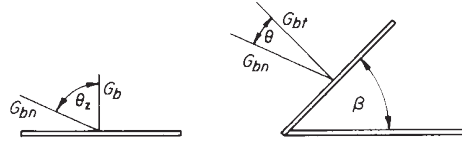


Fig. II-6. Rayonnement direct sur une surface horizontale et inclinée

$$R_b = \frac{G_{b,T}}{G_b} = \frac{G_{b,n} \cos \theta}{G_{b,n} \cos \theta_z} = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (\text{II-20})$$

Le facteur géométrique d'inclinaison moyen mensuel est, donné par la relation suivante, selon Goswami [3].

$$\bar{R}_b = \frac{\cos(L-\beta) \cos \delta_s \sin \omega'_{ss} + \omega'_{ss} \sin(L-\beta) \sin \delta_s}{\cos L \cos \delta_s \sin \omega_{ss} + \omega_{ss} \sin L \sin \delta_s} \quad (\text{II-21})$$

II.5. Les rayonnements solaires extraterrestres instantané, horaire et quotidien sur un plan horizontal

Plusieurs calculs se basent, commodément, sur les niveaux de l'intensité du rayonnement solaire résultant de l'absence d'atmosphère, les équations, ci-après [3], permettent de quantifier ces niveaux à n'importe quel temps (journée et heure)

Quand une surface est parallèle au sol, la puissance du rayonnement solaire incidente, à n'importe quel jour et heure, est exprimée par :

$$G_0 = G_{sc} R \cos \theta_z \quad (\text{II-22})$$

En substituant, $\cos \theta_z$, par sa relation, il vient :

$$G_0 = G_{sc} R (\cos L \cos \delta_s \cos \omega + \sin L \sin \delta_s) \quad (\text{II-23})$$

Par ailleurs le rayonnement extraterrestre quotidien cumulé du lever au coucher du soleil est donné par l'équation suivante Kalogirou [9] :

$$H_0 = \frac{24 \times 3600 G_{sc}}{\pi} \left(1 + 0.034 \cos \frac{360 n}{365} \right) \left(\cos L \cos \delta_s \cos \omega_{ss} + \frac{\pi \omega_{ss}}{180} \sin L \sin \delta_s \right) \quad (\text{II-24})$$

Ainsi, il est aussi intéressant de définir le rayonnement solaire extraterrestre, cumulé dans une tranche horaire $[\omega_1, \omega_2]$

$$I_0 = \frac{12 \times 3600}{\pi} G_{sc} R \left[\cos L \cos \delta_s (\sin \omega_2 - \sin \omega_1) + \frac{\pi(\omega_2 - \omega_1)}{180} \sin L \sin \delta_s \right] \quad (\text{II-25})$$

On peut également définir l'irradiance extraterrestre instantanée, émise pendant l'angle horaire ω :

$$I_0 = G_{sc} R (\cos L \cos \delta_s \cos \omega + \sin L \sin \delta_s) \quad (\text{II-26})$$

II.6. Rayonnement solaire captable

II.6.1. Introduction

Cette partie concerne la description des instruments de mesure du rayonnement solaire, des données sur le rayonnement solaire, qui sont disponibles et le calcul des informations utiles à partir des données acquises par mesurage.

Au cas où les informations météorologiques nécessaires sont chichement disponibles et afin de prédire la performance d'un système solaire dans le cadre d'une réalisation, les anciennes mesures du rayonnement solaire à l'endroit de l'installation ou à un emplacement similaire proche peuvent être utilisées.

Par ailleurs, les données sur le rayonnement solaire sont utilisées sous diverses formes et à de nombreuses fins. Les informations les plus détaillées disponibles, sont les rayonnements solaires directs et diffus sur une surface horizontale, par heure. Ces mesures sont utiles dans les simulations des processus solaires. Aussi, des données quotidiennes sont souvent disponibles et le rayonnement horaire peut être estimé à partir des mesures quotidiennes.

II.6.2. Les appareils de mesure du rayonnement solaire

Les appareils de mesure du rayonnement solaire sont de deux types basiques :

- 1) Le pyréliomètre (ou solarimètre) : est un instrument utilisant un détecteur dans un collimateur pour mesurer le rayonnement solaire provenant du soleil à travers une portion du ciel autour du soleil (c.-à-d. : le rayonnement direct incident à la normale).

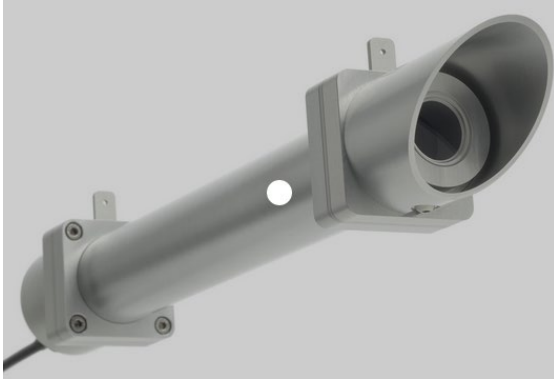


Fig. II-7. Pyréliomètre de recherche [3]

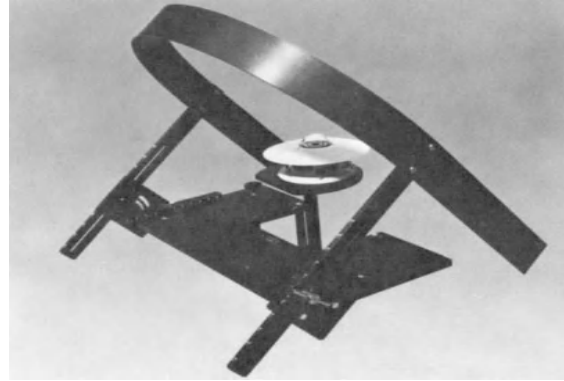


Fig. II-8. Pyranomètre de recherche de marque Eppley®, avec un cerceau d'ombrage [3]

- 2) Le pyranomètre (ou actinomètre): c'est un dispositif qui mesure le rayonnement solaire hémisphérique (direct et diffus) communément sur une surface horizontale. Si un cerceau ou disque d'ombrage est installé, ceci, permet d'occulter le rayonnement direct, cet appareil mesurerait le rayonnement diffus.

II.6.3. Les valeurs du rayonnement solaire et bases de données

Les données en matière de rayonnement solaire sont disponibles sous plusieurs formes, également, les données au sujet des rayonnements sont importantes car utiles lors de leur utilisation et interprétation, qu'il s'agisse de mesures instantanées (irradiances) où des valeurs intégrées sur une période de temps (irradiations) habituellement par heure où journée.

Les mesurages peuvent concerner les rayonnements direct, diffus et total. Les surfaces de captation sont généralement horizontales, quelquefois inclinées à un angle fixe ou normal à au rayonnement direct.

Par ailleurs, pour les rayonnements moyens, ils sont moyennés durant la journée ou le mois.

En ingénierie solaire, deux types de rayonnement solaire sont disponibles, le premier est la moyenne mensuelle quotidienne totale du rayonnement solaire sur un plan horizontal $\bar{H}$ et le deuxième est le rayonnement solaire total horaire sur une surface horizontale I_h

Les données de $\bar{H}$ sont largement disponibles dans les localisations dotées de stations météo ou encore par des mesures effectuées par des satellites couvrant des régions du monde

(ces données sont soumises à des traitements informatiques par des logiciels qui simulent l'indice de clarté résultant de l'occultation des rayons solaires par les nuages.

Des sites internet dédiés payants ou gratuits offrent la possibilité de consulter les valeurs de $\bar{H}$ et I_h pour la majorité des localisations géographiques dans le monde (voir annexe A)

II.7. Estimation des rayonnements solaires incidents (total et diffus)

II.7.1. La distribution des jours clairs et nuageux

L'indice de clarté moyen mensuel $\bar{K}_T$ est le ratio du rayonnement quotidien moyen mensuel sur un plan horizontal au rayonnement journalier moyen mensuel extraterrestre.

$$\bar{K}_T = \frac{\bar{H}}{\bar{H}_0} \quad (\text{II-27})$$

Aussi, nous pouvons définir l'indice de clarté journalier K_T , qui est le rapport du rayonnement solaire d'une journée typique au rayonnement extraterrestre de cette journée, il est exprimé sous la forme suivante :

$$K_T = \frac{H}{H_0} \quad (\text{II-28})$$

Enfin, l'indice de clarté horaire est défini, comme suit :

$$k_T = \frac{I}{I_0} \quad (\text{II-29})$$

II.7.2. Les composantes directe et diffuse du rayonnement total horaire

La décomposition du rayonnement global sur une surface horizontale en ses constituants direct et diffus, représente un intérêt dans deux contextes. Premièrement, les méthodes de calcul du rayonnement solaire sur des surfaces inclinées se basent sur la séparation de ces deux composants pour le calcul à chaque angle. Secundo, l'estimation de la performance à long terme de la plupart des capteurs solaires, doit reposer sur l'estimation du rayonnement direct disponible.

Les présentes méthodes que nous allons développer dans cette thèse, permettent d'évaluer le rayonnement diffus en s'appuyant sur les corrélations développées et en se basant sur les données mesurées disponibles. Donc elles s'appliquent aux capteurs solaires plans plutôt qu'aux concentrateurs solaires.

L'approche habituelle est l'utilisation du rapport I_d/I_t corrélé à l'indice de clarté horaire, la variation de cet indice durant plusieurs heures, présente adéquatement la fraction de la partie diffuse du rayonnement [3].

Orgill & Hollands [10], ont utilisé des données issues des stations météo canadiennes. Par ailleurs, Erbs et al.[11], se sont servis des données de quatre (04) stations américaines et une station australienne. D'un autre côté, Reindl et al. [12], ont utilisé un ensemble de données indépendantes des États-Unis d'Amérique et d'Europe, pour développer trois ensembles de corrélations.

Par ailleurs, la corrélation de Erbs et al.[11], est largement utilisée, pour calculer la composante diffuse horaire du rayonnement solaire, elle s'exprime sous la forme :

$$\frac{I_d}{I} = \begin{cases} 1.0 - 0.09 k_T ; k_T \geq 0.22 \\ 0.9511 - 0.160 k_T \\ +4.388 k_T^2 ; 0.22 \leq k_T \leq 0.8 \\ 0.165 ; k_T \geq 0.8 \end{cases} \quad (\text{II-30})$$

Orgill et Hollands [10], ont, également développé une corrélation similaire pour des usages pratiques, formulée de cette manière :

$$\frac{I_d}{I} = \begin{cases} 1.0 - 0.249 k_T & 0 \leq k_T \leq 0.35 \\ 1.557 - 1.84 k_T & 0.35 \leq k_T \leq 0.75 \\ 0.177 & k_T \geq 0.75 \end{cases} \quad (\text{II-31})$$

Versant dans le même effort, Macagnan et al. [12][13], ont proposé plusieurs relations empiriques, dont une version de ces corrélations en morceaux pour des cieux couverts, partiellement nuageux et clairs, et une, incluant une dépendance de l'élévation du soleil. Une de ces corrélations, est dépendante uniquement de l'indice de clarté, est, ainsi, reproduite ci-après, applicable à la ville de Madrid.

$$\frac{I_d}{I} = \begin{cases} 0.996 - 0.0424 k_T - 0.586 k_T^2 ; k_T < 0.2 \\ 1.11 - 1.203 k_T - 2.52 k_T^2 \\ +0.617 k_T^3 + 1.063 k_T^4 ; 0.2 \leq k_T \leq 0.7 \\ -0.0169 - 0.99 k_T + 1.63 k_T^2 ; k_T > 0.7 \end{cases} \quad (\text{II-32})$$

Cette corrélation permet de réduire significativement la MBE (mean bias error) lors du traitement individuel des heures, mais le RMSE varie entre 34.8% à 36.1% par rapport à ces mêmes heures.

Concernant, la région méditerranéenne, De Miguel et al. [14], ont établi, récemment, une corrélation, destinée à la région nord, elle est validée en utilisant les données combinées

du rayonnement solaire de plusieurs villes du Portugal, de France et d'Espagne, elle s'exprime comme suit :

$$\frac{I_d}{I} = \begin{cases} 0.995 - 0.081 k_T & k_T \leq 0.21 \\ 0.724 - 2.738 k_T - 8.32 k_T^2 & 0.21 \leq k_T \leq 0.76 \\ 0.180 & k_T > 0.76 \end{cases} \quad (\text{II-33})$$

En Algérie, Chikh et al. [15], ont entrepris des travaux de recherche, s'appuyant sur des données expérimentales du rayonnement solaire. Ils ont abouti à l'établissement de corrélations empiriques pour les villes de Bechar, Tamanrasset et Alger, lieux d'implantation des annexes du centre national de développement des énergies renouvelables (CDER). Les limites des indices horaires de clarté, sont adoptées en réponse à des critères de minimisation des erreurs standards des corrélations. Ces relations sont données comme suit :

a) Pour la ville de Béchar

$$\frac{I_d}{I} = \begin{cases} 1 - 0.30 k_T & 0 \leq k_T \leq 0.175 \\ 1.137 - 1.077 k_T & 0.175 \leq k_T \leq 0.87 \\ 0.2043 & k_T \geq 0.87 \end{cases} \quad (\text{II-34})$$

b) Pour la ville de Tamanrasset

$$\frac{I_d}{I} = \begin{cases} 1 - 0.64 k_T & 0 \leq k_T \leq 0.175 \\ 1.052 - 0.935 k_T & 0.175 \leq k_T \leq 0.87 \\ 0.24 & k_T \geq 0.87 \end{cases} \quad (\text{II-35})$$

c) Pour la ville d'Alger

$$\frac{I_d}{I} = \begin{cases} 1 - 0.223 k_T & 0 \leq k_T \leq 0.175 \\ 1.17 - 1.23 k_T & 0.175 \leq k_T \leq 0.87 \\ 0.203 & k_T \geq 0.87 \end{cases} \quad (\text{II-36})$$

II.7.3. Les composantes journalières directe et diffuse du rayonnement solaire

Les études engagées sur les données du rayonnement solaire ont montré que la fraction quotidienne diffuse, H_d/H est une fonction de K_T , indice journalier de clarté. Dans la corrélation originale de Liu et Jordan [16], les données de Blue Hill, Massachusetts, ont été utilisées. A New Delhi, des données, ont été traitées par Choudhury [17] et des données des stations canadiennes ont été analysées par Ruth et Chant [18] et Tuller [19]. De même, pour Highett (Melbourne), Australie, les résultats obtenus par Bannister [20], ont permis d'établir une corrélation, s'appliquant à cette région. Par ailleurs, les travaux de Collares-Pereira et Rabl [21] au niveau de quatre stations météo américaines, ont permis de développer une relation empirique, ces auteurs suggèrent une corrélation, dont, la forme est :

$$\frac{H_d}{H_h} = \begin{cases} 0.99; & K_T \leq 0.17 \\ 1.188 - 2.272 K_T + 9.473 K_T^2 - 21.865 K_T^3 + 14.648 K_T^4; & 0.17 < K_T < 0.75 \\ -0.54 K_T + 0.632; & 0.75 < K_T < 0.8 \\ 0.2; & K_T \geq 0.8 \end{cases} \quad (\text{II-37})$$

Elle est la plus utilisée, dans les articles de recherche traitant de l'énergie solaire et capteurs associés.

Erbs et al. [11], ont mis en exergue, une dépendance saisonnière de K_T , au printemps et en été, le rapport H_d/H_h est pratiquement le même, tandis qu'en hiver, les données montrent une légère baisse de la fraction diffuse pour les valeurs élevées de K_T . Or, les saisons sont caractérisées par l'angle horaire du coucher du soleil ω_{ss} .

L'ensemble de relations d'Erbs et al. [11], explicitant cette dépendance, est exprimé ci-dessous:

$$\begin{aligned} &\text{If, } \omega_{ss} \leq 81.4^\circ \\ &\frac{H_d}{H_h} = \begin{cases} 1.0 - 0.2727 K_T + 2.4495 K_T^2 - 11.9514 K_T^3 + 9.3878 K_T^4; & K_T < 0.715 \\ 0.143; & K_T \geq 0.715 \end{cases} \quad (\text{II-38}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\text{If, } \omega_{ss} > 81.4^\circ \\ &\frac{H_d}{H_h} = \begin{cases} 1.0 + 0.2832 K_T - 2.5557 K_T^2 + 0.8448 K_T^3; & K_T < 0.722 \\ 0.175; & K_T \geq 0.722 \end{cases} \quad (\text{II-39}) \end{aligned}$$

Récemment, De Miguel et al. [14], ont remarqué des désaccords considérables entre des groupes de corrélations notamment pour celles d'Erbs et al. [11] et de Bilbao et al. [22].

Ces différences peuvent être le résultat, des méthodes de lissage des données, de la localisation de la ville ou dues à l'insuffisance de données. A cet effet, De Miguel et al. [14] ont établi une nouvelle corrélation permettant de calculer la fraction du rayonnement quotidien diffus, les données météorologiques de la région nord de la méditerranée de 1973 à 1993, ont été exploitées. Cette corrélation se présente comme suit :

$$\frac{H_d}{H_h} = \begin{cases} 0.952; & K_T \leq 0.13 \\ 0.868 + 1.335 K_T - 5.782 K_T^2 + 3.721 K_T^3; & 0.13 < K_T \leq 0.80 \\ 0.141; & K_T > 0.80 \end{cases} \quad (\text{II-40})$$

Cette corrélation est appelée CLIMED 1, acronyme de (Climatic Synthetic Time Series for the Mediterranean Belt) de 1997 dans le cadre du projet CLIMED.

Additivement, dans le cadre d'estimation du rayonnement diffus quotidien, Macagnan et al. [12][13], ont proposé une relation empirique pour Madrid (Espagne), cette relation a été comparée avec celle de Collares-Pereira and Rabl [21], dont formulation :

$$\frac{H_d}{H_h} = \begin{cases} 0.942 ; K_T < 0.18 \\ 0.974 + 0.326 K_T - 3.896 K_T^2 + 2.661 K_T^3 ; 0.18 \leq K_T \leq 0.79 \\ 0.115 ; K_T > 0.79 \end{cases} \quad (\text{II-41})$$

II.7.4. Les composantes directe et diffuse mensuelles du rayonnement solaire

La fraction du rayonnement diffus quotidien $\overline{H_d}/\overline{H_h}$ moyennée mensuellement, est tracée en fonction de l'indice mensuel moyen de clarté $\overline{K_T} (= \overline{H}/\overline{H_0})$, les données tracées de cette manière, peuvent être obtenues par deux moyens. D'abord les données mensuelles sont obtenues par la sommation respective des données journalières du rayonnement diffus et distinctement de celles du rayonnement total. En second lieu, comme indiqué par Liu and Jordan [16], la courbe généralisée du H_d/H quotidien versus K_t peut être utilisée avec la connaissance de la distribution du bon et du mauvais jour (la distribution cumulative) pour développer des relations moyennes mensuelles.

La relation de Liu et Jordan [16], prédit le rapport du rayonnement moyen diffus mensuel au rayonnement moyen total sur un plan horizontal, par cette équation empirique :

$$\frac{\overline{H_d}}{\overline{H}} = 1.390 - 4.027 \overline{K_T} + 5.531 \overline{K_T}^2 - 3.108 \overline{K_T}^3 \quad (\text{II-42})$$

Par ailleurs, la corrélation de Collares-Pereira et Rabl (C-P&R) [21], se définit sous la forme suivante :

$$\frac{\overline{H_d}}{\overline{H}} = 0.775 + 0.00606 (\omega_{ss} - 90) - [0.505 + 0.00455 (\omega_{ss} - 90)] \cos(115 \overline{K_T} - 103) \quad (\text{II-43})$$

Ces auteurs constatèrent une dépendance saisonnière, que leur relation a mis en exergue, cette liaison se manifeste par la présence de l'angle horaire du coucher du soleil ω_{ss} de la journée moyenne du mois.

II.8. Estimation du rayonnement solaire horaire à partir du rayonnement solaire journalier

Le dimensionnement et calcul des performances d'un système solaire requiert l'estimation du rayonnement solaire heure par heure (ou pour des périodes de courte durée).

Pour ce faire, il sera nécessaire de commencer avec des données quotidiennes et évaluer les valeurs horaires à partir des nombres quotidiens (journées), à l'instar de l'estimation de la partie diffuse du rayonnement total, ce processus n'est pas exact.

L'exemple patent est le passage sporadique de nuages lourds, un passage continu de nuages légers ou ciel couvert durant une partie de la journée par des nuages chargés. Dans ces

conditions climatiques, il n'y a pas moyen de déterminer le rayonnement horaire en ces moments en se basant sur le rayonnement global journalier.

Les méthodes présentées ici, s'appliquent bien pour des cieux clairs et produisent des estimations conservatives pour les performances des systèmes solaires à long-terme.

On définit, alors, le ratio du rayonnement horaire total au rayonnement total quotidien :

$$r_t = \frac{I_t}{H_t} \quad (\text{II-44})$$

Beaucoup de travaux, ont été entrepris afin de montrer la dépendance de ce paramètre à la longueur de la journée et à l'angle horaire du coucher du soleil.

Le rapport de l'irradiance diffuse horaire à l'irradiance diffuse quotidienne moyenne à long terme sur une surface horizontale, r_d , est donné par l'équation suivante de Liu & Jordan [16].

$$r_d = \frac{I_d}{H_d} = \frac{\pi}{24} \frac{\cos \omega - \cos \omega_{ss}}{\sin \omega_{ss} - \frac{\pi}{180} \omega_{ss} \sin \omega_{ss}} \quad (\text{II-45})$$

Elle est représentée sur la figure (II-9), avec les données expérimentales de Liu et Jordan [16].

En effet, Liu et Jordan [16], ont adapté un abaque permettant de sélectionner ce ratio, d'un autre côté Benseman et Cook [24], ont affirmé que l'abaque de Liu et Jordan, représente d'une manière satisfaisante la Nouvelle-Zélande, selon leur étude.

Dans le même sillage, Iqbal, [25] a utilisé des données du rayonnement solaire du Canada pour valider et étayer ces corrélations.

Abondant dans le même sens, Collares-Pereira and Rabl [21], ont mis au point une corrélation permettant de calculer le rapport du rayonnement horaire au rayonnement total journalier en fonction de la longueur de la journée et de l'heure concernée, cette relation s'écrit comme suit :

$$r_t = \frac{\pi}{24} (a + b \cos \omega) \frac{\cos \omega - \cos \omega_{ss}}{\sin \omega_{ss} - \frac{\pi}{180} \omega_{ss} \sin \omega_{ss}} = r_d (a + b \cos \omega) \quad (\text{II-46})$$

Les coefficients a et b sont donnés par :

$$a = 0.409 + 0.5016 \sin(\omega - 60) \quad (\text{II-47})$$

$$b = 0.6609 + 0.4767 \sin(\omega - 60) \quad (\text{II-48})$$

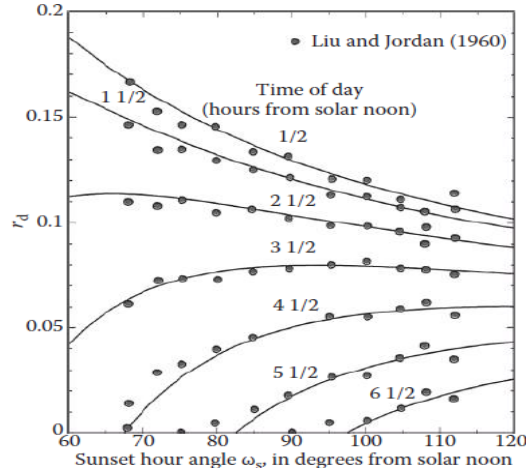


Fig. II-9. Le rapport de l'intensité horaire du rayonnement solaire au rayonnement journalier moyenné mensuellement (corrélé par Liu and Jordan, Goswami [3])

II.9. Traitement du rayonnement diffus dans les modèles de prédiction

Le principal problème rencontré dans cette situation, est le calcul du rayonnement solaire incident sur les capteurs inclinés, notamment, quand on connaît seulement le rayonnement global sur une surface horizontale. Pour parfaire ceci, nous avons besoin des directions d'orientation par lesquelles les composantes directes et diffuses du rayonnement solaire, sont reçues.

La direction de captation du rayonnement diffus, c.-à-d. sa répartition sur la voûte céleste, dépend des conditions de nébulosité et de clarté atmosphérique, qui sont très variables.

Certaines données sont disponibles, comme, ceux de Kondratyev [26] et Coulson [27]. La première composante du rayonnement solaire est une partie isotropique, uniformément reçue de toute la voûte céleste, la seconde est la composante circumsolaire diffuse, résultant de la diffusion dans le sens du rayonnement solaire et concentrée dans une partie du ciel autour du soleil et la troisième, appelée éclaircissement de l'horizon, est concentrée près de l'horizon et plus prononcée si le ciel est clair (selon l'interprétation anisotropique). **La figure II-10,** montre, schématiquement les trois parties du rayonnement diffus.

Les modèles de prédiction du rayonnement du ciel, dans le contexte utilisé ici, sont des représentations mathématiques du rayonnement diffus. Lorsque les rayonnements direct et

réfléchi sont additionnés, ils permettent de calculer le rayonnement total sur une surface inclinée à partir de mesures sur le plan horizontal. Beaucoup de modèles de rayonnement céleste, ont été développés. Une revue de certains d'entre eux, a été effectuée par Hay & McKay [28] avec une évaluation statistique (MBE et RMSE). Une investigation sur la précision de leurs prédictions par rapport à une inclinaison des surfaces à 40° , a été examinée par Gueymard [31].

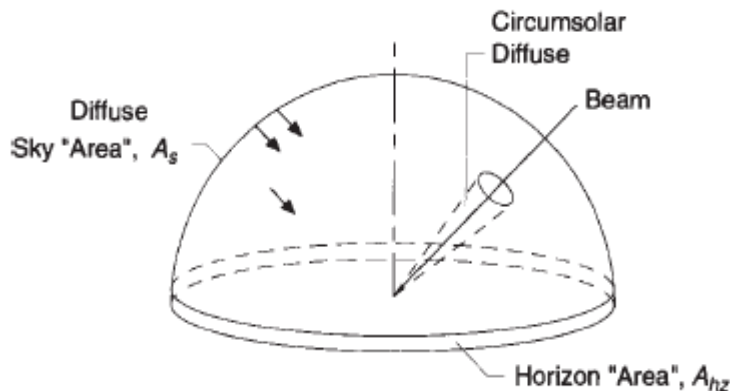


Fig. II-10. Les trois composantes du rayonnement diffus
adapté par Perez et al. [30], d'après Duffie et al. [5]

Dans des conditions idéales de ciel clair et l'utilisation de données de rayonnement direct et diffus, les modèles de Gueymard [29] et de Perez et al.[36], fournissent des estimations de l'irradiance globale sur un plan incliné avec les plus faibles erreurs biaisées moyennes (MBE), par rapport à l'irradiance globale mesurée sur des latitudes entre 40°S , 90°S . Dans toutes les conditions de ciel (clair et nuageux) et dans des conditions toujours idéales, les performances de tous les modèles se dégradent un peu.

II.10. Les Modèles de prédiction du rayonnement solaire et estimation de l'irradiance sur une surface inclinée

II.10.1. Introduction sur les modèles de prévision

Dans la littérature Maleki et al. [32], ont, d'une part, revisité les modèles, les plus connus, d'estimation horaire et quotidienne du rayonnement solaire sur les surfaces inclinées et d'autre part, ont examiné en détail les corrélations permettant d'évaluer le rayonnement diffus, afférent à ces modèles.

Les précurseurs dans ce domaine selon Maleki et al. [32], ont entamé leurs recherches et travaux sur les modèles isotropes, les résultats de ces derniers se sont vus confrontés aux mesures effectuées par pyranomètres et pyréliomètres. En effet des écarts significatifs, ont été

constatés, notamment lors de changements des conditions météorologiques (ciels nuageux ou partiellement couverts) et des angles de pente et d'orientation des capteurs solaires.

Parmi les modèles isotropes permettant d'estimer le rayonnement diffus sur des surfaces inclinées, trois modèles s'avèrent les plus précis, à savoir les modèles de Liu-Jordan [16], de Koronakis [33] et de Badescu [34]. Tandis que parmi, les modèles anisotropes, ceux de Perez [35], de Temps-Coulson [37], de Klucher [38] et de Bugler [39], sont supposés, les plus précis, d'après Maleki et al. [32], mais, cet auteur ne mentionne pas la localisation propice d'applicabilité de ces modèles.

Les différences entre les modèles isotropes et anisotropes, résident dans la manière dont ils traitent les trois parties du rayonnement diffus.

II.10.2. Les modèles de ciel isotrope :

De par les travaux de recherche, de nombreux modèles isotropes donnent le rayonnement solaire sur un plan horizontal et sur une surface inclinée, Le premier est le modèle de ciel isotrope, développé à l'origine par Hottel et Woertz [40], modifié et affiné par Liu et Jordan [41].

Ces modèles se rapprochent de la condition d'un ciel couvert et présument que l'intensité du rayonnement diffus du ciel est uniforme sur le dôme céleste, en effet, ils restent les plus simples à utiliser.

Selon ces modèles, le rayonnement solaire est supposé ne comportant qu'une seule composante diffuse isotrope et uniforme, incluant le rayonnement direct et le rayonnement réfléchi du sol vers le capteur solaire.

II.10.2.1. Le modèle Whillier /Liu and Jordan (WLJ).

Dans ce modèle, on suppose que le rayonnement global suit la même distribution horaire comme s'il n'y avait pas d'atmosphère. Pour une période horaire évaluée au milieu de l'intervalle horaire. Selon la procédure de calcul, le rapport du rayonnement quotidien au rayonnement extraterrestre moyen peut être obtenu par la relation (II-27), voir la dérivation de cette relation dans Whillier [42] et Iqbal [6]. Aussi, l'équation (II-45) permet de calculer l'irradiance diffuse horaire en fonction du rayonnement moyen journalier, Klein [43] et Klein et Duffie [44], donc, composante diffuse horaire se calcule par :

$$I_d = r_d H_d \quad (II-49)$$

Il en résulte que le rayonnement global horizontal, se présente comme la somme de la composante directe I_b , de la composante diffuse I_d .

D'où :

$$I_h = I_b + I_d = I_b + r_d H_d \quad (\text{II-50})$$

D'un autre côté, le rayonnement direct instantané par unité d'aire sur une surface inclinée $I_{b,T}$ est défini par cette équation :

$$I_{b,T} = I_{b,N} \cos i = I_b \cos i / \cos \alpha = I_b R_b \quad (\text{II-51})$$

En outre, le rayonnement diffus sur une surface, est obtenu en multipliant le rayonnement diffus du ciel sur une surface horizontale par un facteur de forme $(1 + \cos \beta)/2$ entre la surface et le ciel :

$$I_{d,T} = I_d (1 + \cos \beta)/2 = I_d \cos^2(\beta/2) \quad (\text{II-52})$$

La composante réfléchie du rayonnement solaire par la sol, interceptée par le capteur solaire en position horizontale peut être calculée à partir du rayonnement total sur une surface horizontale et de la réflectance du sol ρ_g :

$$I_r = I_h \rho_g \quad (\text{II-53})$$

Donc, la partie I_r interceptée par le capteur solaire en position inclinée est déterminée en multipliant I_r par un facteur de forme de la surface et du sol :

$$I_{r,T} = I_h \rho_g (1 - \cos \beta)/2 = \rho_g (I_{b,N} \cos i + I_d) \sin^2(\beta/2) \quad (\text{II-54})$$

Pour un sol ordinaire ou herbe $\rho = 0.2$, approximativement et dans le cas d'un sol couvert de neige $\rho_g = 0.8$, selon Duffie et Beckman [3].

Il en résulte que le rayonnement global sur un plan incliné, se présente comme la somme de la composante directe $I_{b,T}$, de la composante diffuse $I_{d,T}$ et de la partie réfléchie par le sol $I_{r,T}$.

On écrit, alors :

$$I_T = R_b I_b + r_d H_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + \rho_g (I_b + I_d) \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (\text{II-55})$$

Sur un plan horizontal $\beta = 0$; on obtient à l'équation (II-50).

II.10.2.2. Le modèle de Collares-Pereira and Rabl

Les nouvelles corrélations établies (équation II-46/47/48) par [21], indiquent que la composante diffuse est significativement plus grande que celle prédite par les formules originales de Liu et Jordan [41]. Les paramètres (II-47/48) de ces expressions analytiques, sont obtenus par un lissage des données par la méthode des moindres carrés.

Les formules résultantes fournissent une description complète de l'irradiation solaire moyenne à long terme incidente sur des surfaces d'orientation arbitraire, la seule entrée météorologique est le rayonnement global quotidien moyen à long terme sur la surface horizontale. La comparaison entre le modèle et les données montre une précision supérieure à 3 % pour l'irradiation moyenne à long terme.

L'erreur moyenne qui en résulte reste pratiquement inchangée (de 0,005 pour toutes les données à 0,014), mais l'écart type est considérablement réduit (de 0,09 à 0,03). Par conséquent, les fluctuations sont principalement dues au rapport H_d/H_h , et non dues à r_d dans la formule de r_t .

Par conséquent, le rayonnement global, est calculé par la relation (II-55)

II.10.2.3. Le modèle de Collares-Pereira et Rabl modifié par Gueymard (CPRG)

Dans le but d'améliorer la précision du modèle de CPR, Gueymard [45], modifia la corrélation précédente, qui donnait le quotient du rayonnement instantané au rayonnement journalier moyen, il en résulta la division de ce dernier par un coefficient f_c .

Le modèle Gueymard [45], consiste en une légère modification de r_t pour assurer la cohérence par re-normalisation, le modèle devient CPRG (Collarès-Pereira Rabl as modified by Gueymard).

$$r_{CPRG} = \frac{I_h}{H_h} \quad (II-56)$$

$$k = \left\{ 2 \left(\sin \omega_{ss} - \frac{\pi}{180} \omega_{ss} \cos \omega_{ss} \right) \right\}^{-1} \quad (II-57)$$

$$f_c = a + kb \left(\frac{\pi}{180} \omega_{ss} - 0.5 \sin 2 \omega_{ss} \right) \quad (II-58)$$

$$r_t = (a + b \cos \omega) r_d / f_c \quad (II-59)$$

Parmi les modèles isotropes existants, le CPRG est le plus performant, suivi de près par le CPR. La petite amélioration de modélisation introduite dans CPRG [45], par ajout d'un coefficient de correction, entraîne une amélioration modeste des performances sur la plupart des sites, mais l'amélioration est particulièrement significative sur les sites à latitude élevée.

II.10.3. Modèles anisotropes de prédiction

II.10.3.1. Introduction

Les modèles isotropes sont faciles à comprendre et à manipuler, car, ils facilitent le calcul du rayonnement sur les surfaces inclinées (équation II-55). Par ailleurs, ils sont aussi conservateurs (c'est-à-dire qu'ils ont tendance à sous-estimer I_T). Cependant, des modèles améliorés ont été développés, prenant en compte les composantes circumsolaires d'ensoleillement diffus et/ou d'éclaircissement de l'horizon sur une surface inclinée et sont représentées schématiquement sur la figure (II-11)

Vraisemblablement, le rayonnement diffus n'est pas uniformément réparti sur le dôme de la voûte céleste. Lors de comparaison entre les prévisions de ce modèle et les mesures in-situ, des écarts ont été établis. C'est alors qu'un certain nombre de modèles ont été développés par plusieurs chercheurs pour essayer de mieux prédire le rayonnement solaire. Six (06) de ces modèles sont résumés dans ce chapitre à savoir : le modèle de Klucher [38], le modèle de Hay-Davies [46], le modèle de Reindl [47], le modèle HDKR (Hay-Davies, Klucher and Reindl) [47], le modèle de Gueymard [29] et le modèle de Perez [36]. En effet le modèle de Reindl donne de très bons résultats dans la région méditerranéenne Kalogirou [9].

En effet le modèle de Hay et Davies [46], estiment que la fraction diffuse, est circumsolaire, en considérant qu'elle provient de la même direction que le rayonnement direct et ne traitent pas l'ensoleillement diffus de l'horizon. Par ailleurs Reindl et al. [47], ajoutèrent un terme d'éclaircissement de l'horizon au modèle de Hay et Davies [46], tel qu'il a été proposé par Klucher [38], donnant ainsi, un modèle que l'on appelle le modèle HDKR.

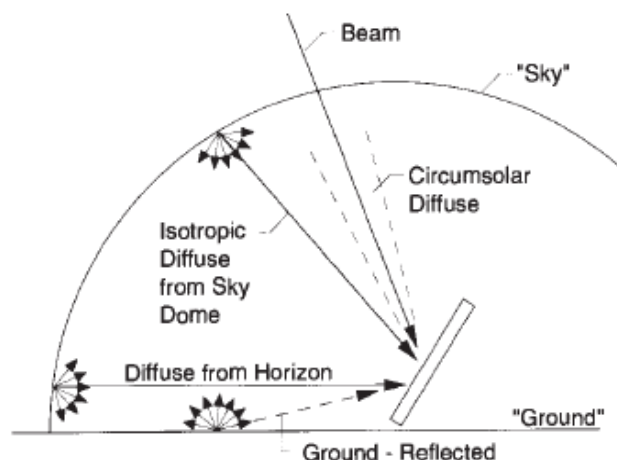


Fig. II-11. Rayonnements direct, diffus (les trois composantes) et réfléchi par le sol sur une surface inclinée [3]

Dans le même volet, Perez et al. [30], Reindl et al. [47] et Perez et al. [48], traitèrent de manière assez détaillée conjointement, les éclaircissements diffus de l'horizon et circumsolaire par une série de modèles.

Chronologiquement, on cite les modèles suivants:

II.10.3.2. Le modèle de Klucher

Ce modèle anisotrope a été formulé pour toutes les conditions du ciel, ce travail a fourni un excellent accord entre l'irradiation mesurée et celle prédite tout au long d'une période de 6 mois (Janvier à Juin 1977).

Klucher [38] constata que le modèle Liu-Jordan, a bien fonctionné par temps couvert et que le modèle Temps-Coulson [37] a délivré de bonnes prédictions par temps clair.

Pour allier les deux, Klucher [38], a introduit une nouvelle fonction F pour moduler les facteurs de Temps-Coulson, lorsque le ciel variait de clair à couvert. Il en découle que l'irradiance globale de ce modèle anisotrope « tout ciel » prend, donc la forme suivante:

$$I_t = \frac{(I_h - I_d)}{\sin \alpha} \cos \theta + I_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \left(1 + F \left(\sin \frac{\beta}{2} \right)^3 \right) (1 + F (\cos \theta)^2 (\sin(90 - \alpha))^3) \quad (\text{II-60})$$

$$F = 1 - \left(\frac{I_d}{I_h} \right)^2 \quad (\text{II-61})$$

F : étant la fonction de modulation du facteur de Temps et Coulson, introduite par Klucher

$1 + \left(\sin \frac{\beta}{2} \right)^3$: étant le facteur de correction introduit par Temps et Coulson

II.10.3.3. Le modèle de Hay et Davies

Le modèle de Hay et Davies [46] est basé sur l'hypothèse que toute la composante diffuse peut être représentée par deux parties, l'isotrope et la circumsolaire. Alors, le rayonnement diffus sur un capteur incliné, s'écrit comme suit :

$$I_{d,T} = I_{T,d,iso} + I_{T,d,cs} \quad (\text{II-62})$$

Où :

$$I_{d,T} = I_d \left[(1 - A_i) \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + A_i R_b \right] \quad (\text{II-63})$$

A_i : est l'index d'anisotropie qui est une fonction de la transmittance de l'atmosphère pour le rayonnement direct, défini par :

$$A_i = \frac{I_{bn}}{I_{on}} = \frac{I_b}{I_0} \quad (\text{II-64})$$

L'index anisotrope détermine la portion du rayonnement diffus horizontal qui est traitée comme dispersée en aval et considérée ayant le même angle d'incidence que le rayonnement direct. Le bilan de la composante diffus est supposé être isotrope. Dans des conditions de ciel clair, A_i sera élevé et la majeure partie de la composante diffuse sera supposée, dispersée en aval. Lorsqu'il n'y a pas de rayonnement direct, A_i sera nul, la partie diffuse calculée est totalement isotrope et le modèle devient le même que celui de l'équation (II-52). Donc, l'expression du modèle après ajout des composantes directe et de réflexion, devient :

$$I_T = (I_b + I_d A_i) R_b + (1 - A_i) \left(\frac{1+\cos\beta}{2} \right) I_d + \rho_G I \left(\frac{1-\cos\beta}{2} \right) \quad (\text{II-65})$$

La méthode Hay et Davies pour calculer I_T n'est pas beaucoup plus complexe que le modèle isotrope et conduit à des estimations légèrement plus élevées du rayonnement sur la surface inclinée. Reindl [47] et d'autres auteurs [28], [32], Danandeh et Mousavi [49], Hay [50] et Hay & Mc Kay [51], indiquent que les résultats obtenus avec ce modèle apportent des améliorations par rapport au modèle isotrope mais ne prennent pas en considération l'éclairement à l'horizon durant les jours clairs.

II.10.3.4. Le modèle de Perez

Le modèle de Perez [35] est parmi ceux utilisés, actuellement pour estimer l'irradiance à pas de temps court (horaire ou inférieur) sur des plans inclinés à partir de l'irradiance globale et directe (ou diffuse) horizontale. Il a été démontré qu'il fonctionne avec plus de précision par rapport à d'autres modèles dans un grand nombre d'emplacements dans le monde, d'après Maleki et al. [32] et Dandaneh et Mousavi [49].

Les hypothèses clés définissant le modèle, restent fondamentalement inchangées. Celles-ci, incluent une description du dôme céleste présentant une zone circumsolaire et une zone d'horizon superposées sur un fond isotrope. Un paramétrage des conditions de rayonnement (basé sur les données disponibles pour modèle), déterminant la valeur de l'irradiance (W/m^2) provenant de ces deux zones, est effectué.

Ce modèle repose sur une analyse plus détaillée des trois composantes diffuses. La résultante de ces trois composantes diffuses sur la surface inclinée, est donnée par :

$$I_{d,T} = I_d \left[(1 - F_1) \left(\frac{1+\cos\beta}{2} \right) + F_1 \frac{a}{b} + F_2 \sin\beta \right] \quad (\text{II-66})$$

Où F_1 and F_2 sont les coefficients d'éclairement circumsolaire et d'horizon.

Les termes « a » et « b » prennent en compte les angles d'incidence du cône de rayonnement circumsolaire et sont donnés par :

$$a = \max (0, \cos(i)) ; b = \max (\cos 85, \cos(\theta_z)) \quad (\text{II-67})$$

Les facteurs de luminosité F_1 et F_2 , sont fonction de trois paramètres, décrivant les conditions du ciel, à savoir l'angle zénithal θ_z , l'indice de clarté ε et l'éclairement Δ .

$$F_1 = \max \left[0, \left(f_{11} + f_{22} \Delta + \frac{\pi \theta_z}{180} f_{13} \right) \right] ; F_2 = f_{21} + f_{22} \Delta + \frac{\pi \theta_z}{180} f_{23} \quad (\text{II-68})$$

La valeur de l'index de clarté, exprimée par la relation ci-après, permet de sélectionner les coefficients de Perez de f_{11} à f_{23} du tableau ci-dessous.

$$\varepsilon = \left(\left(\frac{I_d + I_{b,N}}{I_d} \right) + 5.535 \times 10^{-6} \theta_z^3 \right) / \left(1 + 5.535 \times 10^{-6} \theta_z^3 \right) \quad (\text{II-69})$$

Intervalle de ε	f_{11}	f_{12}	f_{13}	f_{21}	f_{22}	f_{23}
1.000-1.065	-0.008	0.588	-0.062	-0.060	0.072	-0.022
1.065-1.230	0.130	0.683	-0.151	-0.019	0.066	-0.029
1.230-1.500	0.330	0.487	-0.221	0.055	-0.064	-0.026
1.500-1.950	0.568	0.187	-0.295	0.109	-0.152	0.014
1.950-2.800	0.873	-0.392	-0.362	0.226	-0.462	0.001
2.800-4.500	1.132	-1.237	-0.412	0.288	-0.823	0.056
4.500-6.200	1.060	-1.600	-0.359	0.264	-1.127	0.131
6.200- ∞	0.678	-0.327	-0.250	0.156	-1.377	0.251

Tableau II-2. Les coefficients de l'irradiance du modèle de ciel anisotrope de Perez [36]

$$\text{Où : } I_{b,N} = I_{b,h} / \cos \theta_z \quad (\text{II-70})$$

Avec le coefficient d'éclairement de Perez, défini par :

$$\Delta = m_{air} \frac{I_d}{I_{0N}}, m_{air} = \frac{1}{\cos \theta_z} \text{ et } I_{0N} = G_{sc} R \quad (\text{II-71})$$

Cet ensemble d'équations de II-66 à II-71 permet le calcul des trois composantes diffuses sur la surface inclinée. Il reste à ajouter les contributions du rayonnement direct et du rayonnement réfléchi par le sol. Donc, le rayonnement global sur la surface inclinée comprend cinq termes à savoir les rayonnements direct, diffus isotrope, le circumsolaire diffus, le diffus à l'horizon et le terme réfléchi par le sol, il en découle que le rayonnement global sur plan incliné se calcule par :

$$I_T = R_b I_{b,h} + I_d (1 - F_1) \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + I_d F_1 \frac{a}{b} + I_d F_2 \sin \beta + I_h \rho_G \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (\text{II-72})$$

Ou d'une manière concise :

$$I_T = R_b I_{b,h} + I_{d,T} + I_h \rho \left(\frac{1-\cos\beta}{2} \right) \quad (\text{II-73})$$

Avec :

$$I_{d,T} = I_d(1 - F_1) \left(\frac{1+\cos\beta}{2} \right) + I_d F_1 \frac{a}{b} + I_d F_2 \sin\beta \quad (\text{II-74})$$

II.10.3.5. Le modèle HDKR

Reindl et al. [47], ont modifié le modèle de Hay-et-Davies par l'ajout d'un terme comme celui de Klucher, par conséquent, le rayonnement diffus sur une surface inclinée se calcule selon [5] et [47], par :

$$I_{d,T} = I_d \left[(1 - A_i) \left(\frac{1+\cos\beta}{2} \right) \left(1 + f \left(\sin\frac{\beta}{2} \right)^3 \right) + A_i R_b \right] \quad (\text{II-75})$$

Avec : $f = \sqrt{\frac{I_d}{I}}$ (coefficient introduit par Reindl)

Le premier terme entre parenthèses représente le rayonnement diffus isotrope corrigé, incluant le rayonnement diffus éclaircissant à l'horizon. Le deuxième terme représente la contribution du rayonnement diffus circumsolaire. Sous un ciel nuageux, le facteur modulant et l'indice d'anisotropie passent à zéro et le modèle devient un modèle isotrope. Sous un ciel partiellement nuageux, la fonction de modulation et l'indice d'anisotropie ne sont pas nuls.

Diverses fonctions de modulation f ont été appliquées au facteur de correction d'éclaircissement de l'horizon. Le facteur : $f = \sqrt{I_d/I}$, a été déterminé comme étant la meilleure fonction pour moduler le terme de correction diffuse d'éclaircissement de l'horizon (le facteur de correction de Klucher, F , avait des performances similaires).

Lorsque les termes du rayonnement direct et du rayonnement réfléchi par le sol sont ajoutés, le modèle HDKR (modèle Hay, Davies, Klucher, Reindl) [47], en résulte. Le rayonnement total sur la surface inclinée s'écrit, alors :

$$I_T = (I_b + I_d A_i) R_b + I_d(1 - A_i) \left(\frac{1+\cos\beta}{2} \right) \left(1 + f \left(\sin\frac{\beta}{2} \right)^3 \right) + \rho_G I \left(\frac{1-\cos\beta}{2} \right) \quad (\text{II-76})$$

Reindl et al. [47], ont comparé les résultats de prédiction de 04 modèles avec leur modèle, il s'agit du modèle isotropique, du modèle de Hay and Davies et deux modèles de Perez.

Ils en conclurent que, globalement, le modèle de ciel (prédiction) isotrope a montré les moins bonnes performances et n'est pas recommandé pour estimer le rayonnement horaire sur une surface inclinée. Quant aux modèles anisotropes, ils délivrent des performances comparables. Par contre, il n'y a pas eu de dégradations significatives des performances du

modèle de Perez [30], lorsque le rayonnement diffus est estimé à partir d'une corrélation de fraction diffuse sur une surface inclinée, Reindl et al. [12]. Ce constat est obtenu grâce aux mesures radiométriques.

II.10.3.6. Le modèle de Gueymard

Gueymard [29], a passé en revue trois approches différentes : les modèles d'intégration journaliers, les modèles mathématiques et le modèle absolu horaire nouvellement proposé. Un vaste ensemble de données, englobant les irradiances horaires moyennes mensuelles mesurées à partir d'un éventail large de conditions géographiques et climatiques (latitudes 82.508° N à 67.608° S), est utilisé pour dériver deux nouveaux modèles, à savoir le modèle absolu horaire (HA) et un modèle d'intégration quotidienne (DI). Les prédictions de ces deux nouveaux modèles, ainsi que des trois modèles d'intégration quotidienne existants, sont comparées aux données mesurées de 135 sites pour évaluer les performances des modèles sur chaque site, ainsi que leur classement. On constate que:

Les relations permettant de calculer l'irradiance sur un lieu donné sont basées sur les valeurs des rayonnements quotidiens moyennés mensuellement.

En tenant compte de l'effet d'extinction atmosphérique, Gueymard [29], a introduit deux coefficients a_1 et a_2 , s'écrivant respectivement comme suit :

$$a_1 = 0.41341 K_t + 0.61197 K_t^2 - 0.01886 K_t S_0 + 0.00759 S_0 \quad (\text{II-77})$$

$$a_2 = \text{Max} \left[\begin{array}{c} 0.054, \\ 0.28116 + 2.2475 K_t - 1.76118 K_t^2 - 1.84535 \sin h_0 + 1.6811 \sin^3 h_0 \end{array} \right] \quad (\text{II-78})$$

Avec :

$$\sin h_0 = q \frac{A(\omega_{sr})}{\omega_{sr}} \quad (\text{II-79})$$

$$S_0 = \frac{2}{15} \omega_{ss} \quad (\text{II-80})$$

h_0 : est l'élévation solaire moyenne quotidienne en dehors de l'atmosphère introduit par Gueymard [29].

S_0 : est la durée de la journée en heures

Une formulation abrégée, est énoncée par ce chercheur, qui calcule l'angle d'altitude solaire fonction d'un coefficient « q »

$$q = \cos L \cos \delta_s \quad (\text{II-81})$$

$$\sin \alpha = q (\cos \omega - \cos \omega_{sr}) \quad (\text{II-82})$$

Par ailleurs, des coefficients de Gueymard sont définis, comme suit :

$$A(\omega_{sr}) = \sin \omega_{sr} - \frac{\pi \omega_{sr}}{180} \cos \omega_{sr} \quad (\text{II-83})$$

$$B(\omega_{sr}) = \omega_{sr} (0.5 + \cos^2 \omega_{sr}) - 0.75 \sin 2 \omega_{sr} \quad (\text{II-84})$$

Il s'ensuit que le rapport du rayonnement horaire au rayonnement journalier est donné, d'après Gueymard [29] par :

$$r_t = r_d \left[1 + \frac{\pi}{24} q (a_1/a_2) A(\omega_{sr}) r_d \right] / [1 + q (a_1/a_2) B(\omega_{sr})/A(\omega_{sr})] \quad (\text{II-85})$$

Avec r_d tel que défini par l'équation (II-45):

Le modèle HA abréviation de (Hourly Absolute), présenté par Gueymard [29], a, également été investigué et dont les résultats ont été comparés avec ceux de Lui and Jordan [16], CPR et CPRG [45].

L'irradiance solaire sur un plan horizontal, est formulée par la relation suivante :

$$I_h = R G_{sc} (a_1 \sin \alpha + a_2 \sin^2 \alpha) \quad (\text{II-86})$$

Les modèles proposés (Daily Integration : DI et Hourly Absolute : HA) fonctionnent nettement mieux que ceux existants, appliqués aux sites de latitudes plus élevées. En effet, une différence moyenne de RMS de 5,42 %, une différence médiane de RMS d'environ 4 % et une erreur de biais moyenne de 0,09 % pour la totalité des 135 sites, ont été mises en exergue et dont les données météorologiques, ont été traitées et comparées aux prévisions des deux modèles (CPR et CPRG) [29].

II.11. La pertinence et la précision des modèles de prévision du rayonnement solaire

La question lancinante qui se pose, est : comment savoir lequel des modèles de prédiction du rayonnement total sur la surface inclinée, est le mieux approprié ?

Les modèles isotropes sont les plus simples et ont été largement utilisés, car donnant les estimations les plus conservatrices du rayonnement sur une surface inclinée. Le modèle HDKR est presque aussi simple à utiliser que le modèle isotrope et produit des résultats plus proches des valeurs mesurées. Pour les surfaces inclinées vers l'équateur, le modèle HDKR est suggéré.

Le modèle de Perez est plus complexe à manipuler, en plus, il prédit généralement un rayonnement total légèrement supérieur sur une surface inclinée, c'est donc le moins conservateur des trois méthodes. Il concorde le mieux par une petite marge avec les mesures.

En outre dans l'hémisphère nord ou à 180° dans l'hémisphère sud, le modèle de Perez est suggéré.

Par ailleurs, pour prédire le rayonnement utilisable lorsque les niveaux de rayonnement critiques sont importants, la méthode HDKR donne des résultats légèrement meilleurs que le modèle isotrope ou le modèle Perez.

En outre, le modèle isotrope de Liu et Jordan a été utilisé pour déterminer les angles optimaux en Algérie pour les villes **d'Alger, de Ghardaïa et d'Ouargla** [49]

En ce qui concerne le plan horizontal, l'exploitation des données météorologiques indique que modèle d'intégration quotidienne de Gueymard [29], est le plus précis par rapport aux autres modèles.

En résumé, parmi les modèles analysés dans la littérature et malgré l'absence d'un modèle universel, les modèles de Gueymard et Perez et HDKR sont choisis par la plupart des études comme étant des modèles les plus performants, Muneer [52]. Ils sont particulièrement efficaces aux basses latitudes selon Gueymard [29], Reindl [47] et Chinchilla et al.[53], car, leur efficacité s'étend également aux endroits nuageux et en temps couvert.

II.12. Détermination optimale des angles d'inclinaison et d'orientation azimutale des capteurs solaires

II.12.1. Introduction

L'angle d'inclinaison d'un système d'énergie solaire est l'un des paramètres importants pour capturer le maximum d'énergie du rayonnement solaire incident sur les panneaux solaires.

Cet angle est spécifique car dépendant de la trajectoire quotidienne, mensuelle et annuelle du soleil, en effet, la détermination précise de l'angle d'inclinaison optimal, pour un emplacement choisi, est essentielle pour une production d'énergie maximale par le système.

Un certain nombre de méthodes ont été utilisées pour déterminer l'angle d'inclinaison à différents endroits dans le monde. En gardant à l'esprit la pertinence de l'angle d'inclinaison optimal dans la production d'énergie et la réduction du coût des systèmes d'énergie solaire, la présente étude a été entreprise. Les méthodes pour déterminer l'inclinaison optimale des capteurs solaires à l'aide de différentes techniques d'optimisation, sont revues, En outre, pour un gain d'énergie maximal, l'angle d'inclinaison optimal des systèmes solaires doit être déterminé avec précision pour chaque emplacement.

Notre travail a consisté à apporter une nouvelle approche pour déterminer les angles de pente et d'orientation azimutale d'un capteur solaire plan, technique appliquée à la ville d'Annaba (Algérie).

II.12.2. Détermination optimale de l'angle d'inclinaison

La détermination optimale de l'angle d'inclinaison d'un panneau solaire est fondamentale pour son fonctionnement efficace, car un positionnement incorrect entraîne une perte d'énergie solaire potentielle. Les calculs d'angles d'inclinaison optimale sont basés sur la maximalisation du rayonnement solaire tombant sur une surface inclinée à l'aide de différentes techniques ou méthodes d'optimisation.

Il vient que, le rayonnement solaire total quotidien sur une surface inclinée peut, ainsi, s'exprimer, d'après Klein et Theilacker [54], comme :

$$H_T = (H_G - H_d) \overline{R_b} + H_t \rho \frac{1 - \cos \beta}{2} + R_d H_d \quad (\text{II-87})$$

Par conséquent, le rayonnement solaire total tombant sur une surface inclinée est calculé en faisant varier l'angle d'inclinaison (β) de 0° à 90° . L'angle optimum d'inclinaison est choisi de manière à ce que le rayonnement solaire sur la surface inclinée H_T soit maximal, Yadav et al. [55].

II.12.3. Relations entre l'angle d'inclinaison optimal et la latitude d'un lieu

Un certain nombre d'auteurs ont déterminé des relations angle optimal– latitude (L), qui sont généralement utilisées pour déterminer les angles d'inclinaison optimaux annuels. Ces formules simples sont utilisées comme règles d'orientation par les installateurs de systèmes d'énergie solaire à n'importe quel emplacement (tableau II-2), car, elles donnent des valeurs simples et approximatives de l'angle d'inclinaison.

Références	Angle optimal recommandé	Remarques
Duffie et Beckman [5]	$(L + 15^\circ) \pm 15^\circ$	Ces méthodes conviennent au calcul des angles d'inclinaison approximatifs pour différentes latitudes. Le signe moins est utilisé pour la saison estivale et le signe positif pour la saison hivernale.
Heywood [56]	$L - 15^\circ$	
Lunde [57]	$L \pm 15^\circ$	
Chinnery [58]	$L + 15^\circ$	
Löf et Tybout [59]	$L + (10^\circ \rightarrow 30^\circ)$	
Garg [60]	$L + 15, \emptyset - 15, \quad 0.9L$	
Hottel [61]	$L + 20^\circ$	
Kern et Harris [62]	$L + 10^\circ$	
Yellot [63]	$L + 20^\circ$	
Elminir et al. [64]	$(L + 15^\circ) \pm 15^\circ$	

Tableau II-2. Relations angle optimal-latitude établies par différents chercheurs

Il va de soi que, les relations de calcul des angles d'inclinaison optimale, basées sur la latitude, ne prennent pas en compte les facteurs qui affectent le rayonnement solaire tels que l'altitude au-dessus du niveau de la mer et les modèles à ciel nuageux, de sorte que ces méthodes ne donnent pas de résultats précis pour les régions nuageuses comme l'Europe du Nord. Il est difficile de déterminer leur exactitude pour différents sites, mais ces relations sont principalement utilisées par l'industrie PV pour l'installation de systèmes solaires.

Armstrong et Hurley [66], ont développé une méthodologie pour déterminer l'angle d'inclinaison optimal pour les endroits avec un ciel souvent couvert en utilisant des données mensuelles sur la durée d'ensoleillement et les observations horaires des nuages. Le modèle de Perez est utilisé pour calculer le rayonnement diffus tombant sur le panneau solaire.

L'angle d'inclinaison est incrémenté de 0 à 90° par pas de 1°, par conséquent, l'angle correspondant au rayonnement solaire incident maximal, est sélectionné comme étant l'optimum.

Le National renewable energy laboratory (USA) a développé le calculateur PVWatt [65], qui est un outil en ligne gratuit, pouvant être utilisé avec les données météorologiques spécifiques du site pour trouver le rendement énergétique solaire et l'énergie captée maximaux pour n'importe quelle inclinaison optimale.

II.12.4. Etat de l'art sur la détermination des angles d'inclinaison optimaux

Une étude bibliographique non exhaustive a été effectuée afin de mettre la lumière sur les méthodes de détermination des angles d'inclinaison optimaux dans des localisations avec et sans ciel nuageux, en utilisant les techniques d'optimisation. D'une part, Pour et al. [67], ont employé le modèle isotrope de Liu et Jordan [41] et les modèles anisotropes de Klein [43] et Hay [46], qui tiennent compte des effets de l'angle d'azimut, pour déterminer l'angle d'inclinaison optimal et les angles d'azimut pour Ispahan, Iran (lat. 32° N, Long. 51° E).

D'autre part, Elhassan et al. [68], ont déterminé les angles d'inclinaison optimaux pour une conception et des applications photovoltaïques intégrées à un bâtiment à Kuala Lumpur (Lat. 2° 30' N Long. 112° 30' E) en Malaisie. Ces angles sont, également applicables aux capteurs solaires thermiques. Pour ce faire, ces auteurs ont utilisé, une configuration expérimentale de quatre modules PV inclinés aux quatre points cardinaux : nord, sud, est et ouest pour déterminer les angles d'inclinaison optimaux pour chaque direction. Il s'est avéré que l'angle d'inclinaison optimal, est presque égal à la latitude de l'emplacement.

Aowata et al. [69], ont utilisé une installation expérimentale photovoltaïque à Vaal Triangle, Afrique du Sud, située dans l'hémisphère sud (Lat. 29° S et long. 24° 00' E) pour valider les angles d'inclinaison optimaux 16°, 26° et 36° déterminés analytiquement pour l'hiver à cet emplacement.

Siraki et Pillay [70], ont proposé un modèle HDKR modifié (Hay, Davies, Klucher, modèle de Reindl), modèle de ciel anisotrope, qui prend, également, en compte les effets des bâtiments adjacents dans les zones urbaines, pour calculer l'angle optimal. Les angles optimaux ont été déterminés pour cinq latitudes différentes et la dépendance de l'angle d'inclinaison par rapport à la latitude, aux conditions météorologiques et aux obstacles environnants, a été considérée. Par ailleurs, l'azimut de surface optimal a été déterminé. L'angle d'inclinaison optimal est proche de la latitude d'emplacement pour les basses latitudes, tandis que pour les latitudes plus élevées, l'angle optimal est inférieur à la latitude d'emplacement.

Plusieurs auteurs ont établi des corrélations de calcul de l'angle d'inclinaison optimal (β_{opt}) en fonction de différents paramètres, comme indiqué dans le tableau II-3.

Chercheur	Description de la méthode
Elsayed [71]	La corrélation de l'angle d'inclinaison optimal β_{opt} en termes d'indice de clarté (K_T), de latitude (L) et de numéro de jour (D) est donnée par : $\beta_{opt} = (6 - 4.8 \bar{K}_T + 0.86 \bar{K}_T^{0.27} L + 0.0021 L^2) + (31 \bar{K}_T^{0.37} + 0.094 \bar{K}_T^{0.46} L + 0.00063 \bar{K}_T^{-1.7} L^2) \cos \left[\frac{360}{365} (D + 11.5) \right]$
Tiris et Tiris [72]	L'angle d'inclinaison optimal (β_{opt}) en fonction de l'indice de clarté (K_T) et de l'angle de déclinaison (δ) pour les régions de Gebze en Turquie, est exprimé par plusieurs corrélations, dont trois entre elles, donnant des erreurs minimales par comparaison aux autres corrélations: $\beta_{opt} = 33.24 - 1.31 \delta$; $\beta_{opt} = 35.15 - 1.39 \delta - 0.007 \delta^2 - 4.26 \times 10^{-5} \delta^3$; $\beta_{opt} = 22.09 - 25.79 \bar{K}_T - 1.49 \delta$
El kassaby [73]	Le β_{opt} mensuel en termes de latitude (L) et mois (M) for $1 \leq M \leq 3$, $\beta_{opt} = 60.00012 + 1.49986 M - 3.49996 M^2 + (L - 30) (0.7901 + 0.01749 M + 0.0165 M^2)$ for $3 < m \leq 6$; $\beta_{opt} = 216.0786 - 72.03219 M + 6.00312 M^2 + (L - 40) (1.7515 + 0.11244 M - 0.03749 M^2)$ Providing that if $\beta_{opt} < 0$ then $\beta_{opt} = 0$ for $6 < M \leq 9$; $\beta_{opt} = 29.11831 - 20.52981 M + 2.50186 M^2 + (L - 40) (11.17256 + 2.70569 M - 0.15035 M^2)$
Ertekin [74]	Les angles d'inclinaison optimaux mensuels des capteurs orientés au sud en tant que fonction sinusoïdale de la latitude (L), et du jour de l'année (D) pour la Turquie, sont donnés par : $\beta_{opt} = 25.521438 + 26.838291 \cos(-0.017844 L + 1.03901 D + 7.527742)$
Skeiker [75]	Les angles d'inclinaison optimaux quotidien ($\beta_{opt,d}$), et mensuel ($\beta_{opt,m}$) pour les zones syriennes sont donnés par : $\beta_{opt,d} = L - \tan^{-1} \left(\frac{\omega_{ss}}{\sin \omega_{ss}} \tan \delta \right)$ $\beta_{opt,d} = L - \tan^{-1} \left(\frac{\sum_{n=n_1}^{n=n_2} (24/\pi) G_{sc} (1 + 0.034 \cos(2\pi n/365) \sin(\delta) \omega_{ss})}{\sum_{n=n_1}^{n=n_2} (24/\pi) G_{sc} (1 + 0.034 \cos(2\pi n/365) \sin(\delta) \sin \omega_{ss})} \right)$ où n_1, n_2 sont les premier et dernier jours du mois comptés à partir de janvier

Moghadam et al. [76]	L'angle d'inclinaison optimal annuel est donné par cette corrélation $\beta_{opt} = 0.917 L + 0.321$
Talebizadeh et al. [77]	Pour chaque saison une corrélation de calcul de l'angle optimal est développée En hiver $\beta_{opt} = 1.073 L + 10.3$; au printemps $\beta_{opt} = 0.4885 L + 10.27$; en été $\beta_{opt} = 0.2631 L + 4.961$; en automne $\beta_{opt} = 0.8966 L + 23.81$; Annuellement $\beta_{opt} = 0.6804 L + 7.203$

Tableau III-3. Corrélations établies de plusieurs auteurs pour le calcul de l'angle optimal

Hartely et al. [78], ont comparé les modèles de Temps-Coulson [37], de Klucher [38] et de Hay [46], en vue d'estimer le rayonnement total sur les plans verticaux orientés vers le nord, le sud, l'est et l'ouest. Cette comparaison s'est faite afin de sélectionner le meilleur modèle qui peut être utilisé pour calculer le rayonnement solaire sur les plans inclinés à Valence en Espagne (Lat. 39.5° N, Long. 0.67° W). Le modèle de Hay [46], s'est avéré plus précis pour déterminer les variations horaires des angles d'inclinaison optimaux pour les capteurs orientés au sud.

Tang et Wu [79], ont développé une méthode pour estimer les angles d'inclinaison optimaux d'un capteur solaire sur la base du rayonnement horizontal mensuel, en préparant une carte montrant les angles d'inclinaison optimaux sur une année destinée aux capteurs orientés au sud et installés en Chine. Ils ont utilisé la corrélation de Collares-Pereira et Rabl [21], pour estimer le rayonnement solaire diffus et la méthode de Klein [43], pour le calcul de R_b . Il est constaté que les corrélations de Collares- Pereira et de Rabl donnent un angle d'inclinaison optimal précis sauf pour les sites à faible indice de clarté.

Shariah et al. [80], ont utilisé la fraction solaire annuelle comme indicateur pour trouver les angles d'inclinaison optimaux pour un chauffe-eau solaire à thermosiphon dans les parties nord et sud de la Jordanie. L'angle d'inclinaison optimal varie de $L \pm 20^\circ$.

Dans 152 endroits en Chine, Tang et al.[81], ont développé une procédure mathématique pour déterminer les angles d'inclinaison optimaux, basée sur le rayonnement exploitable annuel maximal, capté par les collecteurs à tubes sous vide en verre. Ils ont constaté que les angles d'inclinaison optimaux sont d'environ 10° inférieurs à la latitude dans les cas des sites avec des latitudes supérieures à 30°.

D'autre part, Jakobson et Jadhav [82], ont dérivé les inclinaisons optimales du code PVWatts du National Renewable Energy Laboratory [65]. A ce titre, un polynôme d'expression polynomiale simple du 3ème ordre pour le calcul de l'inclinaison optimale, par rapport à la latitude, a été développé. Il en résulte que ce polynôme correspond mieux aux données dans les sites où la latitude est supérieure à 40° N, par comparaison aux relations linéaires établies

précédemment. En effet, ces chercheurs ont déterminé un angle optimal annuel de positionnement des panneaux solaire à **Alger** ($L=36,72^\circ$), égal à 31° .

Concernant les recherches sur l'optimisation des angles d'inclinaison en Algérie, Bailek et al. [83], se sont penchés sur cet aspect au Sahara moyen, notamment la commune d'Adrar, car, considérée comme un site représentatif du Grand Sud algérien. Les données météorologiques à long terme sont disponibles à partir de la station météorologique au sol. En comparaison avec les modules solaires photovoltaïques placés horizontalement, ils constatèrent que l'énergie solaire incidente a augmenté de 20,61 % lors des ajustements mensuels d'angle β , de 19,58 % pour les saisonniers, de 19,24 % pour les semi-annuels et de 13,78 % et pour les ajustements annuels.

Les résultats obtenus avec les mesures au sol sont comparés aux mesures satellitaires. Ils confirmèrent que les ajustements semestriels de l'inclinaison, sont estimés à $3,50^\circ$ pour la période chaude (avril-septembre) et $49,20^\circ$ en période froide (octobre-mars), qui est le choix de compromis optimal dans cette région.

Par ailleurs, les résultats montrent que l'angle d'inclinaison optimal annuel fixe, est de $27,80^\circ$. Cette valeur d'angle d'inclinaison est suffisamment proche de la latitude de la région considérée ($27,88^\circ$). Les surfaces à cette valeur d'inclinaison resteront fixes tout au long de l'année. Pour l'ajustement saisonnier, quatre angles d'inclinaison sont suggérés : $30,40^\circ$, $0,00^\circ$, $25,20^\circ$ et $57,10^\circ$, respectivement de la 1^{ère} à la 4^{ème} saison.

Les résultats indiquèrent également, que le gain d'énergie le plus élevé correspondait à l'ajustement mensuel de la surface, équivaut à une quantité de $9,24 \text{ GJ/m}^2$.

Danandeh et Moussavi [49], ont passé en revue deux approches de détermination de l'angle d'inclinaison optimal. Ils citèrent dans leur recherche, que les angles optimaux pour Alger, Ghardaïa et Ouargla sont, respectivement, égaux à 33.5° , 31.3° et 29.3° et que le modèle le plus approprié est celui de Liu and Jordan [41].

En effet, ces auteurs ont appliqué l'approche directe d'optimisation ($\frac{dG_{Tt}}{d\beta} = 0$), aux quatre modèles de prédiction précédemment cités, déterminant, ainsi, l'angle d'inclinaison pour lequel, on obtient une irradiance maximale.

Chinchilla et al.[53], ont proposé des modèles, calculés à l'aide de données globales de rayonnement horizontal, collectées sur 2551 sites à travers le monde. Dans ce processus, des sous-modèles bien établis ont été sélectionnés pour estimer l'irradiance horaire et le rendement énergétique annuel correspondant, sur toute la surface inclinée. Après avoir sélectionné l'angle

optimal pour chaque emplacement, grâce à une analyse de régression, un modèle mathématique universel qui calcule les angles optimaux annuels en fonction de la latitude, a été développé.

Dans leur recherche, ces auteurs ont choisi le modèle de Perez de la version modifiée [48], pour le calcul de la composante diffuse du rayonnement solaire.

La relation donnant l'angle optimal annuel, s'écrit sous cette forme :

$$\beta_{opt} = 3.308 \times 10^{-5} L^3 - 0.008806 \times L^2 + 1.083 \times L + 1.738 \quad (\text{II-87})$$

Dans l'étude de Louazene et al. [84], les effets des angles mensuels et biannuels d'inclinaison optimaux pour la collecte de l'électricité solaire dans la ville de Ouargla en Algérie, ont été investigués. Le maximum d'énergie peut être capté en changeant mensuellement le positionnant les panneaux PV à des angles d'inclinaison optimaux de -8° à 61° , l'énergie produite est de (2315.7 kWh/m^2) . Par ailleurs, l'énergie demeure, aussi, maximale en changeant l'inclinaison des panneaux par saison, en biannuel ou annuellement. Mais l'ajustement semestriel demeure le plus simple et économique, car, il ne nécessite que deux changements par an de l'angle d'inclinaison du panneau (52° en hiver et 7° en été) et produit un gain de 2286.5 kW/m^2 .

Dans le même volet, l'optimisation de l'énergie solaire reçue, a été étudiée pour les deux villes Alger et Ghardaïa par Mraoui et al. [85]. Ils constatèrent que l'angle d'inclinaison maximisant l'énergie reçue et produite sur l'année, est proche de la latitude.

Cependant, l'angle maximisant l'énergie moyenne mensuelle est en général, proche de la latitude $+23^\circ$, cela permet d'augmenter l'énergie moyenne collectée jusqu'à 12 %. A Alger et à Ghardaïa, les angles optimaux étaient respectivement, proches de la latitude $+10^\circ$ et de la latitude $+23^\circ$.

Par ailleurs, une investigation a été menée à M'sila (Algérie) par Ihaddadene et al. [86], afin de déterminer l'angle d'inclinaison optimal dans cette région. Pour ce faire et suite au manque de données dans la station météo locale, la base de données de la NASA (Climatology Resource for Agro climatology website), a été utilisée. Or, l'estimation des angles optimaux pour les mois de l'année, a été réalisée grâce à quatre modèles de prédiction à savoir ceux de Liu & Jordan, Hay et Reindl et un modèle circumsolaire. Une validation par les valeurs du site web, s'en est suivie. Ces chercheurs confirmèrent que le modèle Reindl [47], est le plus adapté à ce site, aussi, il délivre un angle optimal d'inclinaison annuel de 34.5° pour cette région.

De leur part, Memme et Fossa [87], ont entrepris une recherche, qui a couvert un total de 216 villes en France et en Italie. Leur travail a d'abord abouti à l'identification d'un ensemble complet des meilleurs angles d'inclinaison pour les applications orientées vers le sud au moyen d'un solveur basé sur l'hypothèse de ciel isotrope, allant de $28,5^\circ$ à Messine, Italie, à $40,2^\circ$ à

Bolzano, Italie, avec des coefficients de correction compris entre 3,8° à Valence, France, et 16,8° à Charleville, France. Cette approche permet d'atteindre une précision de plus de 90% pour une surface orientée à l'est ou orientée à l'ouest.

Darhmaoui et Lahjouji [88], ont examiné les différents paramètres, qui interviennent dans la détermination de l'angle d'inclinaison optimal pour une collecte maximale d'énergie solaire. Des données du rayonnement solaire global quotidien sur une surface horizontale, collectées pendant quatre ans, au niveau de 35 sites de différents pays de la région méditerranéenne, sont utilisées. Un modèle mathématique quadratique d'optimisation de l'angle d'inclinaison, basé sur la latitude, est développé pour les capteurs solaire orientés vers le plein sud.

L'expression de cette corrélation, est sous cette forme : $\beta_{opt} = 1.2535 L - 0.00728944 L^2$

Ces auteurs, ont calculé l'angle optimal d'inclinaison pour la ville de Mechria (W. Naâma) qui est de 33.7° par opposition à l'angle réel, qui est de 35.3°.

Elminir et al [64], ont étudié les angles d'inclinaison et d'orientation optimaux pour les capteurs solaires plats utilisés à Helwan, en Égypte. Ils ont effectué une comparaison statistique de trois modèles anisotropes spécifiques à savoir Temps-Coulson [37], Perez [48] et Bugler [39], pour utiliser celui qui fournit l'estimation la plus précise du rayonnement solaire total. L'étude a révélé que le modèle de Perez présente les meilleures performances globales calculées.

Handoyo et al. [89], ont développé une équation délivrant l'angle optimal d'un capteur solaire installé à Surabaya, en Indonésie. Le résultat a été comparé au travail de Tang et al. [81] et aux équations de Duffie et Beckman [5] et ont confirmé la validité de leur équation pour obtenir l'angle d'inclinaison optimal. Les angles d'inclinaison optimaux pour des orientations d'un capteur faisant face à l'est et à l'ouest étaient respectivement de 36° et de 39,4°.

D'autre part et en vue d'obtenir une efficacité maximale, Kambezidis et Psiloglou [90], ont mené une étude qui donne une réponse sur les inclinaisons optimales des panneaux solaires en Grèce, orientées vers le sud. L'analyse montre qu'un angle de 25° (et 30° dans certains cas) face au sud est le plus approprié. L'inclinaison de ces surfaces de captation a été variée de 0 à 60° avec un pas de 5° en incluant la latitude, au niveau de 33 endroits en Grèce.

Jamil Ahmad et Tiwari [91], ont optimisé l'inclinaison des capteurs solaires plans face à l'équateur, utilisés à New Delhi (Inde). Les calculs étaient basés sur les valeurs mesurées des rayonnements solaires globaux et diffus quotidiens moyens mensuels sur une surface horizontale. L'angle d'inclinaison optimal annuel est approximativement égal à la latitude de

l'emplacement et la perte de la quantité d'énergie collectée est d'environ 1 % au cas où l'angle d'inclinaison n'est pas ajusté par saisons.

Des analyses à long terme, ont été présentées par Elsayed [71], pour prédire l'angle d'inclinaison optimal d'une plaque absorbante à n'importe quel angle d'azimut de surface γ . Les analyses incluent, les effets du nombre de couvertures en verre, l'angle de latitude, l'indice de clarté moyen mensuel, le mois et de la réflectivité du sol. Les effets de chacun de ces paramètres sur l'inclinaison optimale d'une surface exposée au sud furent étudiés. Deux corrélations sont développées afin de prédire l'inclinaison optimale mensuelle d'un capteur solaire (dont une est rapportée au **tableau III-3**), pour des réflectances du sol égales à 0.2 et 0.7.

Tiris et Tiris [72], ont comparé divers modèles de prédiction de rayonnement solaire sur une surface inclinée avec le modèle isotrope. Ce dernier, a été choisi car, fournissant l'estimation la plus précise de l'énergie solaire totale. A ce juste titre, il a été utilisé pour déterminer la pente optimale du capteur en fonction de l'énergie solaire maximale reçue. Des corrélations ont été établies en se basant sur des données mesurées entre 1988 et 1994 par la station météo de Gebze, Turquie. En effet, ces corrélations sont valables pour estimer les pentes optimales mensuelles des surfaces inclinées et orientées vers le sud dans cette ville. Les inclinaisons optimales dépendent, principalement de la latitude, de la déclinaison, de l'indice de clarté et du rapport du rayonnement diffus au rayonnement global. Ces inclinaisons sont de 1° en Juin, de 16° en Août à 62° en décembre.

El-kassaby [73], a rapporté un modèle théorique ainsi que deux formules empiriques pour β_{opt} . Il a conclu que le changement de l'angle d'inclinaison deux fois par an, fournit une augmentation de 50% de l'efficacité d'un capteur solaire incliné par rapport à celui en horizontal. Un modèle numérique a été développé pour calculer β_{opt} versus la latitude pour chaque jour et chaque mois.

Afin de vérifier et valider le modèle théorique, un dispositif expérimental fut construit, qui consiste essentiellement en un module photovoltaïque fixé sur une plaque plate articulée, orientée au sud à l'université Mu'tah, en Jordanie ($L = 31^\circ N$). La lecture de la puissance de sortie est enregistrée à différents moments de la journée, pour différents angles d'inclinaison.

L'angle d'inclinaison optimal est déterminé comme étant l'angle auquel la puissance sortie moyenne maximale est obtenue. Les résultats expérimentaux correspondent raisonnablement aux résultats de la prédiction par corrélations.

Mzad et al. [92], ont étudié un prototype de capteur solaire à air, installé à Annaba (Algérie), afin d'effectuer une optimisation de ces performances. Le rendement thermique, la température de sortie du fluide et la puissance utile, sont calculés. A ce titre, les calculs ont été

effectués en utilisant des données réelles de température, de vitesse du vent et de rayonnement horizontal global quotidien moyen H_h au cours de l'année 2011 collectées à station météo de l'aéroport international de la ville d'Annaba. La comparaison des résultats ont révélé qu'un rendement optimal est obtenu pour des panneaux orientés au sud avec un angle d'inclinaison β compris dans l'intervalle $[15^\circ, 35^\circ]$. Ces conditions ont permis d'obtenir une énergie utile supérieure à 4300 W et un rendement d'environ 51 %.

Dans le même sillage, Mzad et al. [93], ont réalisé une étude expérimentale/théorique d'un capteur solaire à air à Annaba, qui consiste en une investigation sur performances thermiques en vue d'optimiser le couple rendement-température de ce système. Ils conclurent que le rendement dépend de l'orientation des capteurs solaires, des conditions climatiques, telles que la vitesse du vent, le rayonnement solaire (année 2011) et de la température ambiante.

Les calculs ont été effectués en considérant quatre valeurs d'angle d'azimut, $\gamma=0^\circ, 22,5^\circ, 45^\circ$ et $67,5^\circ$, en faisant varier l'angle d'inclinaison β par 5° degrés de 15° à 70° . Le rendement est passé de 42% pour les mois d'hiver à 51% pour les mois d'été, ce qui correspond à des puissances de 1.7 kW à 4.3 kW.

II.12.5. Conclusion de ce chapitre

Sur la base de cette étude bibliographique, ces principales conclusions sont tirées:

- Les modèles de Liu et Jordan, de Gueymard, de Reindl (HDKR) et de Perez, qui ont été sélectionnés dans cette recherche (appliqués à la ville d'Annaba), pour les calculs d'évaluation de l'irradiance et des angles optimaux.
- Pour une meilleure précision des calculs d'angle d'inclinaison optimal, différents modèles anisotropes devraient être testés sur différents sites.
- La détermination optimale de l'angle d'inclinaison maximise le rayonnement solaire incident, ce qui permet un dimensionnement optimal des systèmes solaires.
- Les angles d'inclinaison optimaux sont déterminés en changeant l'angle d'inclinaison et d'azimut de surface de 0° à 90° jusqu'à l'obtention d'une irradiance solaire maximale.
- Les règles empiriques basées sur la latitude sont principalement utilisées par l'industrie du photovoltaïque et du solaire thermique, peuvent convenir à certains endroits, mais entraînent une augmentation des coûts du système et un surdimensionnement des systèmes si aucune analyse n'est entreprise et notamment en présence d'obstacle.
- Le gain d'énergie s'avère être plus grand aux angles d'inclinaison optimaux mensuels que ceux saisonniers et annuels pour n'importe quel endroit.

III. Simulation des irradiances solaires et optimisation des angles de positionnement : Application à la ville d'Annaba (Algérie)

III.1. Situation de la zone géographique d'étude et origine des données

La côte Est de la méditerranée est une zone géographique affichant les mêmes données climatiques, météorologiques et radiométriques (rayonnement solaire) du fait que les villes de cette bande se situent sur des latitudes proches.

En effet, Annaba, ville de l'est Algérien et située sur la ceinture est de la mer méditerranée, a été choisie pour l'application des modèles de prédiction du rayonnement solaire, en vue de déterminer les angles d'inclinaison et orientation optimaux des capteurs photovoltaïques et thermiques solaires.

La ville d'Annaba est située au nord-est de l'Algérie dans la baie méditerranéenne, à 600 km de la capitale Alger et à proximité de la frontière tunisienne. Ses coordonnées géographiques sont : $L = 36^{\circ}54'47''$ N et $l_{local} = 07^{\circ}43'54''$ E. Les valeurs d'irradiations solaires horaires, au cours de l'année 2018, sont obtenues à partir de la base de données PVGIS-SARAH (Annexe A : b).

Les irradiances solaires directes et diffuses sur une surface horizontale, orientée au plein sud ($a_w=0^{\circ}$), pendant des jours typiques, ont été insérées dans le tableau III-1.

Time	17, Jan.		16, Fev.		16, Mar.		15, Avril		15, Mai		11, Juin	
	G_b	G_d	G_b	G_d	G_b	G_d	G_b	G_d	G_b	G_d	G_b	G_d
0:09	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1:09	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2:09	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3:09	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4:09	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5:09	0	0	0	0	0	0	0	0	43	49	2	15,63
6:09	0	0	0	0	3	14,64	107	78	182	99	20	105
7:09	15	0,86	59	51	0	22	263	123	348	133	41	201
8:09	26	73	198	94	14	219	439	147	506	157	348	199
9:09	43	285	311	134	469	147	588	158	670	153	551	180
10:09	21	310	443	134	548	184	707	156	756	167	676	175
11:09	136	267	240	283	627	172	772	150	786	179	623	243
12:09	19	116	525	129	625	90	747	158	787	168	694	195
13:09	73	222	0	136	74	199	625	187	702	173	634	189
14:09	109	75	3	178	251	254	500	178	490	220	516	183
15:09	33	1	7	137	161	274	332	166	420	154	309	198
16:09	0	16	2	57	79	124	181	123	245	131	80	184
17:09	0	0	0	0	0	19	42	64	91	86	21	88
18:09	0	0	0	0	0	0	0	0	0	14	0	0
19:09	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
20:09	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21:09	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22:09	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23:09	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Tableau. III-1. Rayonnement solaire direct et diffus
aux journées typiques (PVGIS base de données 2018).

Time	17, Jul.		16, Août		15, Sept.		15, Oct.		14, Nov.		10, Dec.	
	G _b	G _d	G _b	G _d	G _b	G _d	G _b	G _d	G _b	G _d	G _b	G _d
0:09	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1:09	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2:09	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3:09	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4:09	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5:09	35	47	2	15,63	0	0	0	0	0	0	0	0
6:09	170	94	20	105	1	50	22	34	0	0	0	0
7:09	340	122	41	201	0	95	154	83	55	65	28	31
8:09	503	142	348	199	0	156	325	98	23	147	135	76
9:09	661	144	551	180	10	272	441	122	235	159	231	109
10:09	769	147	676	175	486	235	552	115	339	158	344	103
11:09	824	147	623	243	586	205	588	116	236	233	340	132
12:09	805	157	694	195	561	209	572	108	135	257	366	105
13:09	756	146	634	189	442	230	314,7	170	318	122	300	98
14:09	630	150	516	183	274	239	223,4	143,4	108	150	191	84
15:09	488	135	309	198	201	173	119,6	110	7	75	75	50
16:09	308	123	80	184	71	115	25,1	47,75	0	0	0	0
17:09	144	90	21	88	0	27	0	0	0	0	0	0
18:09	0	36	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
19:09	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
20:09	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21:09	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22:09	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23:09	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Tableau. III-1. Suite.

Dans le tableau III-2, les valeurs du rayonnement solaire quotidien sur une surface horizontale dans la ville d'Annaba sont données, pour des jours typiques des mois de l'année 2018.

Mois	Jan.	Fév.	Mars	Avril	Mai	Juin	Juil.	Août	Sept.	Oct.	Nov.	Déc.
Jour typique	17	16	16	15	15	11	17	16	15	15	15	10
H _b , [kWh/m ² .d]	1.841	3.121	4.570	6.991	7.909	7.002	8.113	6.671	4.638	4.484	2.822	2.798

Tableau III-2. Rayonnement global moyen journalier sur une surface horizontale, 2018 [PVGIS]

Les données collectées sont implémentées dans la feuille de calcul Ms. Excel en vue de calculer l'irradiation globale sur un panneau incliné en considérant quatre (4) angles d'inclinaison.

A ce titre, l'équation utilisée avec les données du tableau III-1, en vue de calculer l'intensité du rayonnement solaire horaire global sur des plans inclinés, est détaillée ci-dessous.

$$G_T = G_b \frac{\cos i}{\cos \theta_z} + G_d \cos^2 \frac{\beta}{2} + \rho (G_b + G_d) \sin^2 \frac{\beta}{2} \quad (\text{III-1})$$

Cette dernière a permis de tracer les courbes des intensités du rayonnement solaire pendant les jours typiques de chaque mois de l'année 2018 à la ville d'Annaba, en fonction des angles d'inclinaison, variant de 10 à 40° par incrément de 10°.

Les irradiances solaires calculées aux journées types de l'années 2018, en considérant, les quatre angles ($10^\circ/20^\circ/30^\circ/40^\circ$) avec un angle azimut ($a_w=0^\circ$), sont, ainsi, illustrées sur les figures ci-dessous :

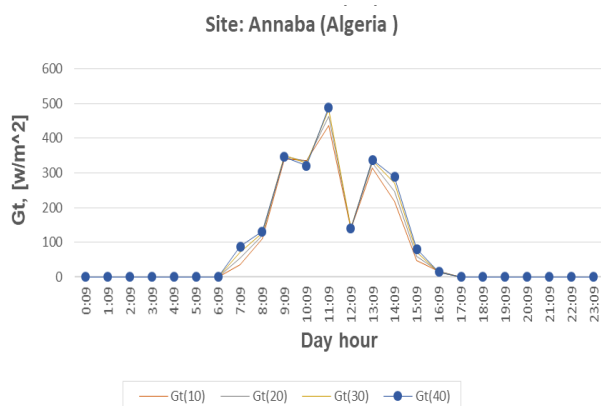


Fig. III-1. Irradiances globales du 17/01/2018

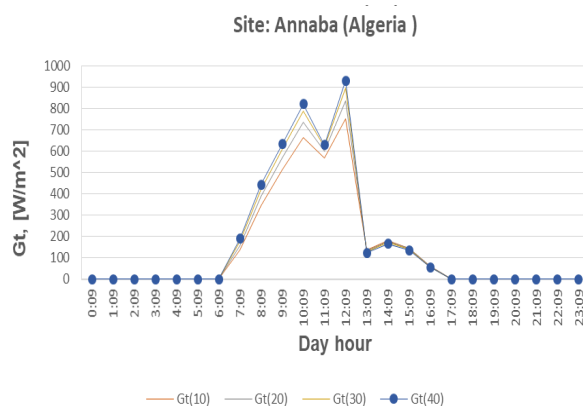


Fig. III-2. Irradiances globales du 16/02/2018

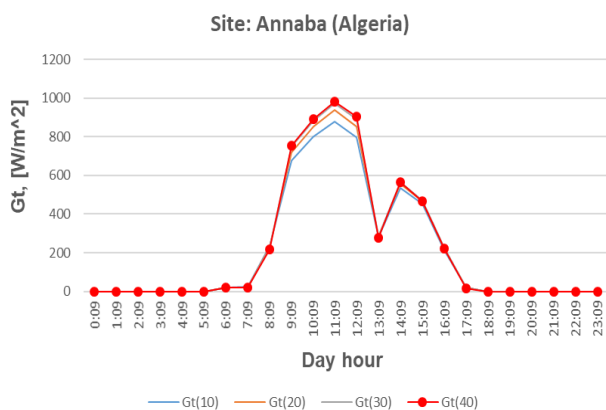


Fig. III-3. Irradiances globales du 16/03/2018

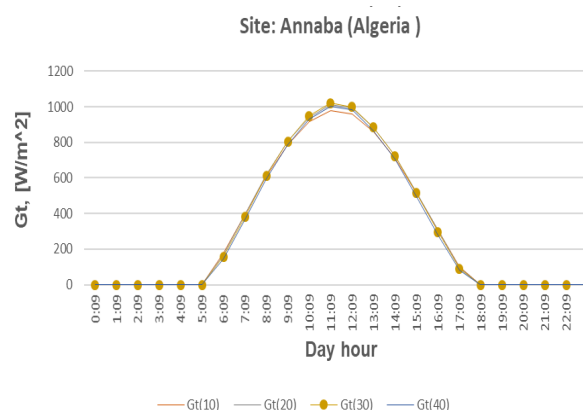


Fig. III-4. Irradiances globales du 15/04/2018

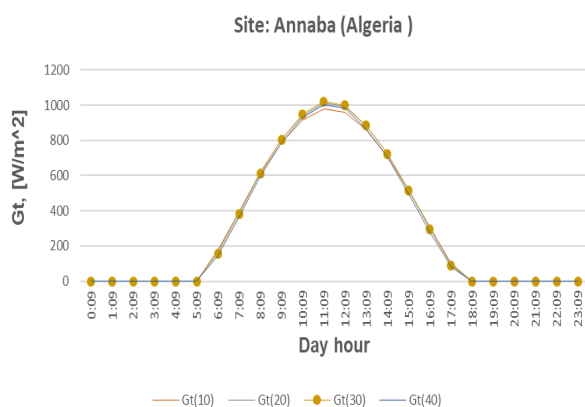


Fig. III-5. Irradiances globales du 15/05/2018

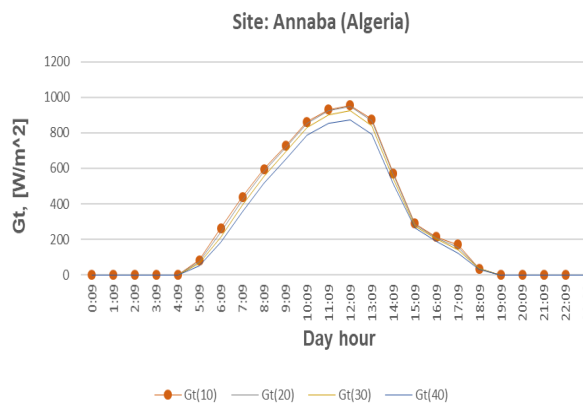


Fig. III-6. Irradiances globales du 11/06/2018

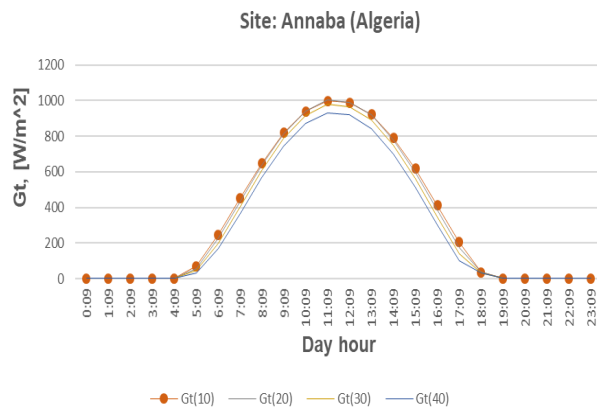


Fig. III-7. Irradiances globales du 17/07/2018

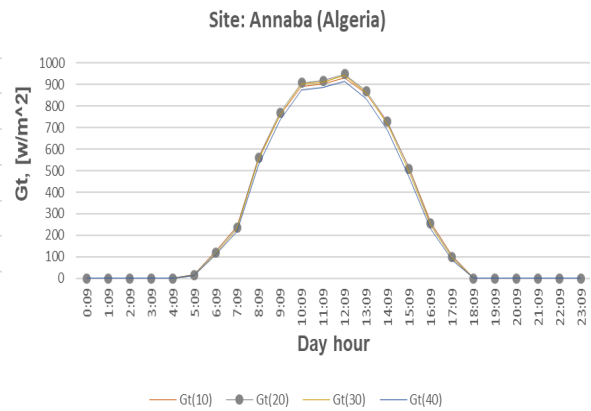


Fig. III-8. Irradiances globales du 16/08/2018

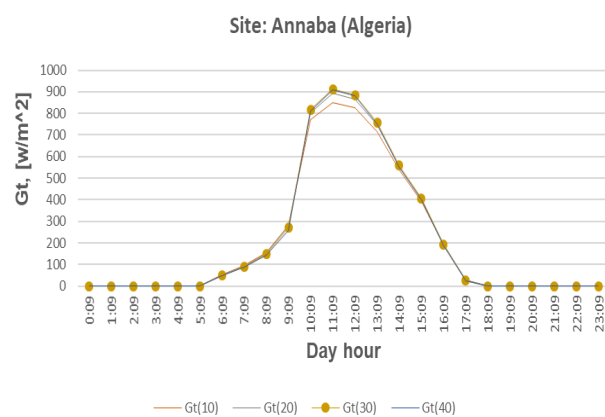


Fig. III-9. Irradiances globales du 15/09/2018

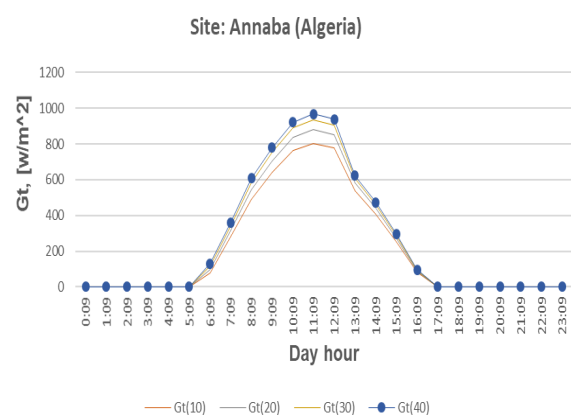


Fig. III-10. Irradiances globales du 15/10/2018

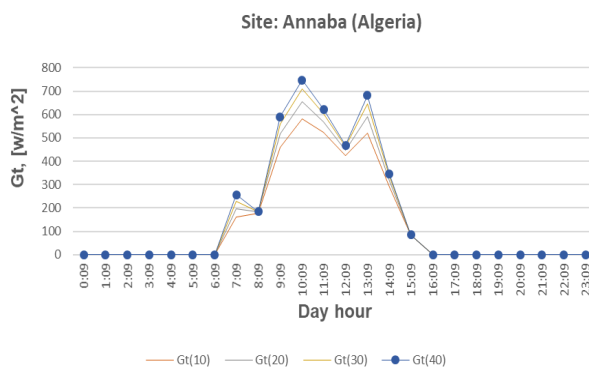


Fig. III-11. Irradiances globales du 14/11/2018

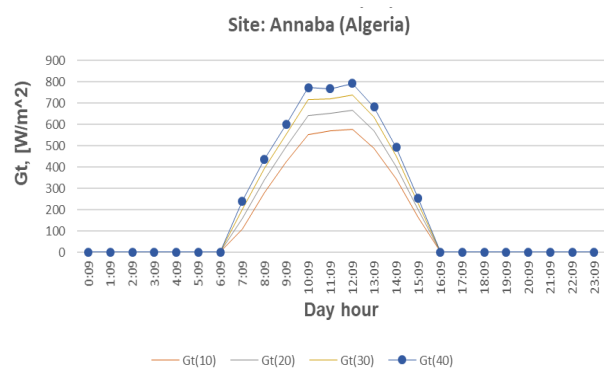


Fig. III-12. Irradiances globales du 10/12/2018

A première vue, l'exploitation des données mesurées extraites du site web (PVGIS) et l'utilisation de l'équation de Liu et Jordan (III-1), pour extrapoler les intensités solaires reçues par un capteur solaire sous différents angles d'inclinaison, facilitent l'obtention des angles optimaux pour lesquels les intensités solaires incidentes solaires sont maximales, bien que ceci soit grossier.

III.2. La problématique

Au chapitre deux (II), les modèles de prédiction du rayonnement solaire ont été revisités, cette opération visait à choisir des modèles pouvant s'appliquer à la bande de la méditerranée et en l'occurrence leur mise œuvre pour la ville d'Annaba.

Les modèles, ainsi, adoptés seront utilisés, afin de déterminer les courbes de rayonnements pour des journées typiques d'une année de référence. Dans le cadre de l'optimisation du positionnement du capteur solaire, les angles d'orientation et d'inclinaison optimaux, sont à définir grâce aux maximums d'irradiances solaires reçues.

Parmi, les modèles passés en revue, on s'est intéressé aux modèles de prédiction d'intégration quotidienne de Gueymard [29, 31], ainsi que ceux de Perez [35] et HDKR [47] pour lesquels, des simulations ont été réalisées et dont les résultats furent comparés aux données collectées du site web PVGIS-SARAH.

III.3. Méthodologie

Des informations telles que les coordonnées de la position du soleil, l'heure solaire, l'angle d'incidence ainsi que le rayonnement solaire extraterrestre sont nécessaires lors de la procédure de calcul.

A cet effet, les équations de nature trigonométrique, sont programmées sous Matlab, à savoir :

1. L'équation de l'angle déclinaison de la terre (équation II-12).
2. La formule donnant la position du soleil (altitude ou zénith et azimuth) par rapport à la position du capteur, définie par sa latitude et sa longitude (équation II-15/16).
3. La relation de l'angle d'incidence du rayonnement direct sur un plan incliné (équation II-14).
4. L'équation de l'angle du lever et coucher du soleil pour un plan horizontal ou incliné (équation II-17/18).

5. La relation du facteur géométrique R_b (II-20).
6. Le rayonnement solaire extraterrestre est calculé par (équation II-26), à chaque heure
7. L'indice de clarté de chaque mois est calculé par la relation (équation II-28), en se basant sur le tableau III-2.

Pour rappel, l'indice de clarté $K_t(m)$, pour le mois m , représente le rapport entre le rayonnement solaire quotidien moyen, traversant l'atmosphère, à l'irradiation extraterrestre (exprimés dans les même unités).

Le calcul du rayonnement quotidien diffus moyen H_d , s'effectue par la relation de **De Miguel** (équation II-40), qui est la plus appropriée pour la ceinture méditerranéenne [14].

En outre, le rayonnement quotidien direct moyen, s'évalue par cette équation :

$$H_b = H_h(m) - H_d \quad (\text{III-2})$$

III.4. Le modèle de Gueymard conjugué à la relation isotrope de Lui et Jordan

L'irradiance diffuse est estimée, en calculant en premier lieu le rapport « r_d » par la relation de Liu et Jordan (équation II-45) et ensuite par la relation (équation II-49)

Les équations établies par Gueymard [29], en utilisant le modèle d'intégration quotidien, permettent de calculer le rapport r_t sur un plan horizontal, à savoir les relations de II-77 à 85.

Il en découle que l'équation suivante, permet de déterminer l'irradiance globale à l'horizontal, à chaque heure durant les jours typiques

$$I_h = r_t H_h(m) \quad (\text{III-3})$$

L'évaluation de l'irradiance globale sur un plan horizontal à chaque heure pour les journées types de l'année, est utilisée pour calculer l'irradiance sur les surfaces inclinées et orientées dans le plan horizontal.

$$I_T = I_b \frac{\cos i}{\cos \theta_z} + I_d \cos^2 \frac{\beta}{2} + \rho I_h \sin^2 \frac{\beta}{2} \quad (\text{III-4})$$

De même pour déterminer les angles d'inclinaison et l'orientation azimutale optimaux d'un capteur solaire, générant une irradiance maximale, nous avons, initialement, procédé à la variation de l'inclinaison β de 10° à 40° par pas de 5° et étudié quatre angles d'orientation horizontale ($0^\circ, 22.5^\circ, 45^\circ, 67.5^\circ$), en appliquant conjointement l'approche de Gueymard [29],

la corrélation de Miguel [14] et le modèle isotrope de Liu et Jordan (III-4) pour les plans inclinés, dont organigramme (Annexe B-1).

III.4.1. Résultats de la modélisation et simulation de l'irradiance solaire

De prime abord, pour pouvoir comparer les valeurs rayonnement solaire, G_T , issues du site PVGIS-SARAH pour la ville d'Annaba, les irradiances solaires, I_T , correspondantes aux quatre angles d'inclinaison avec un angle azimut de surface ($a_w=0^\circ$), ont été prédites avec le modèle de Gueymard associé à la relation isotrope de Liu et Jordan.

		Modèle Gueymard DI : la valeur calculée de l'irradiation globale sur une surface inclinée, I_T , [W/m ²]				Valeurs d'irradiation calculées à partir de PVGIS-SARAH, G_T [W/m ²] valeurs de rayonnements de PVGIS-SARAH année 2018,			
		Angle d'inclinaison				Angle d'inclinaison			
	Time	10°	20°	30°	40°	10°	20°	30°	40°
Jan.	10:09	211,55	219,58	224	224,68	335,01	334,56	329,66	320,46
	12:09	334,39	350,51	360,34	363,58	437,33	463,65	481,16	489,33
	14:09	288,93	302,03	309,85	312,15	218,28	247,63	271,15	288,13
Fév.	10:09	355,45	376,73	390,47	396,24	664,96	736,49	789,44	822,18
	12:09	525,09	556,34	576,04	583,58	754,46	835,94	895,96	932,71
	14:09	475,08	503,34	521,25	528,58	180,57	177,90	173,08	166,26
Mar.	10:09	509,03	527,54	535,15	531,62	801,88	852,41	882,06	889,92
	12:09	689,86	716,84	728,6	724,78	794,86	854,09	890,92	904,21
	14:09	623,43	647,23	657,41	653,65	536,52	557,13	566,21	563,47
Avr.	10:09	766,48	785,1	787,51	764,72	980,10	1013,50	1021,17	1002,91
	12:09	960,71	989,86	994,56	974,69	961,00	992,95	999,87	981,56
	14:09	860,4	884,07	886	866,14	710,40	725,99	724,28	705,32
Mai	10:09	822,64	821,84	800,28	759,69	951,78	956,99	938,46	896,75
	12:09	1000,8	1008,3	990,92	949,28	987,18	994,81	977,67	936,28
	14:09	895,44	897,77	878,11	837,06	721,48	716,55	695,33	658,50
Juin	10:09	700,15	689,71	664,86	626,23	862,62	855,92	830,12	785,99
	12:09	857,12	851,48	827,51	785,94	954,71	950,51	923,52	874,56
	14:09	774,25	766,07	741,57	701,5	572,56	562,04	541,77	512,34
Jul.	10:09	804,66	797,19	770,23	724,6	939,75	939,96	916,63	870,47
	12:09	1000,7	1002,6	979,68	932,69	988,19	989,66	966,38	919,03
	14:09	920,46	918,47	893,86	847,39	788,33	777,36	747,42	699,42
Août	10:09	697,87	703,3	692,87	666,88	890,03	907,26	902,16	874,90
	12:09	883,16	896,53	889,34	861,8	929,84	948,07	943,17	915,27
	14:09	802,05	811,89	803,22	776,31	721,65	727,29	715,72	687,32
Sept.	10:09	529,53	540,7	541,2	531,02	771,07	803,46	817,20	811,87
	12:09	673,19	689,93	692,69	681,37	828,36	867,05	884,91	881,40
	14:09	584,55	597,79	599,11	588,45	539,81	555,42	559,33	551,44
Oct.	10:09	594,08	641,03	672,78	688,36	761,83	837,28	891,06	921,54
	12:09	748,49	805,54	843,34	860,73	776,76	853,61	908,24	938,97
	14:09	618,37	666,91	699,6	715,46	408,15	440,39	462,54	473,94
Nov.	10:09	400,38	440,13	469,91	489,11	582,26	653,73	709,25	747,13
	12:09	530,42	579,88	616,27	638,49	423,38	446,99	462,11	468,28
	14:09	418,78	459,82	490,62	510,25	288,98	314,24	333,01	344,73
Dec.	10:09	422,58	495,04	554,92	600,39	552,07	643,28	717,87	773,57
	12:09	586,95	674,97	745,82	797,35	576,06	666,64	739,99	793,87
	14:09	479,08	556,93	620,62	668,23	343,65	403,96	454,10	492,56

Tableau III-3. Comparaison entre les prédictions du modèle Gueymard et les valeurs PVGIS-SARAH en termes d'irradiances (Année 2018)

Le calcul et la prédiction des irradiances (rayonnements solaires) à Annaba (Algérie) sont effectués par un programme Matlab dédié pour tous les mois de l'année 2018.

Les résultats issus, sont comparés à ceux émanant des données mesurées du site PVGIS-SARAH (partie droite du tableau III-3).

Les différences $(I_T - G_T)$ et erreurs en pourcentage $(I_T - G_T)/I_T \times 100$ entre les irradiances prédites par le modèle de Gueymard et celles extraites de la base de données de PVGIS-SARAH, ont été calculées pendant trois horaires (10 :09, 12 :09 et 14 :09) aux journées types et sont illustrées sur le **tableau III-4**.

		Ecart entre les valeurs d'irradiances, [W/m²] prédites par modèle de Gueymard et PVGIS-SARAH $(I_T - G_T)$				Erreur ou écart en pourcentage, $(I_T - G_T)/I_T \times 100$ [%]			
		Tilt angle				Tilt angle			
	Time	10°	20°	30°	40°	10°	20°	30°	40°
Jan.	10:09	-123,46	-114,98	-105,66	-95,78	-58%	-52%	-47%	-43%
	12:09	-102,94	-113,14	-120,82	-125,75	-31%	-32%	-34%	-35%
	14:09	+70,65	+54,40	+38,70	+24,02	24%	18%	12%	8%
Feb.	10:09	-309,51	-359,76	-398,97	-425,94	-87%	-95%	-102%	-107%
	12:09	-229,37	-279,60	-319,92	-349,13	-44%	-50%	-56%	-60%
	14:09	+294,51	+325,44	+348,17	+362,32	62%	65%	67%	69%
Mar.	10:09	-292,85	-324,87	-346,91	-358,30	-58%	-62%	-65%	-67%
	12:09	-105,00	-137,25	-162,32	-179,43	-15%	-19%	-22%	-25%
	14:09	+86,91	+90,10	+91,20	+90,18	14%	14%	14%	14%
Apr.	10:09	-213,62	-228,40	-233,66	-238,19	-28%	-29%	-30%	-31%
	12:09	-0,29	-3,09	-5,31	-6,87	0%	0%	-1%	-1%
	14:09	+150,00	+158,08	+161,72	+160,82	17%	18%	18%	19%
May	10:09	-129,14	-135,15	-138,18	-137,06	-16%	-16%	-17%	-18%
	12:09	+13,62	+13,49	+13,25	+13,00	1%	1%	1%	1%
	14:09	+173,96	+181,22	+182,78	+178,56	19%	20%	21%	21%
June	10:09	-162,47	-166,21	-165,26	-159,76	-23%	-24%	-25%	-26%
	12:09	-97,59	-99,03	-96,01	-88,62	-11%	-12%	-12%	-11%
	14:09	+201,69	+204,03	+199,80	+189,16	26%	27%	27%	27%
July	10:09	-135,09	-142,77	-146,40	-145,87	-17%	-18%	-19%	-20%
	12:09	+12,51	+12,94	+13,30	+13,66	1%	1%	1%	1%
	14:09	+132,13	+141,11	+146,44	+147,97	14%	15%	16%	17%
Aug.	10:09	-192,16	-203,96	-209,29	-208,02	-28%	-29%	-30%	-31%
	12:09	-46,68	-51,54	-53,83	-53,47	-5%	-6%	-6%	-6%
	14:09	+80,40	+84,60	+87,50	+88,99	10%	10%	11%	11%
Sep.	10:09	-241,54	-262,76	-276,00	-280,85	-46%	-49%	-51%	-53%
	12:09	-155,17	-177,12	-192,22	-200,03	-23%	-26%	-28%	-29%
	14:09	+44,74	+42,37	+39,78	+37,01	8%	7%	7%	6%
Oct.	10:09	-167,75	-196,25	-218,28	-233,18	-28%	-31%	-32%	-34%
	12:09	-28,27	-48,07	-64,90	-78,24	-4%	-6%	-8%	-9%
	14:09	+210,22	+226,52	+237,06	+241,52	34%	34%	34%	34%
Nov.	10:09	-181,88	-213,60	-239,34	-258,02	-45%	-49%	-51%	-53%
	12:09	+107,04	+132,89	+154,16	+170,21	20%	23%	25%	27%
	14:09	+129,80	+145,58	+157,61	+165,52	31%	32%	32%	32%
Dec.	10:09	-129,49	-148,24	-162,95	-173,18	-31%	-30%	-29%	-29%
	12:09	+10,89	+8,33	+5,83	+3,48	2%	1%	1%	0%
	14:09	+135,43	+152,97	+166,52	+175,67	28%	27%	27%	26%

Tableau III-4. Différences entre les prédictions du modèle Gueymard et les valeurs PVGIS-SARAH en termes d'erreur et de pourcentage d'erreur (Année 2018)

Les calculs traités par le code Matlab® s'étendent du lever au coucher du soleil pour les jours types choisis (voir organigramme : Annexe B-1). Or, la tendance de ces courbes ressemble à une cloche, c'est comme la réalité. Par ces graphiques, on peut obtenir à chaque heure, une prévision de l'irradiance solaire globale pour différentes pentes à la ville d'Annaba,

de même, le tableau III-3, a été établi, englobant les intensités de rayonnement solaire instantané pendant 03 horaires (10 h 09, 12 h 09 et 14 h 09) de chaque mois aux journées types.

Les courbes liées à un angle d'azimut unique et aux différentes inclinaisons d'un capteur solaire sont tracées sur une seule figure grâce au code de calcul sur Matlab, dont organigramme (Annexe B-1). Par conséquent, pour chaque mois, un groupe de 4 graphiques est obtenu en fonction des valeurs étudiées ($0^\circ/22,5^\circ/45^\circ/67,5^\circ$), représentant les angles d'azimut de surface.

Donc, chaque figure contient 7 courbes d'intensités solaires horaires, correspondant aux angles d'inclinaison choisis ($10^\circ/15^\circ/20^\circ/25^\circ/30^\circ/35^\circ/40^\circ$). La simulation réalisée pour la ville d'Annaba, au cours de l'année 2018, à l'aide du modèle d'intégration journalière (DI) de Gueymard, a permis d'observer des pics des irradiances entre midi et 14 heures.

Du premier groupe de courbes (**Janvier**), obtenu, comme illustré par la fig. III-13 et tableau III-3, on constate que le rayonnement maximum enregistré en janvier est de 370 W/m^2 . Une inclinaison de 40° et un angle de surface azimutal (a_w) égal à zéro correspondent à cette valeur d'irradiance.

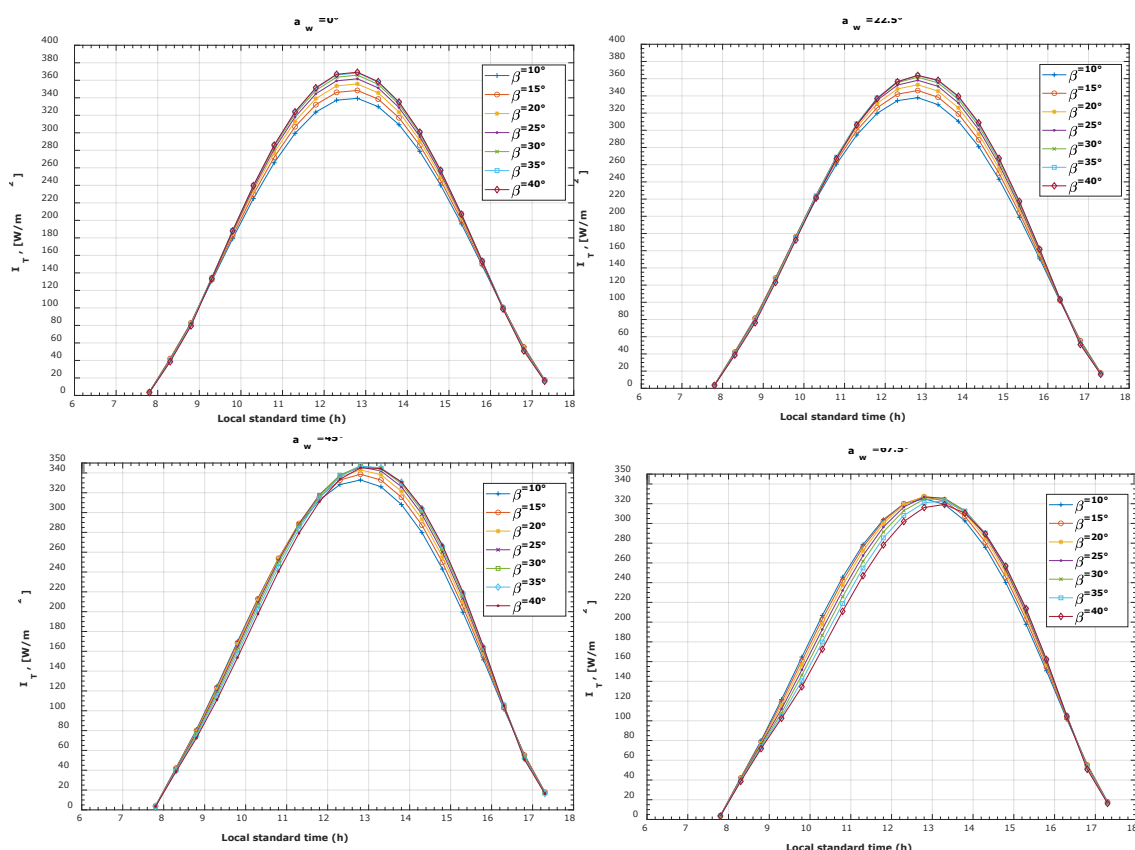


Fig. III-13. Irradiances solaires prédites à Annaba au 17/01/2018 pour 4 orientations azimutales et plusieurs angles d'inclinaisons

Généralement, **Janvier**, **fig. III-13**, est un mois plutôt froid, les nuages sont prédominants. A la journée type du 17 de ce mois, le modèle donne des courbes lisses en forme

de cloche, par ailleurs, le tableau III-3 donne les valeurs réelles d'irradiance. Ces différences peuvent s'expliquer par un ciel couvert pendant quelques heures, représentées sur la fig. III-13, tandis que les écarts en pourcentage sont compris entre -58 % (10 h 09 à 10°) et 8% (14 h 09 à 40°), tableau III-4.

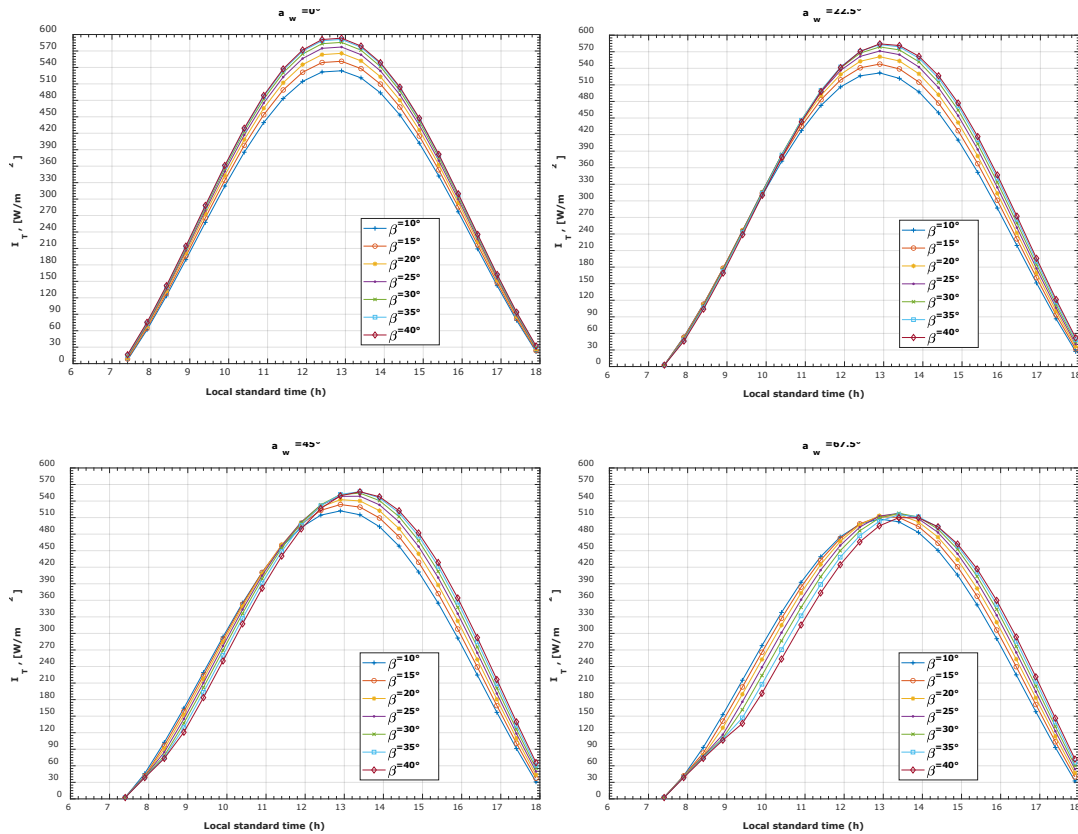


Fig. III-14. Irradiances solaires prédites à Annaba au 16/02/2018 pour 4 orientations azimutales et plusieurs angles d'inclinaisons

Au cours du mois de Février, les résultats donnés par le modèle de Gueymard ne sont pas en accord avec les valeurs du PVGIS, les écarts varient entre -425 W/m^2 et 362 W/m^2 soit (-107 à 69%), tableaux III-3 et III-4. On peut dire que la prédiction du modèle est très mauvaise, cela est dû à la présence de nuages.

Les angles de pente et d'orientation optimaux (40° , 0°), déterminés en Janvier, restent inchangés en **Février**. Par conséquent, le rayonnement maximal enregistré est d'environ 590 W/m^2 et parallèlement les pics des courbes diminuent proportionnellement à la décroissance de l'angle d'inclinaison (Fig. III-14).

Pour la journée type du **16 Mars**, les écarts sont significatifs à 10 h 09, deviennent moins importants (-25% à +14%) à 12 h 09 et 14 h 09, tableau III-4, de plus, les valeurs

mesurées atteignent 950 W/m^2 . Tandis que le modèle produit 735 W/m^2 au maximum, fig. III-15, donc les ombres provoquées par les nuages, diminuent l'irradiance, ce qui conduit à une telle disparité.

D'après l'examen des résultats du mois de **Mars**, la valeur d'irradiation solaire maximale prédite est de 740 W/m^2 correspondant à une orientation de 0° , lorsque le capteur solaire est incliné de 35° (fig. III-15). Pour les autres angles d'azimut de surface, on observe une légère diminution de la valeur du flux rayonné et les courbes obtenues ressemblent, plutôt, à des cloches.

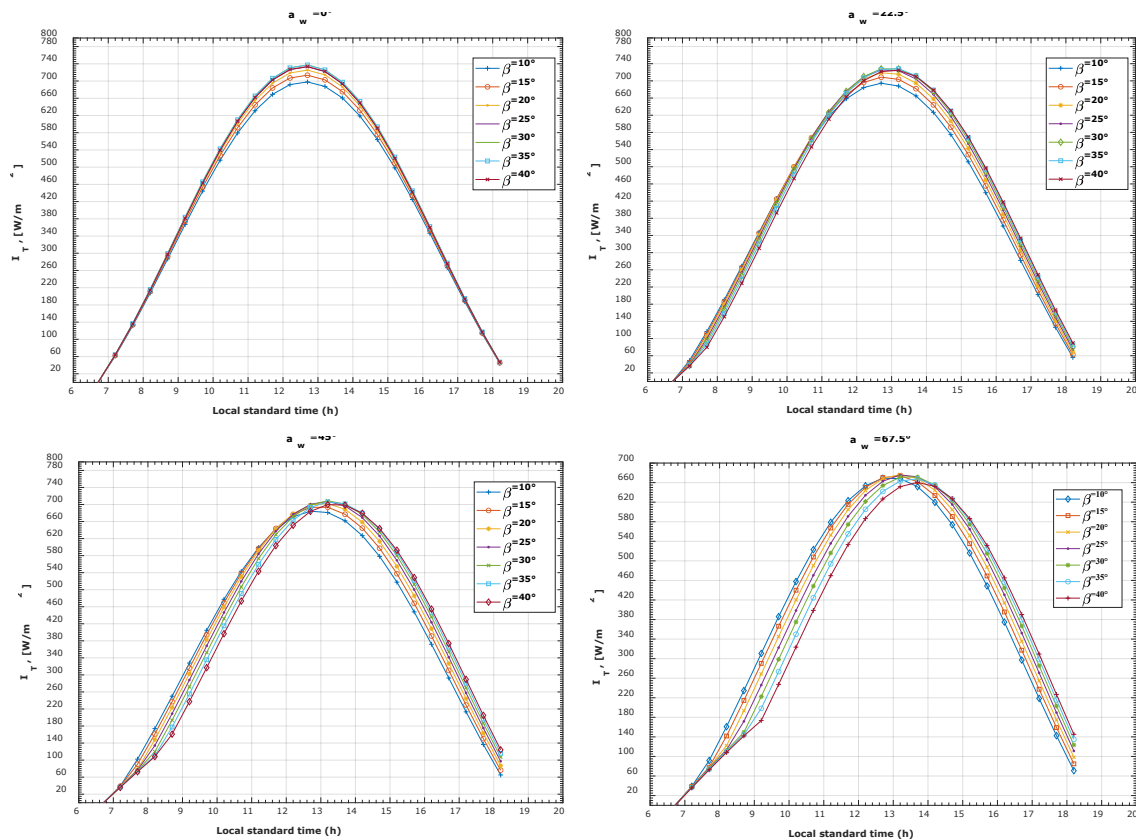


Fig. III-15. Irradiances solaires prédites à Annaba au 16/03/2018 pour 4 orientations azimutales et plusieurs angles d'inclinaisons

Le jour du **15 Avril**, le ciel était clair, les deux groupes de courbes (0° et 22.5°) ont la même tendance et le même pic, fig. III-16, presque les écarts sont inférieurs à 30 %, les valeurs prévues avant midi sont de -28 % par rapport à celles mesurées et les valeurs de l'intensité du rayonnement de midi correspondent très bien. En revanche, les irradiances solaires de l'après-midi sont entre 17 et 19 % supérieures à celles du site web PVGIS, voir tableau III-4.

La simulation du rayonnement solaire du mois d'Avril, affiche sur la première courbe, un pinacle de 1000 W/m^2 à 12 h 30, correspondant à une inclinaison de 25° et un angle d'azimut de surface $a_w = 0^\circ$ (fig. III-16).

Les courbes restantes, représentant le groupe de résultats du mois d'Avril, à des orientations horizontales et à différentes inclinaisons, indiquent que les pics diminuent par rapport au premier graphe. En effet, les pics diminuent, quand l'angle azimut de surface augmente. Donc la première courbe représente l'optimum.

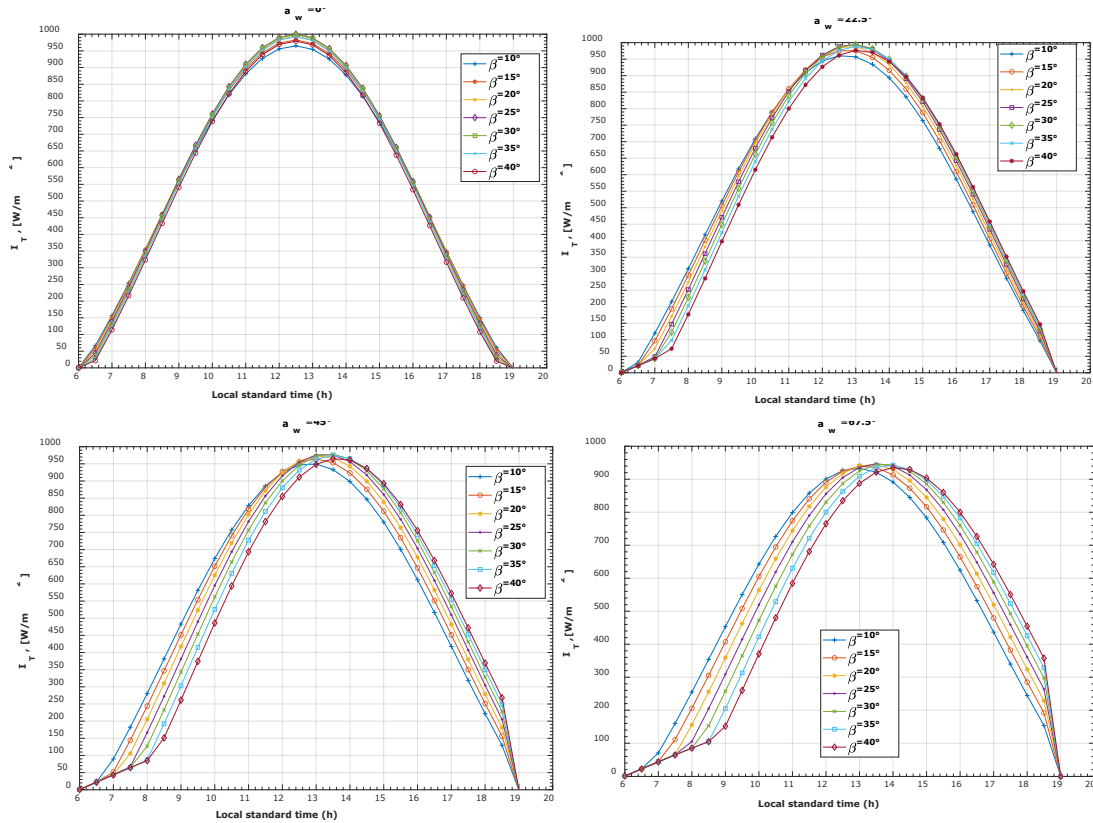


Fig. III-16. Irradiances solaire prédites à Annaba au 15/04/2018 pour 4 orientations azimutales et plusieurs angles d'inclinaisons

Au mois de **Mai à son 15^{ème} jour**, les différences en pourcentage se situaient entre -19% et 21%, tableau III-4 et fig. III-17, le modèle se rapproche des courbes réelles, donne un pourcentage négatif avant midi. Néanmoins, à l'heure de midi, on a obtenu une différence de 1%, mais, les horaires d'après-midi ont gardé des valeurs de différences comprises entre 18% et 22%.

Également dans ce mois, une intensité radiative solaire de 1010 W/m² est prédite pour un angle d'inclinaison compris entre 20° et 25° et une orientation horizontale de 0° (fig. III-17). Les graphiques représentant l'orientation 22,5° montrent des courbes qui se rejoignent dans l'après-midi et pour les cas des orientations 45° et 67,5°, les courbes se chevauchent en se décalant.

Bien que **Juin** soit un mois ensoleillé, le modèle donne des écarts en termes d'irradiations solaires de l'ordre de 166 W/m² (10 h 09 à l'angle 20°), avant midi, de 204 W/m²

(14 h 09 à 20°) à l'après-midi et dans tous les cas, les écarts de pourcentage sont inférieurs à 30%, également à midi, le modèle sous-estime à -11% l'éclairement énergétique, tableau III-4 et fig. III-18.

En revanche, l'intensité de rayonnement maximale révélée par la simulation au mois de Juin, est d'environ 860 W/m² émise à 12 h 30, obtenue lorsque le capteur solaire est incliné entre 10° à 15° et orienté au sud (fig. III-18). Par ailleurs, les graphiques (22,5°/45°/67,5°) gardent la même valeur d'irradiation alors que les courbes ont tendance à se confondre et à se déplacer légèrement vers la droite, à l'instar des mois précédents.

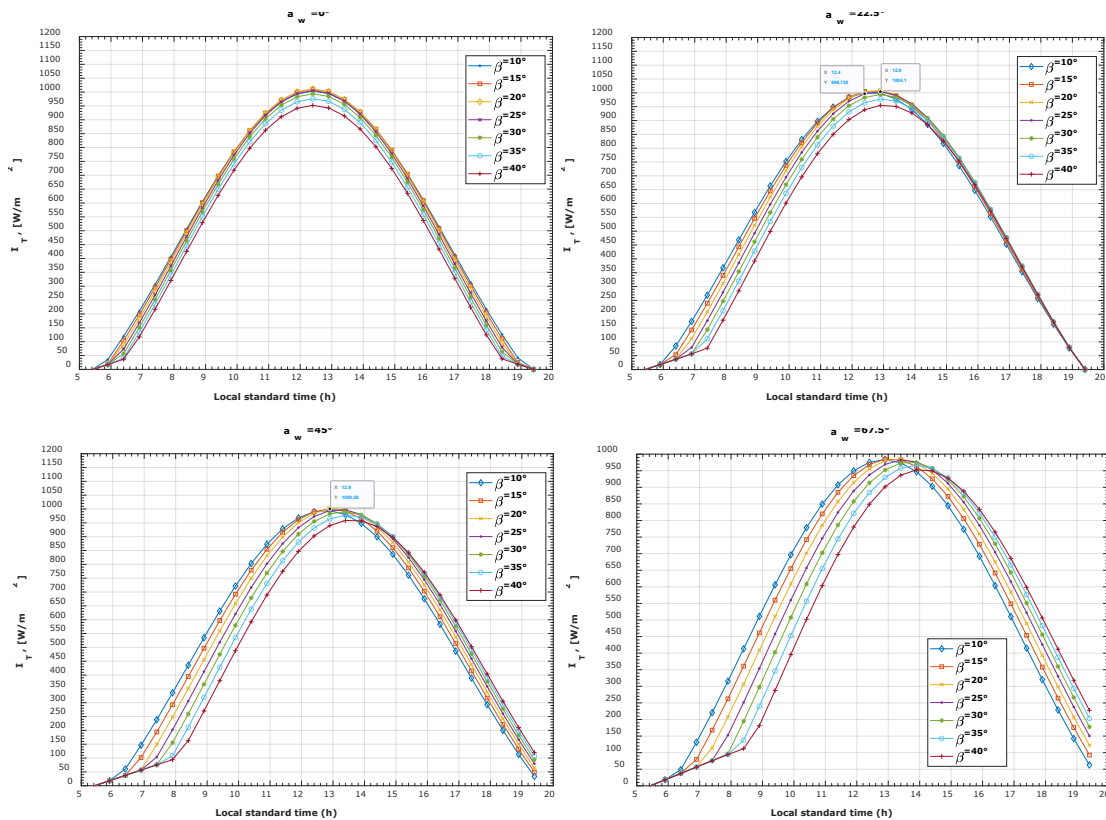


Fig. III-17. Irradiances solaires prédites à Annaba au 15/05/2018 pour 4 orientations azimutales et plusieurs angles d'inclinaisons

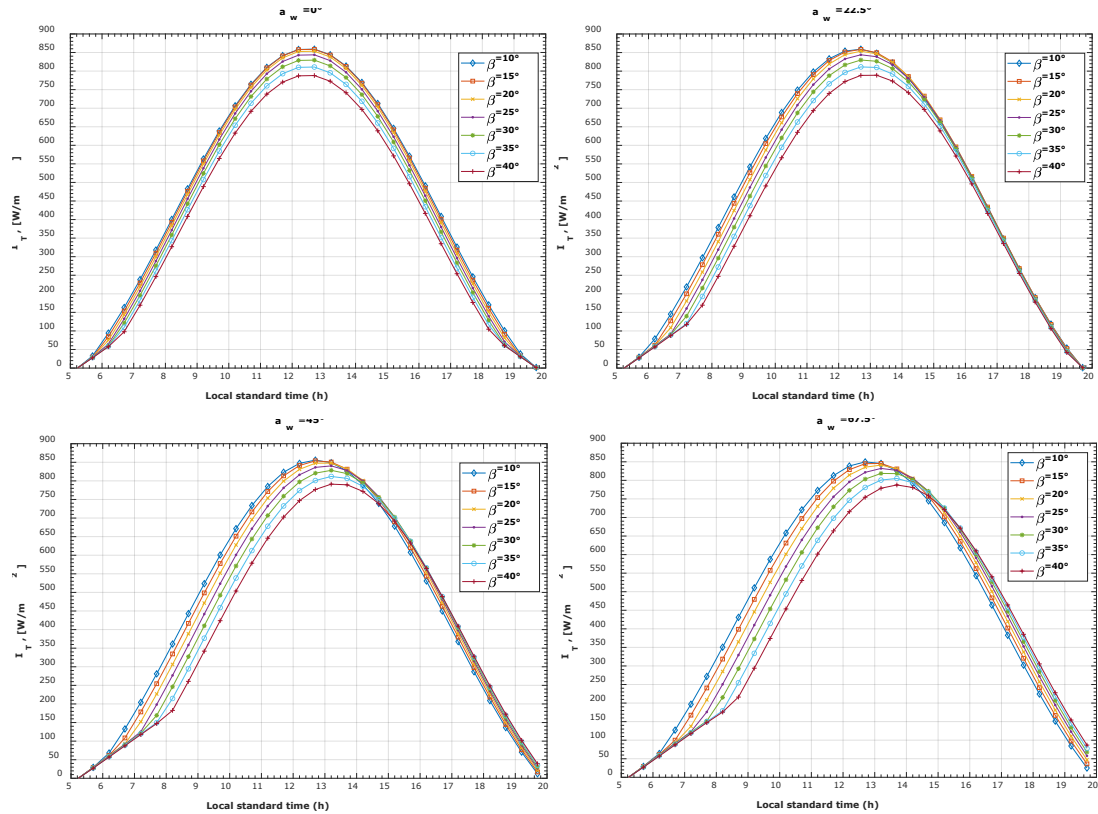


Fig. III-18. Irradiances solaires prédites à Annaba au 11/06/2018 pour 4 orientations azimutales et plusieurs angles d'inclinaisons

Concernant, le jour type de **Juillet**, les résultats obtenus explicitent que, comme pour Juin, nous avons une sous-estimation de -20 % (10 h 09 à 40°) et une surestimation d'environ +17 % (14 h 09 à 40°). D'autre part, on obtint -17% (10 h 09 à 10°) et même +14% (14 h 09 à 10°). En outre à midi, on avait 1% pour tous les angles d'inclinaison, tableau III-4 et **fig. III-19**.

En juillet, le rayonnement maximal émis atteint 1020 W/m² pour une surface inclinée à 15° et orientée au sud. Les courbes des autres angles azimutaux, ont le même comportement que les précédentes, cependant elles se chevauchent l'après-midi lorsque $a_w = 22,5^\circ$ et plus, fig. III-19.

Il faut remarquer que la valeur d'intensité maximale du rayonnement solaire reste quasiment, la même pour les orientations de surface investiguées.

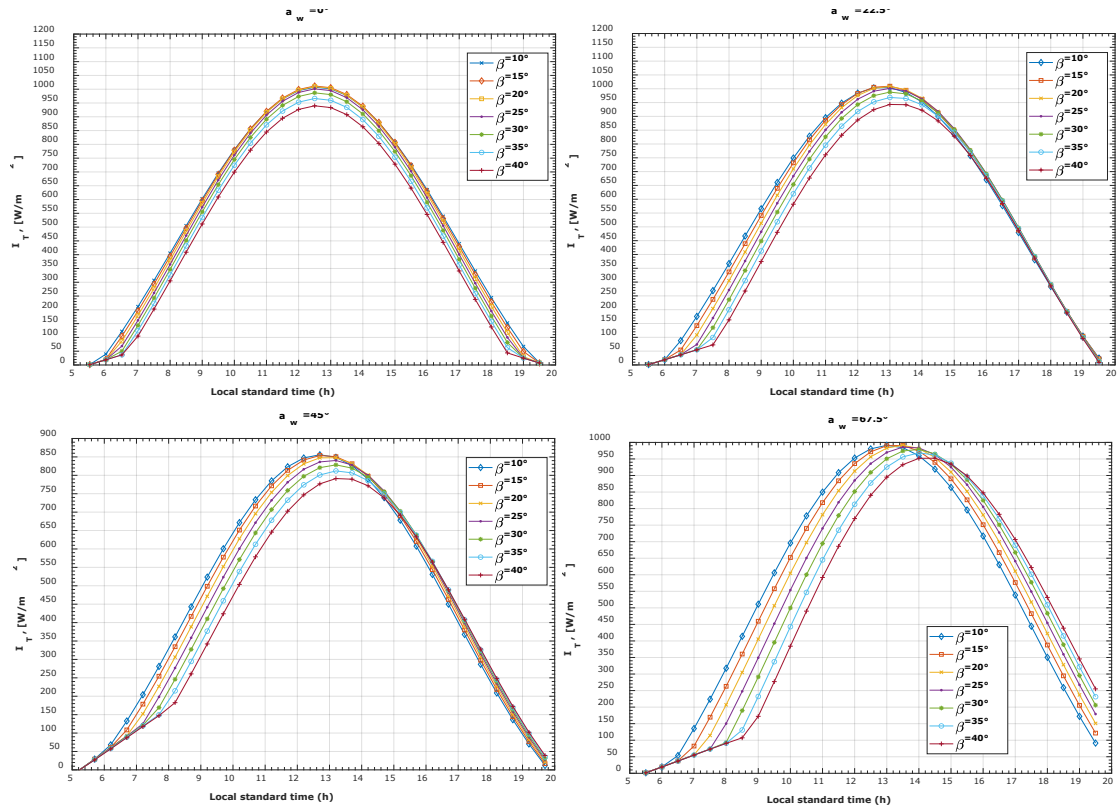


Fig. III-19. Irradiances solaires prédites à Annaba au 17/07/2018 pour 4 orientations azimutales et plusieurs angles d'inclinaisons

Le mois **d'Août** est connu comme étant un mois chaud, il a été révélé l'existence de différences d'intensités solaires entre le modèle et les valeurs calculées par PVGIS, tableau III-4 et fig. III-20, respectivement -204, -47 et 87 W/m² aux angles de pente (20°, 10°, 30°) pour les heures 10 h 09, 12 h 09 et 14 h 09. De même, tous les écarts en pourcentage sont moins de $\pm 30\%$. En outre, la valeur du rayonnement à midi est intéressante et représente seulement -6 à -5% d'écart par rapport aux mesures.

En effet, en **Août**, le rayonnement solaire incident prédit, est d'environ 900 W/m² lorsque le panneau est incliné de 20° et orienté à $a_w = 0^\circ$, se déclinant comme l'irradiance maximale. Pour les autres orientations, de 22,5° à 67,5°, l'intensité du flux solaire incident diminue légèrement avec l'augmentation de l'angle d'azimut de surface (fig. III-20) avec un chevauchement des courbes dans l'après-midi.

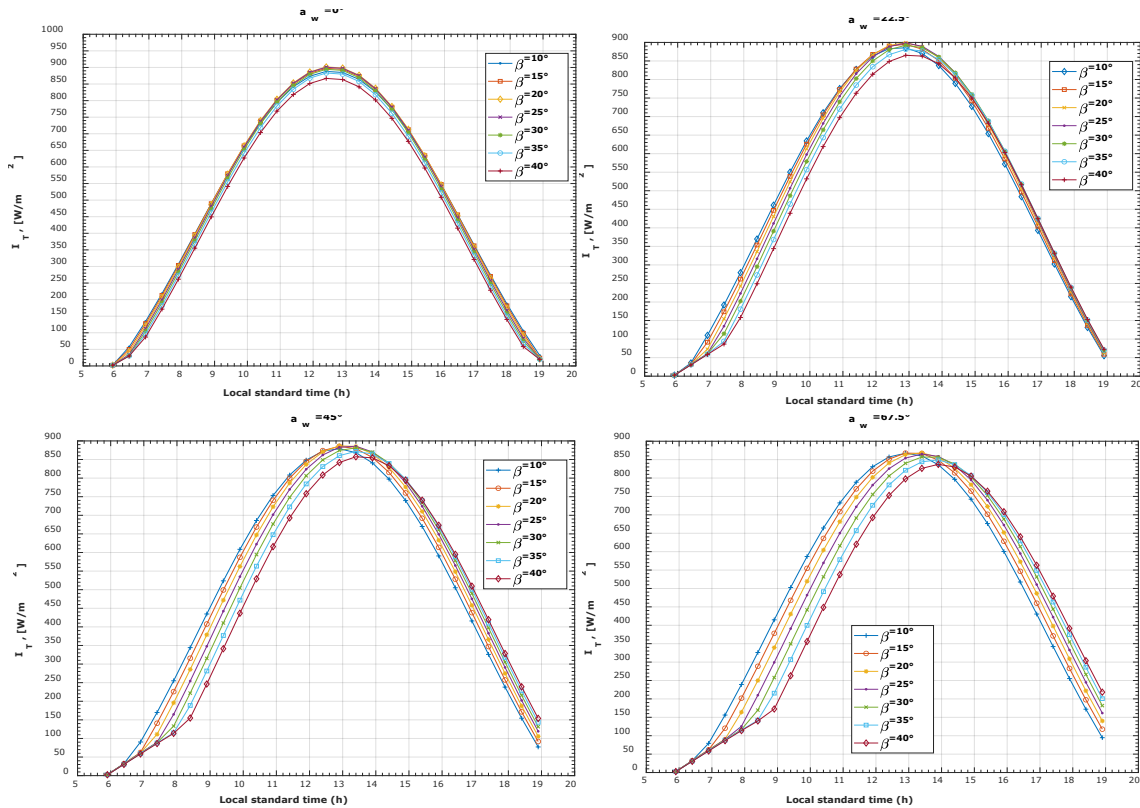


Fig. III-20. Irradiances solaires à Annaba au 16/08/2018 pour 4 orientations azimutales et plusieurs angles d'inclinaisons

Le mois de **Septembre** est un peu nuageux, mais à midi le site PVGIS-SARAH donne un rayonnement solaire égal à 900 W/m^2 , lorsque le capteur est incliné à 40° , tableau III-4 et fig. III-21, alors que le modèle de Gueymard produit 700 W/m^2 à midi environ (-29%). On note que les divergences en pourcentage sont comprises entre -53 à -46% à l'heure 10 h 09, -29 à -23% à l'heure 12 h 09 et plus précis de 6 à 8% à l'heure 14 h 09.

Évidemment, en **Septembre**, le rayonnement solaire diminue d'intensité comme en témoigne la valeur maximale d'irradiation prévue, qui se trouve être égale à 690 W/m^2 , obtenue pour une inclinaison de 30° et une orientation plein sud. On peut observer que les courbes liées aux angles $a_w = 22,5^\circ, 45^\circ, 67,5^\circ$ ont la même allure que les courbes précédentes (fig. III-21).

Par ailleurs, les irradiances diminuent quand l'angle d'azimut augmente et se maintiennent à 650 W/m^2 pour un angle de 67.5° .

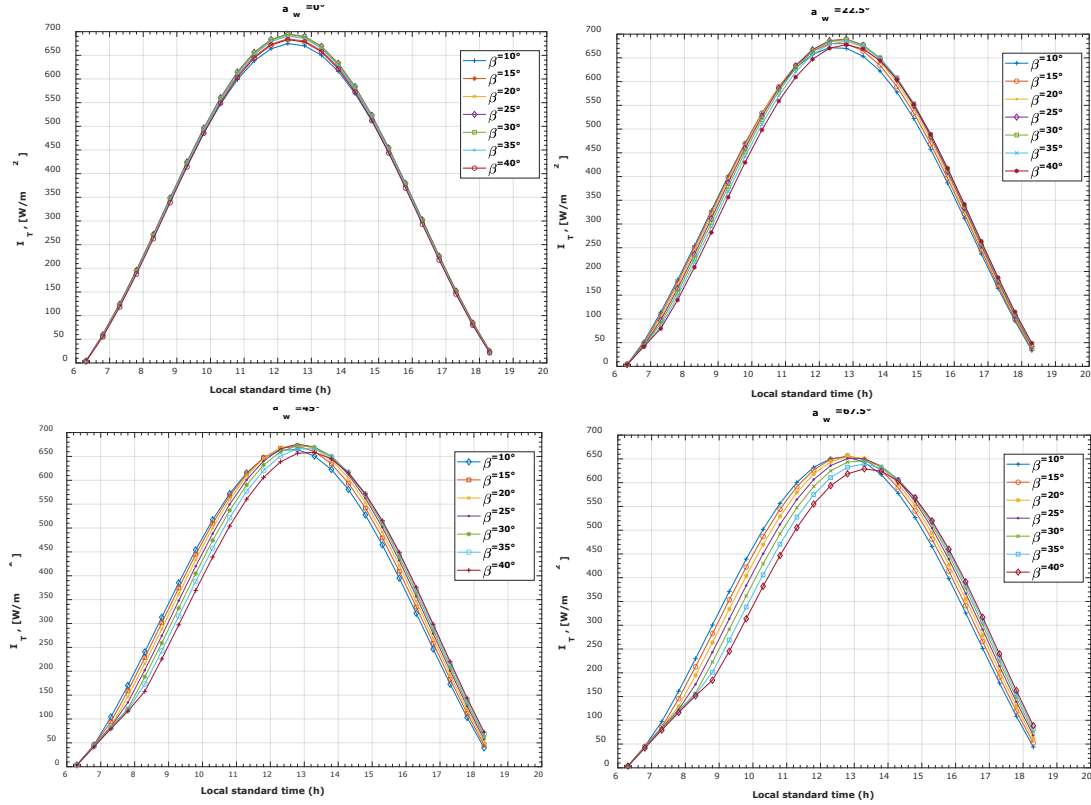


Fig. III-21. Irradiances solaires prédites à Annaba au 15/09/2018 pour 4 orientations azimutales et plusieurs angles d'inclinaison

Cependant, la journée type **d'Octobre** présente en termes de pourcentage -28% à 10 h 09, -4% à 12 h 09 et 34% à 14 h 09 si le panneau est incliné à 10°, tableau III-4 et fig. III-22, cela signifie que le modèle sous-estime d'environ -168 W/m² pour le premier et surestime d'environ 241 W/m² pour le dernier et légèrement inférieur à midi (-4%).

Curieusement, par rapport à septembre, le flux solaire incident en **Octobre** augmente, montrant une prédiction de 860 W/m² pour un panneau incliné à 40° avec une orientation plein sud, fig. III-22. Cependant, l'augmentation de l'angle d'azimut de surface entraîne un décalage temporel de la courbe du rayonnement optimal, vers la droite par rapport à la première courbe de l'inclinaison, tracée.

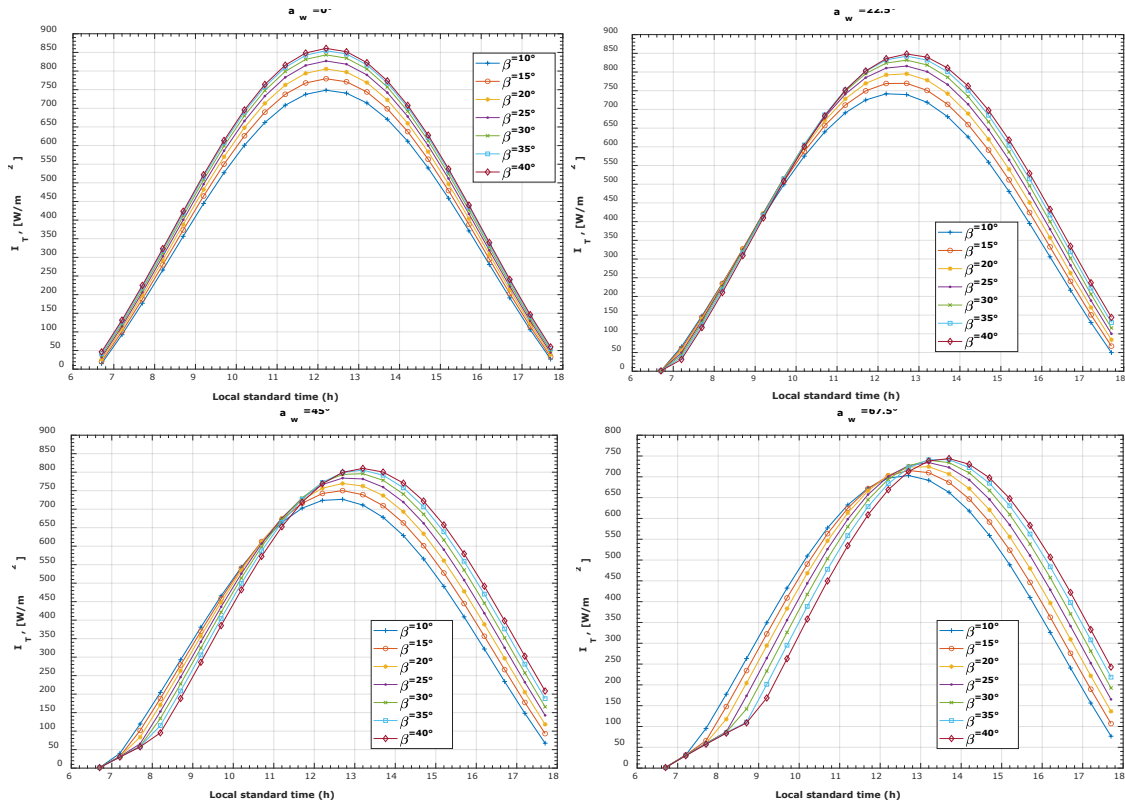


Fig. III-22. Irradiances solaires prédites à Annaba au 15/10/2018 pour 4 orientations azimutales et plusieurs angles d'inclinaison

Novembre, est un mois de ciel couvert, lors de sa journée typique étudiée, les irradiances obtenues à partir de celles calculées grâce à PVGIS, croissent et décroissent fig. III-23, ce qui signifie que quelques nuages sporadiques, ont occulté ou ombragé le dispositif de mesure pendant ces moments. Cependant, les graphiques du modèle maintiennent la forme de courbes en cloche. La différence en pourcentage sur les trois heures calculées est comprise entre -53 et -45% à 10 h 09 pour les quatre angles de pente, tableau III-4, sinon à midi, nous avons noté des valeurs comprises entre 20 et 27%.

Les irradiances des heures de l'après-midi ont augmenté de 31 à 32 %. En outre, la sous-estimation maximale du modèle est de -258 W/m^2 (-50 %) à 10 h 09 et la surestimation est de 170 W/m^2 à 12 h 09, lorsque le panneau est incliné à 40° pour ces deux horaires, tableau III-4.

La simulation réalisée pour Novembre (fig. III-23) et Décembre (fig. III-24) donne respectivement, des valeurs maximales de rayonnement solaire de 645 W/m^2 et 800 W/m^2 captées sur le panneau incliné à 40° par rapport au plan horizontal et orienté vers le sud ($a_w=0^\circ$).

Les illustrations représentant les autres angles d'azimut de surface ($22,5^\circ/45^\circ/67,5^\circ$) montrent une diminution de la valeur des pics et en même temps un décalage des courbes vers la droite, compte tenu des graphes obtenus pour ces inclinaisons étudiées.

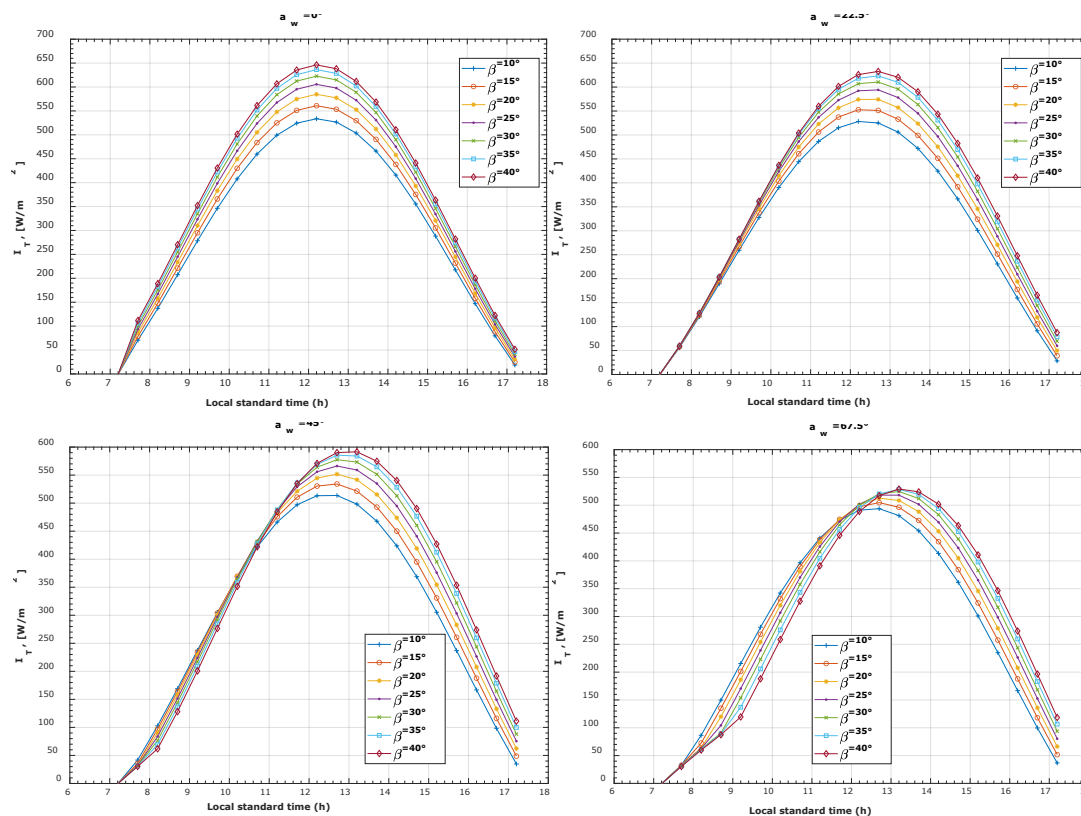


Fig. III-23. Irradiances solaires prédites à Annaba au 15/11/2018 pour 4 orientations azimutales et plusieurs angles d'inclinaisons

Les courbes de **Décembre**, surtout lors du jour typique 10 de ce mois, offrent la même allure, dans la mesure où les intensités de rayonnement à midi sont équivalentes à 2 à 0 % en termes d'écart en pourcentage par rapport aux prévisions. Avant midi, nous avons déjà une sous-évaluation de -31% à -28% délivrée par le modèle de Gueymard et une surévaluation de 26 à 28% à 14h09, tableau III-4 et fig. III-24.

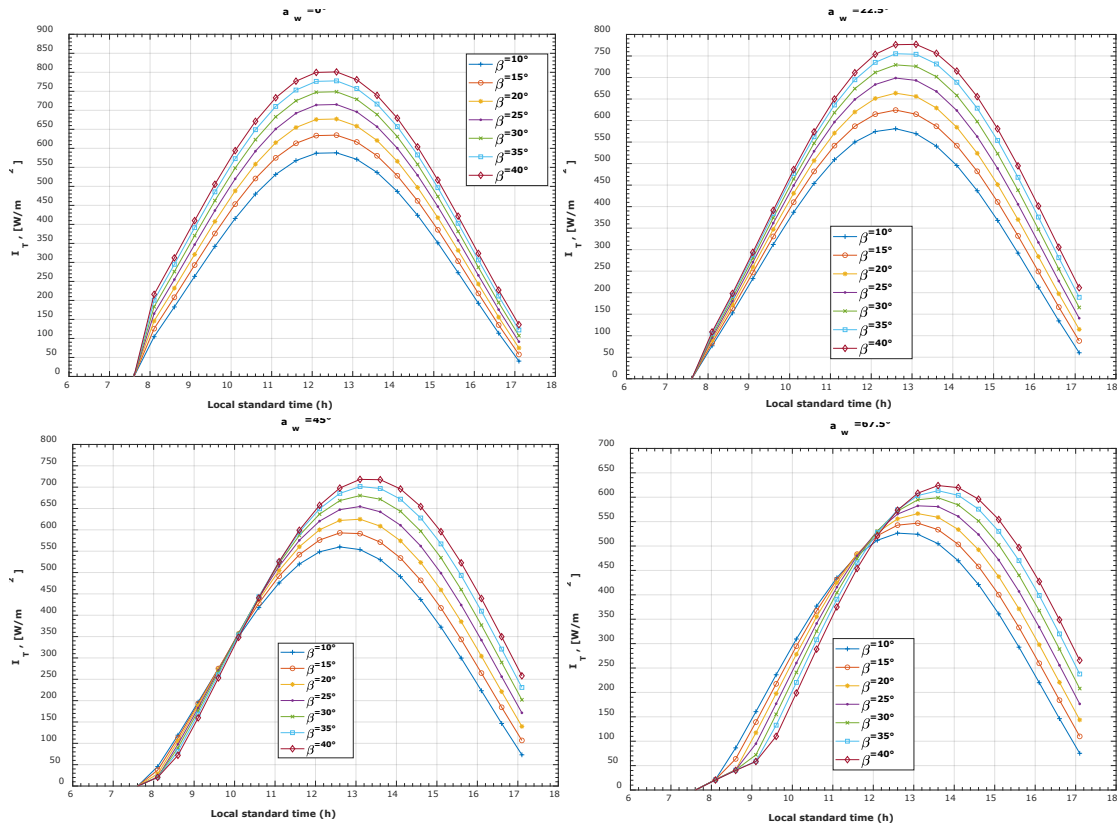


Fig. III-24. Irradiances solaires : Annaba du 10/12/2018 pour 4 orientations azimutales et plusieurs angles d'inclinaisons

III.4.2. Commentaires finaux sur l'applicabilité à la ville d'Annaba du modèle de Gueymard conjugué à l'approche isotrope de Liu et Jordan

Un contraste apparaît dans les prédictions du modèle Gueymard DI dans les conditions de la région étudiée (zone nord-est de l'Algérie). D'une part, des écarts très importants (>100%) ont été constatés durant les périodes hivernales et automnales (nébulosité), limitant l'applicabilité du modèle. En revanche, des écarts relativement moins significatifs ($\leq 31\%$) ont été constatés durant les périodes printanières et estivales, ce qui rend le modèle applicable dans un intervalle d'erreur acceptable. Cependant, à midi, il est souligné que le modèle était vraiment prédictif dans presque toutes les circonstances.

Par conséquent, la fiabilité des prédictions dépend du paramètre mis en œuvre, à savoir l'indice de clarté moyen mensuel, la durée moyenne du jour et l'élévation solaire moyenne quotidienne. Les profils de rayonnement solaire estimés peuvent être supérieurs ou inférieurs aux mesures en fonction du paramètre implémenté dans le modèle. Certains facteurs peuvent conduire à une surestimation et d'autres à une sous-estimation. Néanmoins, les grandes

asymétries d'irradiation entre le matin et l'après-midi peuvent entraver la précision de tout modèle de distribution instantanée. Cet effet d'asymétrie semble être, en grande partie, un facteur limitant pour obtenir des prédictions précises. Il est évident que lorsque la surface réceptrice est perpendiculaire aux rayons solaires incidents, la captation des rayonnements direct et diffus sera optimisée. Les résultats de la simulation nous permettent de recommander pour la ville d'Annaba et l'est Algérien, des angles d'inclinaison mensuels tels que : 10° à 20° en Juin et Juillet, 20° en Mai et Août, 30° pour Mars, et enfin nous conseillons un angle d'inclinaison de 40° pour Avril et Septembre.

Eu égard, aux prédictions obtenues en matière d'irradiations maximales à partir de la simulation du modèle de Gueymard conjugué à l'application du modèle isotrope de Liu et Jordan, nous avons résumé comme suit, les résultats des réglages optimaux des angles d'inclinaison et d'orientation du capteur solaire, installé à Annaba:

Journée type de chaque Mois	Jan. 17	Fév. 16	Mar. 16	Avr. 15	Mai, 15	June, 11
Rayonnement solaire maximal, (W/m²)	370	590	740	1000	1010	860
Angle d'inclinaison, β	40°	40°	35°	30°	10-15°	15°
Azimut de surface, a_w	0°	0°	0°	0°	0°	0°
Journée type de chaque Mois	Juil. 17	Août, 16	Sep. 15	Oct. 15	Nov. 15	Déc. 10
Rayonnement solaire maximal, (W/m²)	1020	900	690	860	640	800
Angle d'inclinaison, β	15°	25°	30°	40°	40°	40°
Azimut de surface, a_w	0°	0°	0°	0°	0°	0°

Tableau III-5. Irradiances maximales et angles optimaux à Annaba

III.5. Simulation des modèles anisotropes HDKR et Perez

De par la recherche bibliographique, les modèles anisotropes de HDKR et Perez, sont les plus répandus, du fait, qu'ils délivrent des résultats les plus précis par rapport aux mesures radiométriques effectuées sur site.

Par conséquent, leurs équations respectives et déroulements des calculs, ont été programmés dans un code Matlab permettant de déterminer les irradiances maximales et les angles (inclinaisons et azimuts de surface) y afférents.

III.5.1. Résultats de la simulation du modèle HDKR

Concernant, l'exploitation du modèle anisotrope HDKR (abordé dans le sous-chapitre II.10.3.5.) et en vue de prédire l'irradiance solaire, il a été choisi de représenter l'intensité solaire maximale à midi aux jours typiques de l'année, en fonction de l'angle d'inclinaison avec l'angle d'azimut de surface comme paramètre, dont organigramme (Annexe B-2)

En fait, en implémentant l'organigramme (Annexe B-2), sous Matlab, nous avons déterminé les irradiances maximales inhérentes aux angles optimaux d'inclinaison et d'orientation de surface pour chaque mois. Pour ce faire, on a procédé à l'augmentation de l'angle d'inclinaison de 0 à 75° par incrément de 1° et en réitérant le calcul de l'irradiance solaire pour des orientations azimutales de $a_w = -15^\circ$ à 55° par incréments de 5° . Donc les maximums d'irradiances sont dénichés de la matrice générée à la fin de calcul avec les angles optimaux leur correspondants.

Cette procédure est explicitée par la simulation du modèle HDKR, donnant lieu à des courbes, tracées par l'interface graphique de Matlab®, conséquemment à la formulation d'un code de calcul. Les variations des irradiances maximales (généralement entre 12 et 14 h) en fonction de l'inclinaison pour différentes orientations azimutales, sont illustrées, ci-après, par des courbes dans une même figure et pour chaque mois (de la fig. III-25 à la fig. III-36).

En plus de la détermination des irradiances optimales correspondants aux angles de positionnement du capteur solaire, on peut également, grâce à ces graphes, estimer les irradiances pour d'autres positions angulaires, lorsque le système solaire est objet à des contraintes d'installation ou d'agencement.

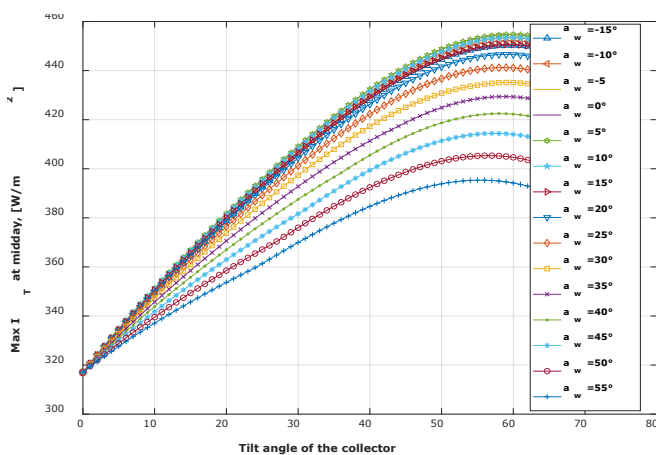


Fig. III-25. Irradiances maximales du 17/01/2018

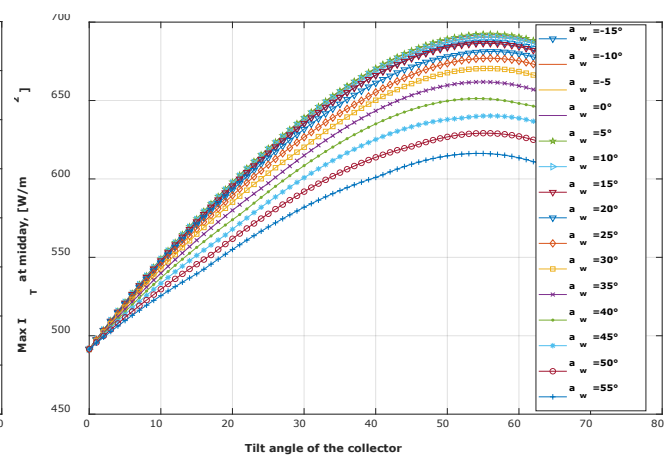


Fig. III-26. Irradiances maximales du 16/02/2018

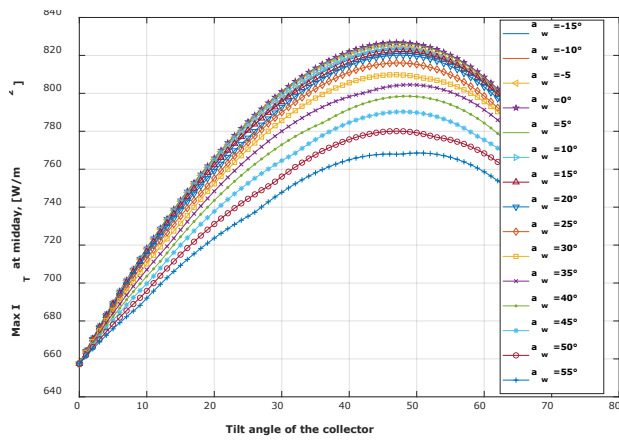


Fig. III-27. Irradiances maximales du 16/03/2018

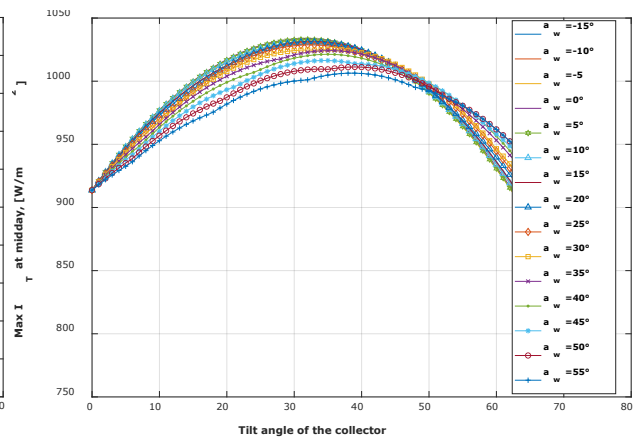


Fig. III-28. Irradiances maximales du 15/04/2018

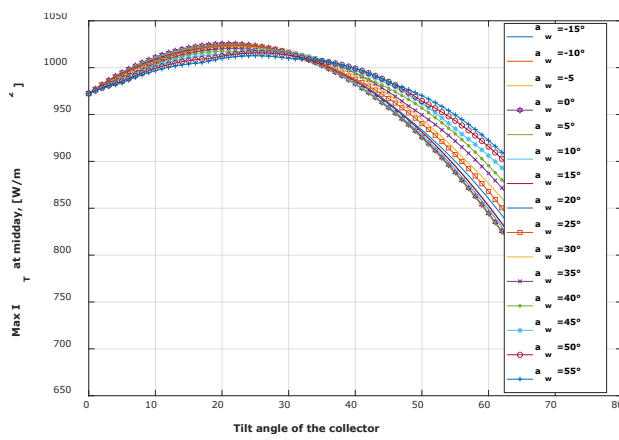


Fig. III-29. Irradiances maximales du 15/05/2018

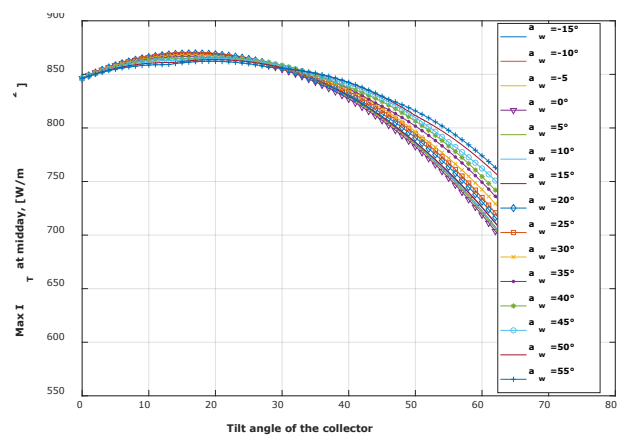


Fig. III-30. Irradiances maximales du 11/06/2018

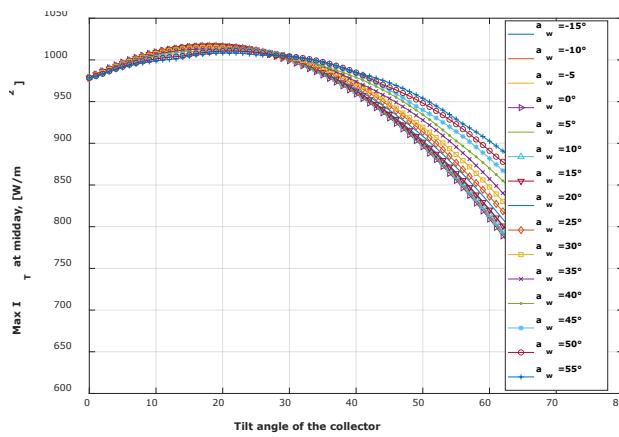


Fig. III-31. Irradiances maximales du 17/07/2018

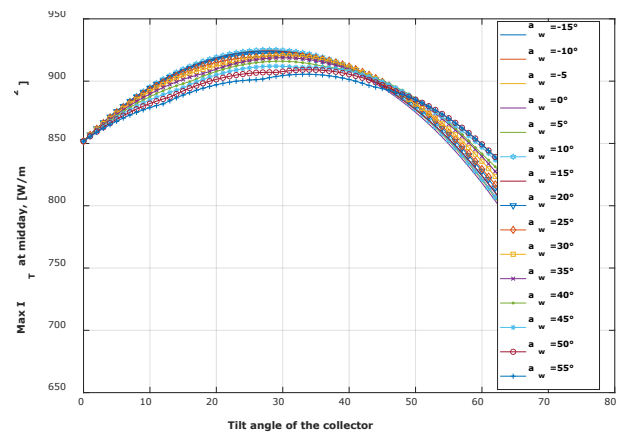


Fig. III-32. Irradiances maximales du 16/08/2018

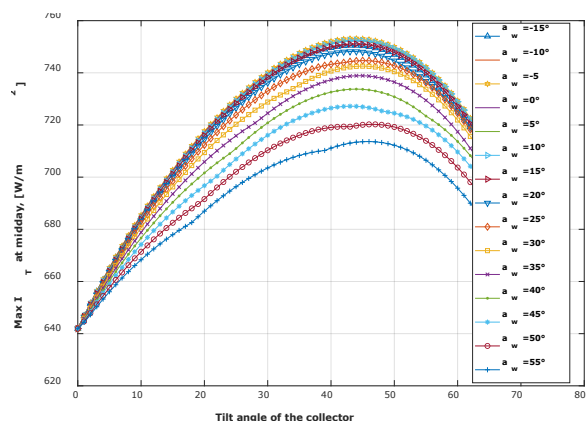


Fig. III-33. Irradiances maximales du 15/09/2018

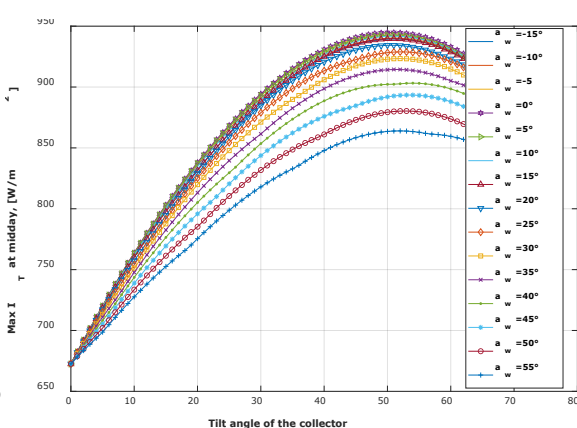


Fig. III-34. Irradiances maximales du 15/10/2018

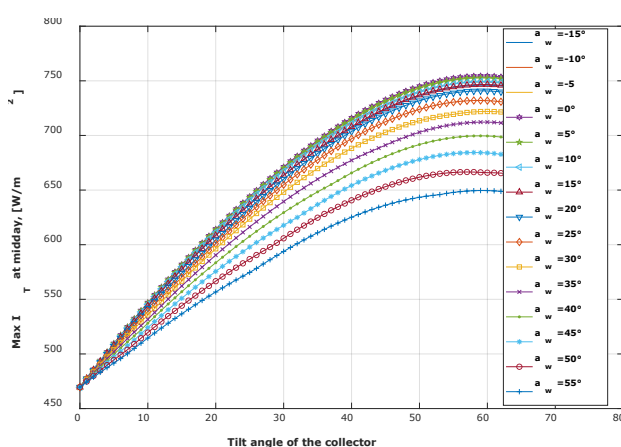


Fig. III-35. Irradiances maximales (14/11/2018)

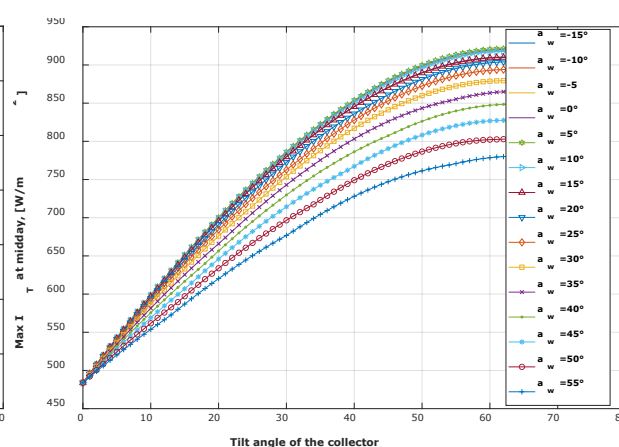


Fig. III-36. Irradiances maximales (10/12/2018)

Le tableau III-6, ci-après, représente le résultat de cette optimisation,

En effet, il résume les résultats obtenus par les simulations précédentes sous forme de courbes.

Modèle anisotrope de HDKR												
Mois	Jan.	Fév.	Mar.	Avril	Mai	Juin	Juil.	Août.	Sept.	Oct.	Nov.	Déc.
Journées types	17	16	16	15	15	11	17	16	15	15	15	10
Max I_T , (W/m²)	455	692	827	1034	1025	870	1018	925	753	945	754	921
β	61	57	48°	33°	22°	18°	19°	29°	45°	52°	60°	64°
a_w	5°	5°	0°	0°	0°	15°	-5°	-5°	-5°	0°	0°	5°

Tableau III-6. Irradiances maximales obtenues par les modèles de HDKR selon les angles de positionnement optimaux du capteur solaire à Annaba (Algérie)

III.5.2. Résultats de la simulation du modèle de Perez

Comme précédemment évoqué au chapitre II.10.3.4, le modèle anisotrope de Perez est largement utilisé pour la prédiction du rayonnement global incident, son application dans la région méditerranéenne a été investiguée par de nombreux chercheurs. Dans ce sous-chapitre de la thèse, on s'est servi de ce modèle pour identifier les angles optimaux d'inclinaison et d'azimut de surface générant une irradiation solaire maximale (irradiance).

A ce titre, l'organigramme (**annexe B-3**), a été édité afin d'obtenir les résultats escomptés.

La mise en œuvre de cet organigramme sous forme d'un programme Matlab, donne lieu à des figures similaires en termes d'allure aux précédentes (fig. III-25 à la fig. III-36). Par conséquent, elles n'ont pas été reproduites dans ce manuscrit, car, les irradiances maximales varient plus ou moins (légèrement) par rapport à celle du modèle de HDKR, dont tableau III-7.

Modèle anisotrope de Perez												
Mois	Jan.	Fév.	Mar.	Avr.	Mai	Jun.	Juil.	Août	Sept.	Oct.	Nov.	Déc.
Max I_T , (W/m ²)	435	675	822	1034	1029	880	1026	944	767	955	752	909
β	52	49	42	31	22	18	19	28	37	49	57	62
a_w	5°	5°	0°	0°	0°	15°	-5°	-5°	-5°	0°	0°	5°

Tableau III-7. Irradiances maximales à midi au jour type de chaque mois par rapport aux angles optimaux de positionnement (Perez)

III.6. Comparaison et validation des résultats par rapport à d'autres approches

En vue de comparer et valider les résultats du présent travail, les relations empiriques de deux auteurs ont été utilisées, à savoir Tiris et Tiris [72] et El-kassaby [73], par conséquent, leurs corrélations ont été appliquées à la ville d'Annaba dans le cadre d'un programme Matlab®, pour calculer les angles optimaux mensuels.

Le résumé de cette comparaison est reporté dans le tableau III-8.

Mois	El-Kassaby	Tiris and Tiris	Ce travail			
			Liu and Jordan	Perez	(HDKR)	Moyenne
Jan.	64°	63°	40	52°	61°	56.5°
Fév.	55°	54°	40°	49°	57°	53°
Mar.	40°	39°	35°	42°	48°	45°
Avr.	21°	26°	30°	31°	33°	32°
Mai	4°	12°	10-15°	22°	22°	22°
Juin	0°	3°	15°	18°	18°	18°
Juil.	3°	9°	15°	19°	19°	19°
Août	14°	18°	25°	28°	29°	28.5°
Sept.	34°	31°	30°	37°	45°	41°
Oct.	51°	52°	40°	49°	52°	50.5°
Nov.	62°	64°	40°	57°	60°	58.5°
Déc.	66°	73°	40°	62°	64°	63°

Tableau III-8. Comparaison des angles de positionnement de ce travail avec d'autres auteurs

(Tiris & Tiris et El-kassaby)

III.7. Résumé et conclusion de ce chapitre

La simulation sous un code Matlab, qui a été réalisée pour la prédiction des performances des panneaux inclinés avait pour objectif l'optimisation du positionnement des capteurs solaires. D'une part, le modèle Gueymard DI (Daily Integration) associé à la relation isotrope simple de Liu et Jordan a été utilisé. D'autre part, deux autres modèles anisotropes améliorés ont été étudiés, à savoir, les modèles de Perez et HDKR. L'illustration graphique des résultats a permis de suivre l'évolution de l'irradiation solaire horaire pour la ville d'Annaba durant les heures d'ensoleillement pendant les journées types de l'année étudiée 2018. Grâce aux courbes étendues, il a été possible d'identifier l'inclinaison et l'orientation appropriées du capteur solaire.

L'approche considérée dans cette étude de cas, facilite la sélection des angles mensuels optimaux (inclinaison et azimut de surface) dans chaque groupe de courbes, ceci est plus explicite dans la figure III-25 jusqu'à la figure III-36.

Visuellement, les courbes les plus hautes correspondent au rayonnement maximal, qui se rapporte aux angles d'inclinaison et d'azimut de surface, permettant le meilleur rendement du capteur solaire. Nous avons pu observer que lorsque l'angle d'azimut de la surface augmente, les pinacles des courbes se déplacent vers l'après-midi, accompagnés d'une légère diminution des pics. Ceci est principalement dû à la composante directe du rayonnement sur la surface inclinée, qui dépend des coordonnées solaires de la ville d'Annaba et à cause du terme $\cos(a_s - a_w)$ dans les équations (II-14 et II-51). Des différences significatives entre les angles d'azimut

de surface et solaire entraînent une diminution du rayonnement et un déplacement des courbes des irradiances et une atténuation du maximum.

Il en ressort que la valeur maximale du rayonnement solaire (irradiance) prédite par la présente simulation était de 1018 à 1026 W/m² en Juillet pour un panneau incliné de 15–19°.

Par ailleurs, la valeur minimale s'estimait de 370 à 455 W/m² en Janvier pour un panneau incliné de 40– 61°.

Nous concluons que, pour des performances optimales, l'inclinaison β du capteur solaire doit être corrigée mensuellement avec une orientation plein sud ($a_w = 0^\circ$) et éventuellement de (-15° à +5°) pour quelques mois, comme défini dans les tableaux III- 5, III- 6 et III-7.

Enfin, en comparant les résultats du modèle de Liu et Jordan avec les résultats moyens des modèles de Perez et HDKR, les recommandations suivantes sont avancées pour Annaba :

- $\beta = 54^\circ (L + 17^\circ)$ est l'angle recommandé pour les mois d'octobre à mars. Il en résulte que les modèles de Perez et HDKR sont les mieux adéquats pour maximiser le rayonnement collecté car un gain de rayonnement important (26,7%) tout au long de cette période est constaté.
- $\beta = 26^\circ (L - 11^\circ)$ est l'angle recommandé pour les mois d'avril à septembre, il en découle que les modèles de Liu & Jordan et de Perez et HDKR sont tous les mieux appropriés en raison de leur régularité et de leurs rayonnements constants pendant la période considérée.

A ce titre, un article traitant cette optimisation a été publié dans le journal « Energy Harvesting System » de l'éditeur Walter De Gruyter :

Bennour F, Mzad H. A numerical investigation of optimum angles for solar energy receivers in the eastern part of Algeria. *Energy Harvesting and Systems*. 2023 ;10(1) : 105-122. <https://doi.org/10.1515/ehs-2021-0089>

IV. L'état de l'art des capteurs héliothermiques plans, théorie et lacunes en matière d'optimisation

Citation

« Rien ne se perd, rien ne se crée : tout se transforme »

Antoine Laurent de Lavoisier (1743-1794)

IV.1. Introduction du chapitre

La conversion de l'énergie rayonnante du soleil en chaleur est très courante depuis les temps historiques et l'antiquité. Cette technique a évolué pour devenir une technologie de conversion solaire bien développée aujourd'hui.

L'une des applications les plus potentielles de l'énergie solaire est la fourniture d'air chaud pour le séchage des produits agricoles, textiles, halieutiques et le chauffage des bâtiments, afin de maintenir un environnement confortable, en particulier pendant la saison hivernale.

La conception réussie d'un système solaire est un processus itératif impliquant la prise en compte de nombreuses considérations techniques, pratiques, de fiabilité, de coût, réglementaire et environnementale. Compte tenu de l'expérience disponible limitée dans le domaine solaire, il est conseillé de garder les systèmes solaires aussi simples que possible et de ne pas se laisser leurrer par la promesse d'un rendement supérieur offert par des systèmes plus complexes, Goswami et Kreith [94].

La chaleur produite par les capteurs solaires peut répondre directement à la demande énergétique ou être stockée, il s'ensuit que pour faire correspondre la demande et la production d'énergie, les performances thermiques du capteur doivent être évaluées.

IV.2. Introduction aux capteurs solaires

Les capteurs d'énergie solaire sont des types particuliers d'échangeurs de chaleur qui convertissent l'énergie du rayonnement solaire en énergie thermique cédée au milieu de transport.

L'analyse et la conception des capteurs solaires présentent des problèmes uniques et non conventionnels en matière de transfert de chaleur, d'optique et de science des matériaux. La classification des capteurs solaires peut être faite selon le type de fluide de travail (eau, air ou huile) ou le type de récepteur solaire utilisé (non suiveur ou suiveur du soleil). Kalorigou, [9].

Un réchauffeur d'air solaire conventionnel est essentiellement un capteur à plaque plane, absorbante noircie ayant un pouvoir d'absorption, avec un, deux ou trois couvercle(s) transparent(s), détenant un pouvoir de transmission vers absorbeur et pourvu d'une isolation en bas de caisse et sur les côtés.

L'ensemble est enfermé dans un caisson ou conteneur en tôle, en effet, le système est appelé « capteur d'air solaire à plaque plate ». Le fluide de travail est de l'air, au lieu de l'eau, soufflé au-dessous ou au-dessus de la plaque absorbante, fig. IV-1.



Fig. IV-1. Deux Capteurs héliothermiques en série avec ventilateur de soufflage d'air

Le composant principal de tout système solaire est la plaque-absorbeur, il s'agit d'une plaque qui absorbe le rayonnement solaire incident, le convertit en chaleur et transfère la chaleur à un fluide (généralement de l'air, de l'eau ou de l'huile) circulant dans le capteur.

Les capteurs plats peuvent être conçus pour des applications nécessitant un apport d'énergie à des températures modérées, jusqu'à peut-être 100 °C. Ils utilisent à la fois le rayonnement solaire direct et diffus, Ces systèmes sont toujours montés dans une position fixe optimisant le gain d'énergie pour une application spécifique et un emplacement particulier. Les capteurs plats peuvent être montés sur un toit, dans le toit lui-même ou être autoportants. Plus la transmittance (τ) du vitrage est élevée, plus le rayonnement atteint la plaque absorbante.

L'énergie solaire est absorbée dans une fraction égale à l'absorbance (α) du récepteur en métal noir. Par ailleurs, la conductivité thermique peut être améliorée en ajoutant des revêtements sélectifs à l'absorbeur, Goswami et Kreith [96].

Les collecteurs à concentration conviennent aux applications à haute température et se distinguent également par le type de liquide caloporteur utilisé (eau, liquide antigel, air ou huile

caloporteur), selon qu'ils soient couverts ou non. Un grand nombre de capteurs solaires est disponible sur le marché, Kalogirou [95].

Par ailleurs, les capteurs d'énergie solaire se distinguent essentiellement par leur mouvement : stationnaire (fixe), systèmes suiveurs à un axe et à deux axes et par la température de fonctionnement, une liste complète est présentée dans le tableau IV-1.

Les capteurs solaires fixes sont immobilisés en permanence et ne suivent pas le soleil. Trois principaux types de collecteurs entrent dans cette catégorie :

1. Collecteur plan (FPC).
2. Collecteur parabolique composé stationnaire (CPC).
3. Collecteur à tubes sous vide (ETC).

Mouvement	Type du capteur	Type de l'absorbeur	Rapport de concentration	Intervalle de température
Stationnaire	Capteur plan	Plan	1	30-80 °C
	Capteur à tubes évacués (ETC)	Plan	1	50-200 °C
Système suiveur à un seul axe	Capteur parabolique composé (CPC)	Tubulaire	5-15	60-240 °C
	Réflecteur linéaire de Fresnel (LFR)	Tubulaire	10-40	60-250 °C
	Capteur cylindrique creux (CTC)	Tubulaire	10-50	60-300 °C
	Capteur parabolique creux (PTC)	Tubulaire	10-85	60-400 °C
Système suiveur à deux axes	Réflecteur parabolique (assiette) (PDR)	Concentration en un point	600-2000	100-1500 °C
	Tour collecteur de champ Héliostat (HFC)	Concentration en un point	300-1500	150-2000 °C

Tableau IV-1. Différents types de capteurs solaires

Le capteur solaire plat à air peut être, utilisé pour le chauffage des espaces de vie, des bâtiments, le séchage des cultures/légumes, la climatisation et apport de chaleur aux procédés industriels.

D'un côté, les capteurs solaires plans à air présentent les attraits et avantages suivants :

- 1) Le système est compact et moins compliqué.

- 2) Le fluide de travail, c'est-à-dire l'air transfère directement la chaleur à l'espace de vie ou aux cultures/légumes, par conséquent, aucun fluide caloporteur supplémentaire (autre que le fluide de travail) n'est requis.
- 3) Le problème de corrosion est complètement éliminé dans le collecteur d'air à plaque solaire.
- 4) La fuite d'air ne cause aucun problème sérieux.
- 5) Le fluide de travail ne gèle pas.
- 6) L'augmentation de pression dans le collecteur d'air solaire est relativement faible.
- 7) Ainsi, un aérotherme solaire peut être conçu en utilisant moins de matériaux, dont le coût de revient est moins cher.
- 8) Son fonctionnement et son entretien sont plus simples que ceux des chauffe-eaux solaires.

D'un autre côté, les chauffe-air solaires affichent certains inconvénients :

- 1) Les mauvaises propriétés thermo-physiques du fluide de travail (air) conduisent à une moindre quantité de transfert de chaleur de l'absorbeur au fluide de travail, par conséquent, des dispositions supplémentaires spécifiques sont nécessaires pour améliorer le transfert de chaleur.
- 2) Un grand volume de fluide de travail doit être manipulé en raison de sa faible densité.
- 3) La plus faible capacité thermique de l'air, limite l'utilisation de ces systèmes comme systèmes de stockage thermique.
- 4) Le coût d'un aérotherme peut être très élevé en raison d'une mauvaise conception.

En effet, plusieurs modèles de chauffe-air solaires ont été proposés, discutés dans la littérature et ont fait l'objet de nombreuses études expérimentales et théoriques, Chandra et Sodha [97]. Diverses géométries ont été traitées pour améliorer les propriétés de transfert de chaleur du système.

On conçoit généralement que le rendement thermique d'un capteur solaire est la principale exigence pour la prédiction des performances thermiques d'un système solaire complet, dont le capteur solaire à air fait partie, Tiwari et al.[98]. Il est donc important que les informations sur l'efficacité thermique soient sous une forme qui soit utile pour les méthodes de conception des systèmes d'énergie solaire existantes et futures, Foster et al.[99].

Or, les performances thermiques des capteurs solaires, sont comparées en utilisant les concepts des rendements thermo-hydraulique et exergétique.

Ce chapitre de la thèse s'est attelé à passer en revue les différents types de capteurs héliothermiques à air actuellement disponibles et leurs performances, en présentant l'état de l'art en la matière.

A ce titre, le but de ce chapitre est de faire le point sur l'état actuel de la modélisation mathématique des aérothermes solaires. Puisque, la plupart des modèles doivent être résolus numériquement, les techniques numériques employées dans la résolution de différents modèles sont présentées succinctement.

En revanche, nous avons consacré une partie à l'analyse thermique et l'étude exergétique des capteurs héliothermiques à air et aux techniques permettant d'améliorer leurs rendements thermo-hydraulique et exergétique.

IV.3. Modélisation mathématique des capteurs solaires à air dans la littérature

Un modèle mathématique des aérothermes solaires fermés est notamment utilisé pour aider à interpréter les phénomènes observés, à concevoir le système, à prédire les comportements suite aux variations des paramètres fonctionnels et à aider à l'optimisation Duffie et Beckman [100].

Dans ce chapitre, la description et l'analyse des différents types d'aérothermes solaires, débouchant sur divers modèles mathématiques et traitant principalement le processus de transfert de chaleur, sont étudiées. Consécutivement, les aérothermes solaires sont passés en revue et classés en fonction du modèle, du nombre de couverture, de la forme de l'absorbeur et de la présence ou non d'un lit de garnissage.

Les principales équations régissant les modèles sont basées sur la première loi d'équilibre de la thermodynamique et inspirées des travaux de Tchinda [101].

IV.3.1. Aérotherme solaire à absorbeur nu

Il s'agit d'une conception à canal unique avec un seul flux d'air entre l'absorbeur et la plaque de fond avec isolation (voir fig. IV-2).

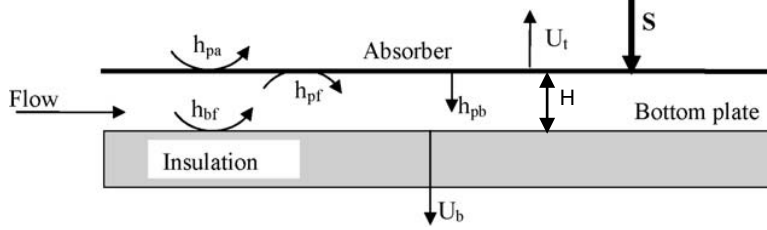


Fig. IV-2. Capteur solaire à absorbeur nu

Choudhury et al. [102], ont étudié les performances thermiques de ce modèle, à ce titre, les équations du bilan énergétique pour la plaque absorbante et la plaque de fond ont été écrites comme suit:

L'absorbeur :

$$\alpha_p S = h_{p-a}(T_p - T_a) + h_{p-b}(T_p - T_b) + h_{p-f}(T_p - T_f) \quad (\text{IV-1})$$

La plaque de fond :

$$h_{p-b}(T_p - T_b) = h_{p-f}(T_p - T_f) + U_b(T_b - T_a) \quad (\text{IV-2})$$

Avec cette méthodologie de conception selon laquelle, un compromis entre les valeurs fixes de perte de pression, de débit d'air, de longueur de conduit, d'hauteur du conduit, de température de l'air et du rendement du système, a été établi et l'ensemble de ces paramètres fonctionnels et géométriques fut calculé.

Les performances thermiques de cette conception ont également été prédites par Ong [102][103]. Le modèle mathématique proposé par cet auteur est similaire à celui de Choudhury et al. [102] avec un petit changement dans l'Eq. (IV-1) où, h_{p-a} est remplacé par $U_b = h_w + h_{r,g-a}$. Dans ce modèle mathématique, le capteur solaire a été supposé suffisamment court pour lequel ses hypothèses étaient valides.

Njomo [104] et Njomo et Daguenet [105], ont étudié le transfert de chaleur dans la conception ci-dessus (Fig. IV-2). Avec des hypothèses générales de la modélisation du transfert de chaleur, les équations du bilan énergétique des différents composants du réchauffeur d'air solaire, ont été énoncées, comme suit :

De l'absorbeur sélectif :

$$M_p c_{pp} \frac{dT_p}{dt} = \alpha_p S - h_{r,p-b}(T_p - T_b) - h_{c,p-f}(T_p - T_f) - (h_{c,p-a} + h_{r,p-a})(T_p - T_a) \quad (\text{IV-3})$$

De l'air en écoulement :

$$\rho_f H c_p \frac{dT_f}{dt} + \frac{\dot{m}_f c_p}{W} \frac{\partial T_f}{\partial x} = h_{c,p-f}(T_p - T_f) + h_{c,b-f}(T_b - T_f) \quad (IV-4)$$

De la plaque de fond :

$$M_b c_{pb} \frac{dT_b}{dt} = h_{r,p-b}(T_p - T_b) - h_{c,b-f}(T_b - T_f) - U_b(T_b - T_a) \quad (IV-5)$$

Avec le modèle mathématique proposé, Njomo [104] a prédit les performances thermiques d'un tel capteur héliothermique.

IV.3.2. Aérotherme solaire (réchauffeur d'air solaire) à un seul couvercle

Cette conception consiste en un seul canal avec un seul flux d'air entre le couvercle et la plaque absorbante (voir fig. IV-3).

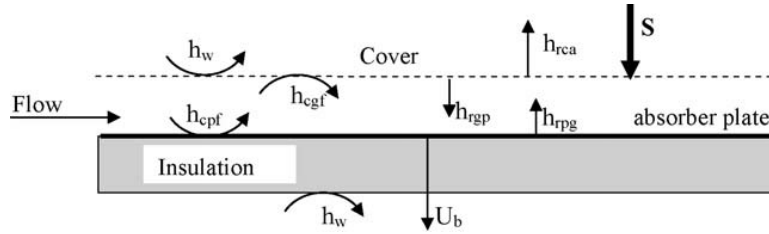


Fig. IV-3. Vue schématique d'un aérotherme solaire à couverture unique

De nombreux auteurs ont examiné les performances thermiques de cette conception [97, 102, 103, 105]. Garg et al. [106], ont développé un modèle transitoire du bilan énergétique de transfert de chaleur appliqué à un aérotherme solaire à un seul couvercle. Ce modèle transitoire a inclus les effets de la capacité thermique et des pertes de conduction. En effet, les bilans énergétiques des composants du capteur, s'écrivent, comme suit :

Couvercle en verre :

$$\alpha_g S = M_g c_g \frac{dT_g}{dt} + k_g \delta_g \frac{\partial^2 T_g}{\partial x^2} + h_w(T_g - T_a) + h_{r,g-s}(T_g - T_s) + h_{c,g-f}(T_g - T_f) + h_{r,p-g}(T_g - T_p) \quad (IV-6)$$

L'absorbeur

$$\alpha_p \tau_p S = M_p c_p \frac{\partial T_p}{\partial t} + k_p \delta_p \frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + h_{c,p-f}(T_p - T_f) + h_{r,p-g}(T_p - T_g) + U_T(T_p - T_a) \quad (IV-7)$$

L'air en écoulement

$$M_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + \frac{\dot{m}_f c_f}{W} \frac{\partial T_f}{\partial x} = h_{c,g-f}(T_f - T_g) + h_{c,p-f}(T_p - T_f) \quad (IV-8)$$

Les Équations (IV-6) à (IV-8) ont été résolues numériquement en utilisant la méthode explicite des différences finies. Les résultats ont montré l'influence de divers paramètres de conception du réchauffeur d'air solaire sur ses performances.

Cette conception de chauffe-air solaire a également été étudiée par Ong [103]. En utilisant le réseau de résistances thermiques, les équations suivantes ont été écrites pour un aérotherme solaire à une seule couvercle :

Couvercle :

$$\alpha_g S + h_{r,p-g}(T_p - T_g) + h_{c,g-f}(T_f - T_g) = (h_w + h_{r,g-a})(T_g - T_a) \quad (IV-9)$$

Fluide entre couvercle et absorbeur :

$$h_{c,p-f}(T_p - T_f) = h_{c,g-f}(T_f - T_g) + 2 \dot{m}_f c_{pf} \frac{(T_{fm} - T_{fi})}{W L} \quad (IV-10a)$$

$$\text{Avec : } T_{fm} = \frac{(T_{fo} - T_{fi})}{2} \quad (IV-10b)$$

Plaque-absorbeur :

$$\alpha_p \tau_g S = h_{c,p-f}(T_p - T_f) + h_{r,p-g}(T_p - T_g) + U_b(T_p - T_a) \quad (IV-11)$$

La méthodologie utilisée pour cette conception de réchauffeur d'air solaire est similaire à celle employée par Choudhury et al. [102], pour étudier un chauffe-air solaire à plaque nue.

D'autre part, le modèle mathématique proposé par Naphon et Kongtragool [107] est identique à celui de Ong [103], par ailleurs l'Eq. (IV-11) a été remplacée par :

$$\dot{m}_f c_f \frac{dT_f}{dt} = h_{c,g-f}(T_f - T_g) + h_{c,p-f}(T_p - T_f) \quad (IV-12)$$

Les équations ci-dessus proposées par Naphon et Kongtragool [107], ont été résolues également par la méthode explicite des différences finies. Les résultats obtenus à partir du modèle ont été comparés avec les données expérimentales de Yeh et al.[108]. Il a été constaté que les résultats numériques et les données expérimentales sont en bon accord.

Dans le but de déterminer la géométrie optimale du canal d'écoulement de cet aérotherme solaire à couverture unique (Fig. IV-3), Hegazy [109], a proposé un nouveau modèle mathématique et déduit, les équations du bilan énergétique, comme suit :

Du couvercle en verre, on a :

$$\alpha_g S + h_{r,p-g}(T_p - T_g) + h_{c,g-f}(T_{fm} - T_g) = (h_w + h_{r,g-a})(T_g - T_a) \quad (IV-13)$$

De l'air en écoulement entre le couvercle et l'absorbeur, on dérive :

$$h_{c,p-f}(T_p - T_{fm}) = h_{c,g-f}(T_{fm} - T_g) + 2 \dot{G}_f c_{pf}(T_{fm} - T_{fi})(L/dx) \quad (IV-14)$$

Au niveau de la plaque absorbeur :

$$\alpha_p \tau_g S = h_{c,p-f}(T_p - T_{fm}) + h_{r,p-g}(T_p - T_g) + U_b(T_p - T_a) \quad (IV-15)$$

Une procédure de résolution itérative a été employée par cet auteur pour analyser les performances de cet aérotherme solaire en termes d'énergie utile, de rendement thermique et d'élévation de la température de l'air.

IV.3.3. Chauffe-air solaire simple à deux couvercles

Ce capteur est composé de deux couvercles en verre et d'un seul canal de circulation d'air entre le couvercle 2 et la plaque absorbante, cette dernière est collée à un isolant thermique (fig. IV-4).

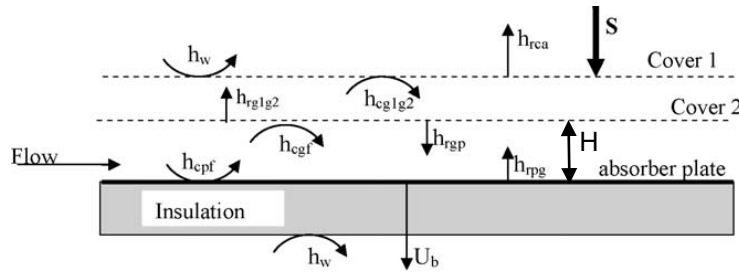


Fig. V-4. Vue schématique d'un aérotherme solaire à deux couvercles

Ce modèle a été étudié par Mohamad [110], Naphon et Kongtragool [107] et Njomo [111]. Mohamad [110], a étudié le transfert de chaleur dans cette conception, pour ce faire, les équations des bilans énergétiques du capteur susmentionné, écrites par cet auteur, sont reproduites ci-après, en régime permanent :

Pour le couvercle supérieur (g_1):

$$\alpha_{g1} S = h_w(T_{g2} - T_a) + h_{c,g1-g2}(T_{g2} - T_{g1}) + h_{r,g1-g2}(T_{g2} - T_{g1}) \quad (IV-16)$$

Pour le couvercle intérieur (g_2)

$$\alpha_{g1}\tau_{g2}S = h_{c,g1-f}(T_{g1} - T_f) + h_{c,g1-g2}(T_{g1} - T_{g2}) + h_{r,g1-g2}(T_{g1} - T_{g2}) + h_{r,g1-p}(T_{g1} - T_p) \quad (IV-17)$$

Pour le flux d'air :

$$\frac{\dot{m}_f c_{pf}}{W} \frac{dT_f}{dx} = h_{c,p-f}(T_p - T_f) + h_{c,g1-f}(T_{g1} - T_f) \quad (IV-18)$$

Pour l'absorbeur :

$$\alpha_p \tau_{g1} \tau_{g2} S = h_{c,p-f}(T_p - T_f) + h_{r,p-g1}(T_p - T_{g1}) + U_b(T_p - T_a) \quad (IV-19)$$

Par ailleurs, Naphon et Kongtragool [107] ont examiné cette conception, il en ressort que le modèle mathématique obtenu par ces auteurs est similaire au modèle de Mohamad [110] avec un changement dans l'équation décrivant le transfert de chaleur dans le couvercle

supérieur dans laquelle l'échange radiatif entre la couvercle supérieur et l'ambient, est pris en compte.

IV.3.4. Aérotherme solaire à passage d'air en back-passe

Dans cette configuration, la plaque absorbante est placée directement au-dessous du couvercle transparent avec une couche stagnante d'air, la séparant du couvercle (fig. IV-5).

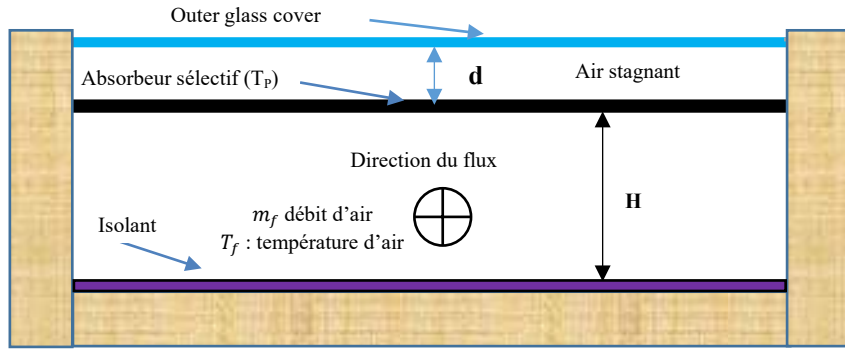


Fig. IV-5. Vue schématique d'un chauffe-air solaire à écoulement entre la plaque absorbant et l'isolant

L'air à chauffer circule entre la surface intérieure de l'absorbeur et la couche d'isolant. Le transfert de chaleur dans cette conception a été étudié par Choudhury et al. [102], Ong [103], Hegazy [112], Garg et al. [113], Al-Kamil et Al-Ghareeb [114], Jannot et Coulibaly [115], Hegazy [116]. En effet, Garg et al. [113], ont développé un modèle mathématique simple pour étudier les performances de ce système solaire dans différentes conditions de conception et de débits. A ce titre, les équations du bilan énergétique en régime stationnaire, des différents composants de l'aérotherme, sont exprimées comme suit :

Pour le couvercle :

$$h_{c,g-s}(T_s - T_g) + h_{r,p-g}(T_p - T_g) = U_T(T_p - T_a) \quad (IV-20)$$

Pour l'absorbeur :

$$(\alpha\tau) S = h_{r,p-f}(T_p - T_{fm}) + h_{r,p-s}(T_p - T_a) + h_{r,p-b}(T_p - T_b) + h_{r,p-g}(T_p - T_g) \quad (IV-21)$$

Pour le flux d'air :

$$h_{c,p-f}(T_p - T_{fm}) = h_{c,b-f}(T_{fm} - T_b) + h_{c,g1-f}(T_b - T_f) + \dot{m}_f c_{pa}(T_{fo} - T_a) \quad (IV-22)$$

En vue de comparer l'analyse paramétrique théorique du capteur héliothermique à air avec et sans garniture dans le passage d'écoulement au-dessus de la plaque arrière, Choudhury et al. [102], ont étudié cette configuration (fig. IV-5). Les équations du bilan énergétique en régime permanent des différents composants, sont présentées ci-dessous :

Pour le couvercle :

$$\alpha_g S + h_{r,p-g}(T_p - T_g) + h_{c,p-g}(T_p - T_g) = (h_w + h_{r,g-s})(T_g - T_a) \quad (IV-23)$$

Pour la plaque absorbeur :

$$\alpha_p \tau_g S = h_{c,p-f}(T_p - T_f) + h_{c,p-g}(T_p - T_g) + h_{r,p-b}(T_p - T_b) + h_{r,p-b}(T_p - T_g) \quad (IV-24)$$

Pour le flux d'air :

$$h_{c,p-f}(T_p - T_f) = h_{c,b-f}(T_f - T_b) + \frac{\dot{m}_f c_{pf}}{W} \frac{dT_f}{dx} \quad (IV-25)$$

Pour la plaque de fond :

$$h_{c,b-f}(T_f - T_b) + h_{r,p-b}(T_p - T_b) = U_b(T_b - T_a) \quad (IV-26)$$

IV.3.5. Aérotherme solaire à un seul couvercle en verre à deux passages parallèles

La configuration du chauffe-air solaire considérée, est illustrée à la Fig. IV-6, il se compose d'un couvercle, d'une conception à double canal avec des flux d'air double entre le couvercle et la plaque absorbante et entre l'absorbeur et la plaque de fond fixée à un isolant thermique. De nombreux articles ont étudié cette conception, à savoir : Ong [103], Naphon & Kongtragool [107], Hegazy [109], Hegazy [112], Jha et al. [117], Ucar et Inalli [118] et Forson et al. [119].

Jha et al.[117], ont obtenu les équations de l'équilibre d'énergie sous forme de différentielles partielles en régime transitoire, régissant le comportement d'un système de chauffage solaire d'une chambre de maison à masse isotherme. Ils considèrent, séparément la

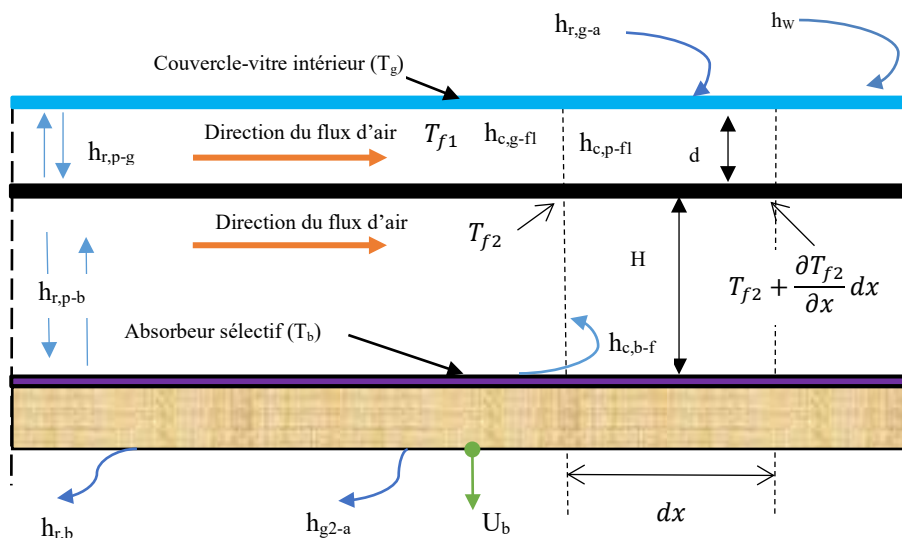


Fig. IV-6. Vue schématique d'un aérotherme solaire à simple vitrage et deux passages parallèles

conservation d'énergie dans chaque composant du système. Pour le chauffe-air solaire illustré à la fig. IV-6 assimilé, ressemblant à un aérotherme de chauffage solaire de chambre.

Les équations régissant ce chauffe-air solaire en régime transitoire, sont explicitées, comme suit :

Au niveau du couvercle en verre :

$$M_g c_g \frac{dT_g}{dt} = \alpha_g S + h_{r,p-g}(T_p - T_g) + h_{c,g-f1}(T_g - T_{f1}) - h_{c,g-w}(T_g - T_w) - h_{c,g-a}(T_g - T_a) \quad (IV-27)$$

Au niveau du canal de passage de l'air entre le couvercle et absorbeur :

$$M_{f1} c_f \frac{\partial T_{f1}}{\partial t} = -\frac{\dot{m}_{f1} c_f}{W} \frac{\partial T_{f1}}{\partial x} + h_{c,p-f1}(T_p - T_{f1}) - h_{c,f1-g}(T_{f1} - T_g) \quad (IV-28)$$

Au niveau de l'absorbeur :

$$M_p c_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = \alpha_p \tau_p S - k_p \delta_p \frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} - h_{c,p-f2}(T_p - T_{f2}) - h_{r,p-g}(T_p - T_g) - h_{c,p-f1}(T_p - T_{f1}) - h_{r,p-b}(T_p - T_b) \quad (IV-29)$$

Au niveau du canal de passage de l'air entre l'absorbeur et la plaque de fond :

$$M_{f2} c_f \frac{\partial T_{f2}}{\partial t} = -\frac{\dot{m}_{f2} c_f}{W} \frac{\partial T_{f2}}{\partial x} + h_{c,g-f2}(T_p - T_{f2}) - h_{c,b-f2}(T_b - T_{f2}) \quad (IV-30)$$

Au niveau de la plaque de fond :

$$M_b c_b \frac{\partial T_b}{\partial t} = -k_b \delta_b \frac{\partial^2 T_b}{\partial x^2} - h_{c,p-f2}(T_b - T_{f2}) - h_{r,p-b}(T_p - T_b) - U_b(T_b - T_a) \quad (IV-31)$$

De la résolution analytique de ce système en utilisant les séries de Fourier, les températures de l'air T_{f1} et T_{f2} à la sortie de l'aérotherme solaire, ont pu être déterminées et améliorées en se servant de masses de l'ordre de 2000 et 5000 kg.

IV.3.6. Aérotherme solaire à double vitrage à deux passages parallèles

Le schéma de flux d'énergie d'un tel dispositif est présenté sur la fig. IV-7. Cette figure montre deux flux d'air de débits différents mais avec un débit total fixe, circulant régulièrement et simultanément à travers deux canaux séparés (au-dessus et au-dessous de la plaque-absorbeur). Avec la présence du second couvercle, ce dispositif est différent de celui de la fig. IV-6.

Dans ce contexte, Yeh et al. [120], ont étudié le transfert de chaleur dans cette conception, en proposant un modèle mathématique, cadré par les hypothèses suivantes:

- 1) Les températures de la plaque absorbante, de la plaque inférieure et des fluides ne sont fonction que de la direction d'écoulement.
- 2) Les couvercles et le fluide n'absorbent pas l'irradiation solaire.

A juste titre, les bilans énergétiques dans la longueur différentielle dx , ont été donnés comme suit :

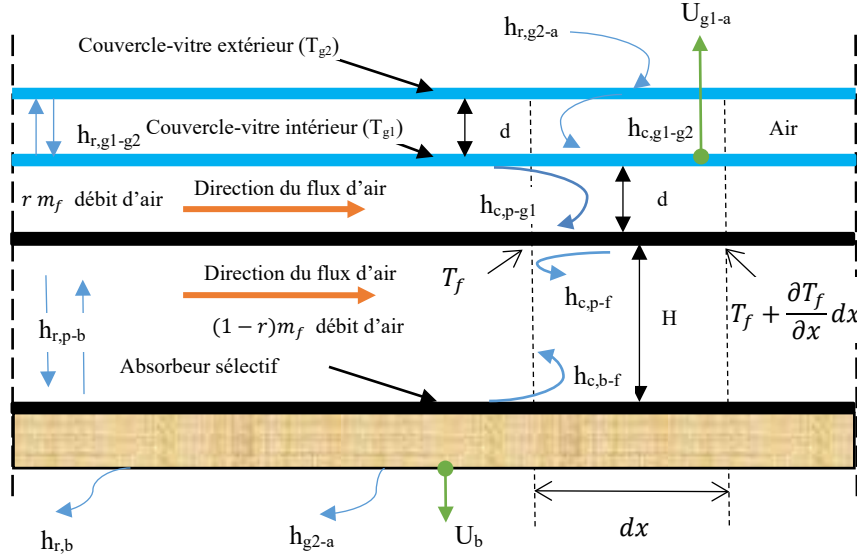


Fig. IV-7. Vue schématique d'un aérotherme solaire à double vitrage et deux passages parallèles

Pour le couvercle intérieur (g_1)

$$U_{g1-a}(T_{g1} - T_a) = h_{c,g1-f1}(T_{f1} - T_{g1}) + h_{r,g1-p}(T_{g1} - T_p) \quad (IV-32)$$

Pour la plaque absorbante :

$$\alpha_p \tau_g^2 S = h_{c,p-f1}(T_p - T_{f1}) + h_{c,p-f2}(T_p - T_{f2}) + U_T(T_p - T_a) + U_b(T_p - T_a) \quad (IV-33)$$

Pour la plaque de fond :

$$h_{c,b-f2}(T_{f2} - T_b) + h_{r,p-b}(T_p - T_b) = U_b(T_b - T_a) \quad (IV-34)$$

Pour le fluide 1

$$h_{c,p-f1}(T_p - T_{f1}) = \frac{r \dot{m}_f c_{pf}}{W} \frac{dT_{f1}}{dx} \quad (IV-35)$$

Pour le fluide 2

$$h_{c,p-f1}(T_p - T_{f2}) + h_{c,b-f2}(T_b - T_{f2}) = \frac{(1-r) \dot{m}_f c_{pf}}{W} \frac{dT_{f2}}{dx} \quad (IV-36)$$

IV.3.7. Aérotherme solaire à lamelles attachées sur l'absorbeur

Afin d'augmenter la surface d'échange fluide-absorbeur, Yeh et al. [121], ont présenté un modèle mathématique pour les aérothermes solaires à double flux avec absorbeur à ailettes. Pour le chauffage d'un local, la **fig. IV-8**, montre la conception d'un aérotherme solaire avec ailettes fixées de part et d'autre à l'absorbeur et sur lequel le débit d'air est divisé en deux parties, canaux 1 et 2.

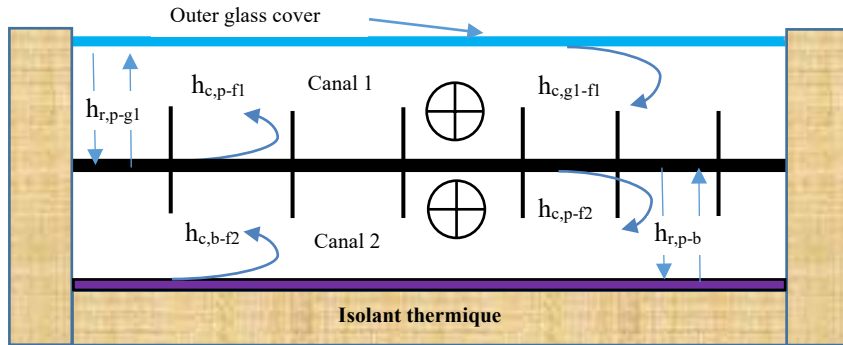


Fig. IV-8. Vue schématique d'un chauffe-air solaire à absorbeur ailetté avec double écoulement entre le couvercle, l'absorbeur et l'isolant

Comme illustré, les deux flux d'air sont de débits massiques différents mais avec un débit total fixe, circulent simultanément et d'une manière stationnaire, à travers deux canaux séparés par la même distance. Il a été démontré que la disposition d'ailettes fixées sur l'absorbeur du capteur, améliore son efficacité et que l'application du concept de double flux dans cette conception était techniquement et économiquement réalisable. Par ailleurs, Al-Nimr et Damseh [122], Matrawy [123], Kabeel et Mearik [124] et Ammari [125], ont étudié un système de chauffe-air solaire pourvu de lamelles métalliques reliant la plaque absorbante à la

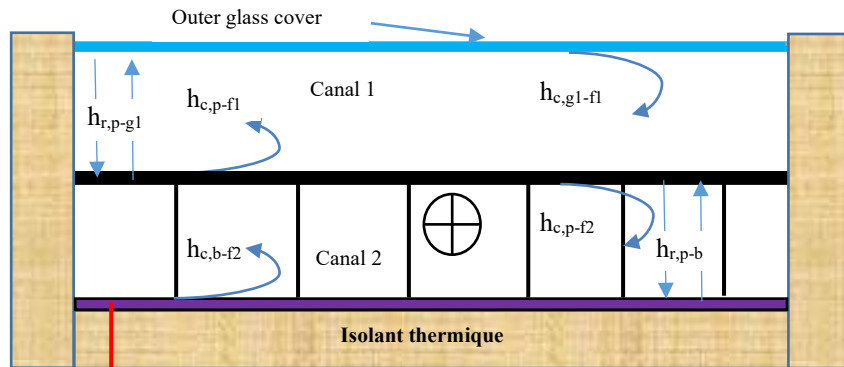


Fig. IV-9. Vue schématique d'un chauffe-air solaire à absorbeur avec lamelles reliées à la plaque de fond avec double écoulement entre le couvercle, l'absorbeur et l'isolant

plaque de fond, ce qui représente un développement du système précédent, pour améliorer les performances thermiques du chauffe-air solaire (**fig. IV-9**).

Il en découle que les équations des bilans énergétiques des composants de l'aérotherme, énoncées, s'écrivent comme suit :

Pour l'absorbeur :

$$U_t(T_p - T_a) + h_{c,p-f}(T_p - T_f) + h_{r,p-b}(T_p - T_b) + \frac{N}{A_c} \left(-kA \frac{dT_s}{dz} \right)_{z=0} = S \quad (\text{IV-37})$$

Pour la plaque de fond :

$$h_{r,p-b}(T_p - T_b) + \frac{N}{A_c} \left(-kA \frac{dT_s}{dz} \right)_{z=H} = h_{r,b-f}(T_p - T_f) + U_b(T_b - T_a) \quad (\text{IV-38})$$

Pour les lamelles métalliques :

$$\left(-k_s A \frac{dT_s}{dz} \right)_{z=0} - \left(-k_s A \frac{dT_s}{dz} \right)_{z=H} = \int_{z=0}^{z=H} 2h_{c,s-f} N L_c (T_s - T_f) dz \quad (\text{IV-39})$$

Pour l'air en écoulement

$$h_{c,p-f}(T_p - T_f) + h_{c,b-f}(T_b - T_f) + \frac{N}{A_c} \int_{z=0}^{z=H} 2h_{c,s-f} L_c (T_s - T_f) dz = q_u \quad (\text{IV-40})$$

En outre, les formes finales des équations intégrales IV-39 et IV-40 ont été établies par Naphon [126].

La résolution de ces équations a été effectuée en utilisant une procédure itérative. Le nombre maximal de lamelles métalliques et la profondeur du conduit d'air du capteur solaire à air, sont des facteurs intéressants pour la conception du capteur, car permettant une optimisation de l'énergie utile, éqt. (IV-40).

IV.3.8. Aérotherme solaire double-vitrage à une seule passe avec garnissage en billes

Ce capteur solaire est constitué de deux vitrages et de la plaque de fond faisant office d'absorbeur. Le passage entre le couvercle intérieur et la plaque de fond, est pourvu d'un garnissage de billes revêtues en noir. Ceux-ci augmentent la surface de contact, agissant comme des absorbeurs de rayonnement solaire et transfèrent la chaleur à l'air circulant dans le canal garni (**voir fig. IV-10**). Ce dispositif a été étudié par Choudhury et Garg [127].

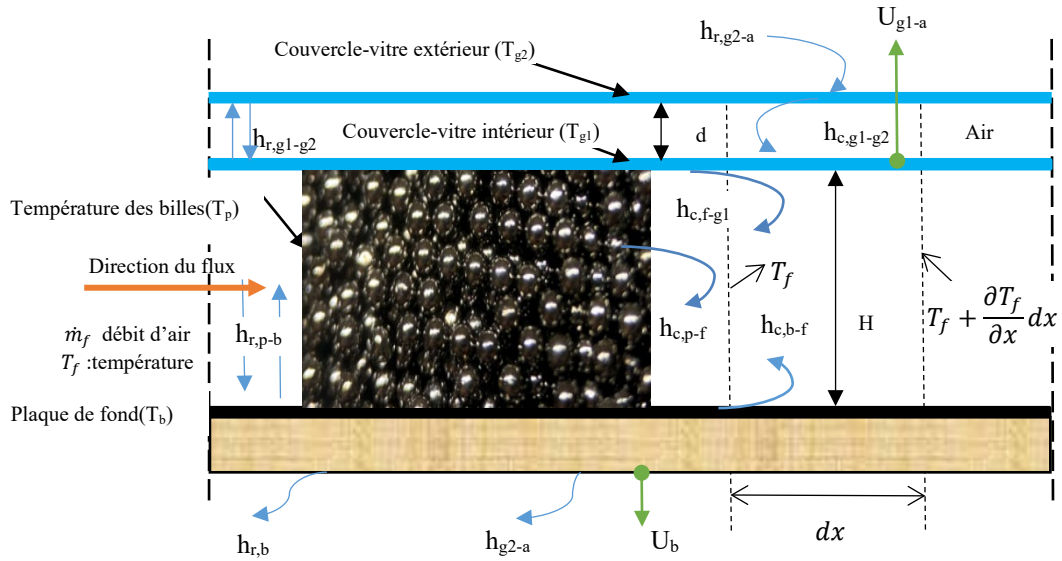


Fig. IV-10. Vue schématique d'un aérotherme solaire à double vitrage et garnissage métallique à billes revêtues en noir

Les bilans énergétiques du couvercle extérieur, de la plaque de fond et du flux d'air, sont donnés, respectivement, par ces équations :

Au niveau couvercle en verre extérieur :

$$\alpha_1 S + (h_{r,g1-g2} + h_{c,g1-g2})(T_{g1} - T_{g2}) = (h_{r,g2-a} + h_w)(T_{g2} - T_a) \quad (IV-41)$$

Au niveau de la plaque de fond :

$$h_{r,p-b}(T_p - T_b) = h_{c,b-f}(T_b - T_f) + U_b(T_b - T_a) \quad (IV-42)$$

Pour l'air en écoulement :

$$\frac{\dot{m}_f c_{pf}}{W} \frac{dT_f}{dx} = h_{c,g1-f}(T_{g1} - T_f) + h_{c,p-f}(T_p - T_f) + h_{c,b-f}(T_b - T_f) \quad (IV-43)$$

Concernant, le couvercle intérieur et le garnissage, les bilans énergétiques sont les suivants :

Au niveau du couvercle en verre intérieur :

$$\alpha_{g1} \tau_{g2} S + h_{r,p-g1}(T_p - T_{g1}) = (h_{r,g1-g2} + h_{c,g1-g2})(T_{g1} - T_{g2}) + h_{c,g1-f}(T_{g1} - T_f) \quad (IV-44)$$

Au niveau du garnissage (absorbeur) :

$$\alpha_p \tau_{eff} S = h_{c,p-f}(T_p - T_f) + h_{r,p-g1}(T_p - T_{g1}) + h_{r,p-b}(T_p - T_b) \quad (IV-45)$$

Les coefficients de convection $h_{c,p-f}$ et $h_{c,b-f}$ dans le milieu poreux à garnissage à billes, sont donnés par Choudhury et Garg [127] et Dixon et Cresswell [128]

La résolution numérique de cet ensemble d'équations a confirmé à l'évidence que l'utilisation de garnissages non absorbant et absorbant dans le canal d'écoulement d'air sous

l'absorbeur dans les aérothermes solaires, contribue à améliorer considérablement le rendement, en raison de la turbulence fournie par ce garnissage lors du passage du flux d'air.

IV.4. Influence du revêtement de l'absorbeur sur l'énergie utile du réchauffeur d'air

L'effet des revêtements sélectifs, a été traité par El-Sebaï et Snani [129] en l'occurrence le Nickel-étain et un revêtement noir, il a été remarqué que les températures de l'air à sortie et de la plaque absorbante ont été améliorées, mais l'augmentation du débit diminue ces températures. Leur approche théorique par un modèle mathématique similaire aux précédents, a été comparée à des mesures expérimentales durant l'été 2005 à Djeddah (Arabie Saoudite), ils conclurent que l'augmentation était d'environ 30 % en termes d'énergie utile. Dans leur étude, l'espace entre les doubles vitrages était de 2,5 cm et la corrélation de Holland et al. [130], a été utilisée pour estimer le coefficient de convection naturelle.

IV.5. Étude des effets des rugosités artificielles de l'absorbeur sur les performances thermiques des aérothermes solaires

Les techniques utilisées pour l'amélioration des performances thermiques des capteurs héliothermiques plans, sont de nature à créer des obstacles générant de la turbulence, hydrauliquement et thermiquement parlant. Ceux-ci augmentent le transfert de chaleur de l'absorbeur vers le fluide de travail (air).

De telles rugosités artificielles peuvent être des ailettes, des chicanes, des générateurs de vortex, des rainures en V, etc.

Dans ces cas de figure, la résolution de ses problèmes, s'effectue comme suit :

- 1) Discrétisation des équations de Navier-stockes et de l'équation de continuité en bi ou tridimensionnelle (par volumes/éléments finis)
- 2) Choix du modèle de turbulence généralement k- ϵ ou RNG- k- ϵ ou autre
- 3) Discrétisation de l'équation de l'énergie
- 4) Création de maillages avec affinage des zones de turbulence générées par changement abrupt de forme.
- 5) Déclaration des conditions aux limites et initiales

- 6) Résolution de la matrice par des algorithmes dédiés et détermination des distributions des pressions, des vitesses et des températures dans le capteur solaire

Ces étapes sont réalisées par des logiciels commerciaux tels que Ansys/Fluent/Comsol/OpenFoam, enfin les résultats sont affichés par l'interface graphique de ces derniers.

Dans ce sous-chapitre de la thèse, un état de l'art en la matière est présenté, des travaux de recherches y afférents, sont discutés et une évaluation comparative par rapport à l'absorbeur lisse et les performances qui en résultent est effectuée. En effet, le taux d'amélioration de performance est estimé par le paramètre de performance thermo-hydraulique (THPP).

IV.5.1. L'effet des ailettes et déflecteurs sur l'absorbeur

Singh [131], a effectué des investigations expérimentales et numériques visant à augmenter les performances thermiques d'un aérotherme solaire à plaque absorbante sur laquelle sont érigées des ailettes fixées latéralement aux parois latérales du canal d'écoulement, sous différentes manières, (figure IV-11).

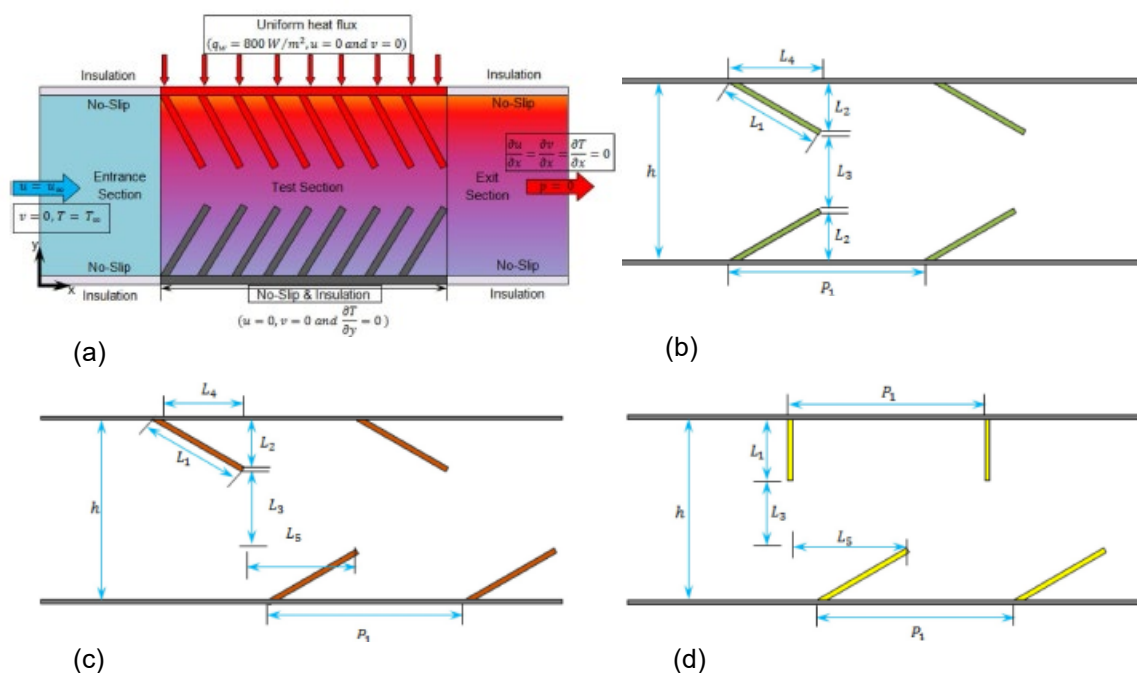


Fig. IV-11. (a) conditions limites (b) arrangements d'ailerons en ligne, (c) décalés (d) hybrides décalés. Singh [130]

Le CFD commercial Ansys-Fluent est utilisé pour effectuer la simulation numérique avec une variation du nombre de Reynolds entre $(3000 \leq Re \leq 20\,000)$ en tant que paramètre de débit, ceci est réalisé pour les trois configurations de la **fig. IV-11**. Les résultats CFD ont

révélé que les meilleures performances thermo-hydrauliques, sont obtenues pour les configurations des ailettes décalées et décalées hybrides et se sont avérées être, respectivement supérieures de 3,5% et 3,8% par rapport à la configuration des ailettes décalées et en ligne.

Quant au rendement thermo-hydraulique expérimental du chauffe-air solaire à double passage, il est de 79%, soit environ 13% de plus que celle d'une conception similaire à passage d'air unique.

IV.5.2. L'effet des chicanes fixées à l'absorbeur sur les performances thermiques

D'autre part, les effets de différents emplacements de chicanes sur le coefficient local de transfert de chaleur par convection, le nombre de Nusselt et le facteur de frottement, ont été évalués par Bensaci et al. [132]. L'étude entreprise s'intéressait à comparer les différentes positions de chicanes sur la plaque de fond des aérothermes solaires. Cette investigation a pris en compte un canal conventionnel (lisse) et quatre différents cas de déflecteurs sur la surface de l'absorbeur : 50 % en amont, 50 % en aval, 50 % au milieu et déflecteurs (chicanes) à 100 %, fig. IV-12.

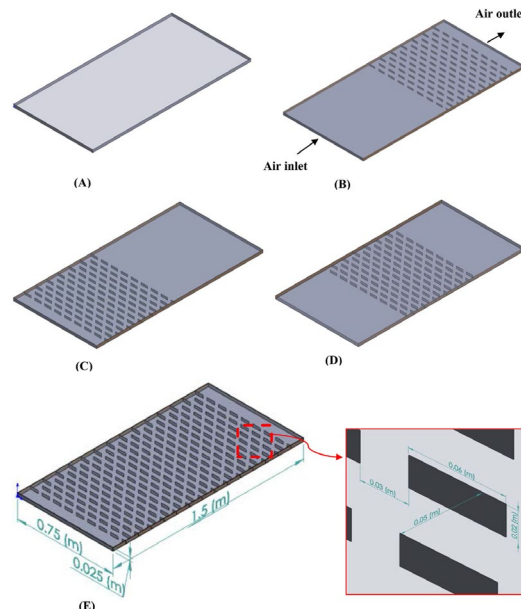


Fig. IV-12. Comparaison d'absorbeur lisse avec quatre configurations d'absorbeurs dotés de chicanes droites (déflecteurs)[131] [132]

En revanche, une campagne expérimentale a permis de valider la simulation numérique CFD (Ansys-Fluent). Ensuite, de nouvelles simulations CFD, ont été réalisées pour déterminer la meilleure configuration en termes de performances thermo-hydrauliques. Le modèle de

turbulence RNG $k-\varepsilon$ a été choisi pour des raisons de concordance qualitative et une bonne adéquation avec les corrélations de Dittus-Boelter et de Blasius modifié. En fait, Le nombre de Nusselt maximum ($Nu=70.8$ at $Re=8340$) a été obtenu à partir du cas E (cas 100% de déflecteurs) comparativement à l'absorbeur lisse ($Nu=25.48$ at $Re=8340$). Il est noté que le rendement thermique est plus élevé pour un nombre de Reynolds plus grand, il s'ensuit que le rendement augmente avec la présence de chicanes, comme prévu dans le cas E (cas 100% de chicanes).

IV.5.3. Effet de la rugosité à nervures multiples sous forme d'arc, répétées sur l'absorbeur

Afin de déterminer l'influence de ces rugosités à nervures sur les performances thermo-hydrauliques d'un capteur héliothermique à canal rectangulaire, Kumar et al.[133], ont examiné le type de rugosités à arcs multiples soudées, répétées et espacées longitudinalement, **fig. IV-13**.

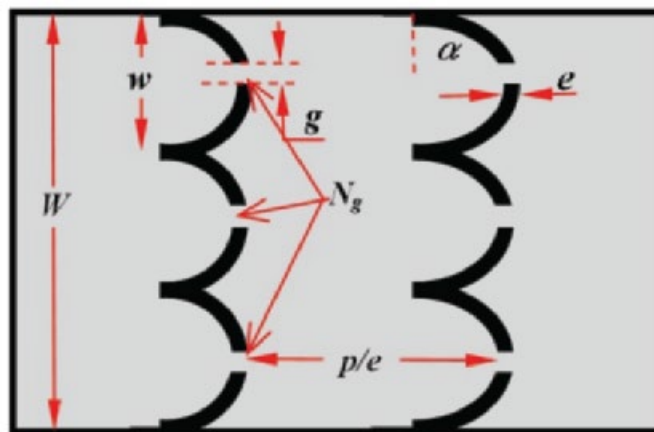


Fig. IV-13. Vue isométrique des éléments de rugosité fixés sur l'absorbeur [133]

A ce titre, une série d'expérimentation a été réalisée pour analyser l'effet de différents paramètres (à la fois la rugosité et le débit). Les paramètres de rugosité pris en compte dans le cadre de l'investigation expérimentale sont le nombre d'espaces (N_g), la largeur d'espace de nervures (g), la valeur fixe du pas (p), la largeur de nervure (w), la hauteur de nervure (e) et l'angle d'arc (α). Par rapport à un absorbeur lisse, un nombre de Nusselt plus élevé de 5,57 fois, est obtenu avec une augmentation du coefficient frottement de 4,46 fois avec un nombre d'espaces $N_g=3$. La domination du nombre de Nusselt (Nu) sur le coefficient de frottement (f)

a entraîné une augmentation considérable de performance thermo-hydraulique (THPP) avec la valeur la plus élevée de 3,46 à $Ng = 3$ et une rugosité relative $(g/e) = 1,0$.

IV.5.4. Revue et comparaison des performances thermiques des absorbeurs à rugosités artificielles

Bisht et al. [134], ont revisité les caractéristiques de transfert de chaleur et de frottement des réchauffeurs d'air solaires à rugosités artificielles avec différentes géométries et formes d'irrégularités. Leur article présente un compte-rendu faisant référence des progrès actuels sur le sujet, discute les développements antérieurs et éclaire sur orientations en matière de conception. Une comparaison des performances des aérothermes solaires ayant différents types de géométries de rugosité, a été effectuée sur la base de corrélations proposées dans la littérature par plusieurs auteurs. En effet, ces comparaisons et évaluation ont été faites, en se basant sur le Nombre de Nusselt, le facteur de friction, le paramètre de performance thermo-hydraulique (THPP), rendement thermique (η_{th}), le facteur d'amélioration de l'efficacité thermique (TEIF), le rendement thermo-hydraulique (η_{eff}) et le rendement exergetique (η_{ex})

A savoir que, le paramètre de performance thermo-hydraulique, est exprimé par :

$$THPP = \left(\frac{Nu_{rugueux}}{Nu_{lisse}} \right) / \left(\frac{f_{rugueux}}{f_{lisse}} \right) \quad (IV-46)$$

Et le facteur d'amélioration de l'efficacité est donné par cette équation :

$$TEIF = \frac{(\eta_{th})_{rugueux} - (\eta_{th})_{lisse}}{(\eta_{th})_{rugueux}} \quad (IV-47)$$

D'après ces chercheurs, il ressort que l'application de la rugosité artificielle apporte une amélioration significative du transfert de chaleur et des performances thermiques du réchauffeur d'air solaire. Le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds pour toutes les géométries de rugosité. A juste titre, ces auteurs, Bisht et al. [134], ont reproduit une grande partie des corrélations permettant d'évaluer les nombres de Nusselt et les coefficients de frottement pour divers aspérités artificielles investiguées par plusieurs chercheurs. Ils concluent que les multiples nervures en forme de V avec espace (Multi V-shaped ribs with gap), ont délivré des valeurs maximales du nombre de Nusselt pour tous les nombres de Reynolds.

IV.6. Etat de l'art sur l'étude exergetique des capteurs solaires à air plans

Pour économiser de l'énergie, la méthode d'analyse exergetique est utile dans les systèmes solaires, car elle apparaît comme un outil essentiel pour la conception, l'analyse et l'optimisation des systèmes thermiques, Kalogirou et al. [135].

L'analyse exergetique fournit une méthode d'évaluation du travail maximal pouvant être extrait d'un système thermodynamique par rapport à l'état ambiant de référence. L'exergie exprime la perte d'énergie disponible due à la génération d'entropie dans des systèmes ou processus irréversibles, **fig. IV-14**.

De par leur investigation, Farahat et al.[136], ont cherché à obtenir une optimisation de leur conception (paramètres géométriques et fonctionnels) en considérant la maximisation de l'efficacité exergetique. De cette manière, ils ont utilisé une variante de la méthode de programmation quadratique séquentielle (SQP) pour l'optimisation sous contraintes, intégrée dans une boîte à outils d'optimisation de Matlab. Par conséquent, ils obtinrent la surface du capteur, le débit d'air, la température de sortie, l'énergie utile, l'efficacité exergetique et la température de l'absorbeur, décrivant, ainsi, les valeurs optimales.

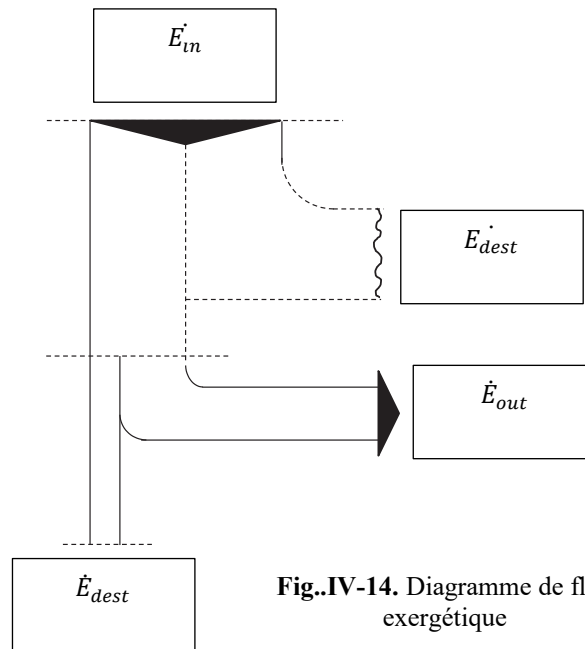


Fig.IV-14. Diagramme de flux exergetique

Gupta et Kaushik [137], ont réalisé une étude théorique pour établir la performance optimale en fonction de l'exergie maximale délivrée par le capteur solaire. Leur méthode consiste à déterminer le rapport de la longueur à la largeur et la profondeur optimaux du canal

d'écoulement, pour lesquels l'exergie maximale est développée. Ils en ont déduit que ces valeurs d'aspect optimales dépendent de la température d'entrée et du débit massique par unité de surface du capteur héliothermique à air.

Mortazavi et Ameri [138], ont réalisé une analyse exergétique avancée de l'annihilation d'exergie de chaque composant d'un capteur héliothermique à air, en fonction du nombre de Reynolds, du rayonnement solaire et de la profondeur du capteur. Cette recherche visait à déterminer la quantification des destructions d'exergies évitables et inévitables. Enfin, ces auteurs ont conclu qu'une certaine quantité d'exergie pouvait être évitée au niveau du couvercle en verre. Ainsi, dans un collecteur plan à tôle mince, 22,36 % d'exergie détruite peut être épargnée.

IV.7. Lacunes en recherches concernant la réduction des pertes thermique via le double-vitrage

La réduction des pertes thermiques dans un capteur solaire, s'effectue par deux techniques bien connues :

- 1) Le choix judicieux d'une matière isolante, permettant d'atténuer le transfert de chaleur via le fond de caisse et les parois latérales du capteur
- 2) L'utilisation du double ou triple vitrage, afin de réduire les pertes de chaleur suite à l'existence d'une différence de température (la température élevée de l'absorbeur et la température ambiante basse)

Dans le deuxième volet, la limitation de la déperdition de chaleur à travers le double-vitrage, a fait l'objet de recherches et investigations sur la détermination du coefficient afférent à ces pertes et le rendement thermique généré. A ce titre, trois principaux travaux trouvés dans la littérature académique, sont cités ci-après.

D'une part, Vestlund et al. [139], ont examiné l'amélioration du rendement thermique due au remplissage de l'espace entre le couvercle en verre et l'absorbeur avec des gaz nobles appropriés. Le modèle mathématique développé avait pour objet la réduction des pertes de chaleur. En conséquence, ils ont conclu que la perte de chaleur globale dans un chauffe-eau solaire avait été réduite de 20 %. Afin d'obtenir le coefficient de chaleur global minimal, l'espace entre le vitrage et l'absorbeur a été incrémenté progressivement jusqu'à ce que cet

objectif soit atteint graphiquement, **fig. IV-15**. La simulation a été effectuée pour l'air, l'argon, le krypton, le dioxyde de carbone et le xénon, par ailleurs leurs résultats ont été comparés avec un travail expérimental réalisé avec de l'air emprisonné.

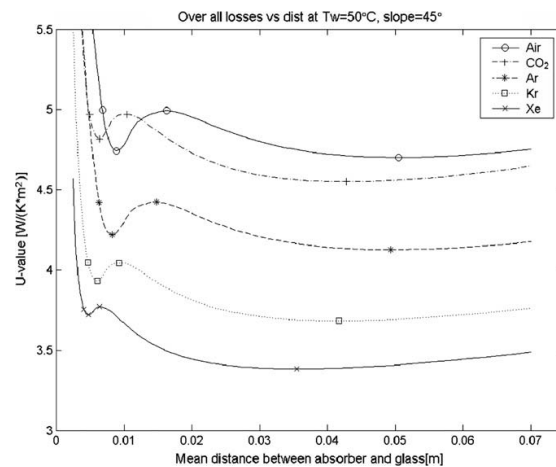


Fig. IV-15. L'influence de l'espace entre le vitrage et l'absorbeur sur le coefficient de perte de chaleur global en utilisant différents gaz de remplissage [139].

D'autre part, Vestlund et al. [140], ont testé l'utilisation d'absorbeurs en cuivre et en aluminium, constituant un chauffe-eau solaire, avec plusieurs gaz inertes entre vitrage et absorbeur. Ils découvrirent qu'avec moins de matière de l'absorbeurs (-25 %), les performances thermiques des capteurs solaires étudiés étaient comparables. Une perte de chaleur locale minimale est obtenue, en faisant varier l'espace entre le verre et l'absorbeur de 3 à 10 mm et en remplaçant l'air par des gaz nobles.

Récemment, Chen al. [141], ont étudié et investigué numériquement et expérimentalement, quatre types de FPSAH, le premier prototype est à simple vitrage, le deuxième prototype, est à double vitrage rempli d'air, le troisième prototype à double-couvercle en verre, rempli d'Argon et le dernier dispose d'un double vitrage sous vide. Le calcul a été traité avec des éléments finis et effectué à l'aide d'Ansys 17.0. Afin de valider les résultats, plusieurs expériences ont été réalisées en faisant varier la température d'entrée de 30 à 65°C et le débit d'air de 30 à 210 m³/h. Ces auteurs ont prouvé que les trois derniers modèles sont plus efficaces que le premier, respectivement de 1,65, 1,72 et 2,29 fois, pour une température d'entrée allant jusqu'à 65°C et une température ambiante de -10°C.

De plus, le rendement et le coefficient de déperdition thermique globale obtenus, dans le cas d'un double vitrage sous vide, sont respectivement de 0,627 et 2,217 W/K.m².

L'examen de l'état de l'art relatif à ce domaine, nous a permis de déceler des lacunes en la matière et en conséquence de maigres investigations relatives à l'influence de l'emprisonnement de différents gaz nobles entre le double vitrage, sur les performances d'un capteur héliothermique à air.

IV.8. Modélisation mathématique et optimisation d'un capteur héliothermique à double vitrage

IV.8.1. Définition de la problématique investiguée

Trois aspects pouvant donner lieu à une optimisation, ont été investigués :

- 1) L'étude de l'évolution des températures et coefficients de transfert de chaleur locaux sur la longueur du capteur héliothermique, permet de mettre en exergue leurs interdépendances vis-à-vis du débit.
- 2) L'effet conjugué du débit d'air et de l'irradiance solaire sur l'énergie collectée et le rendement, est un paramètre clé d'optimisation et de dimensionnement
- 3) La recherche de l'atténuation des déperditions thermiques à travers le double vitrage par variation de l'espace entre deux plaques, jusqu'à l'obtention d'un coefficient de perte de chaleur global minimal, est une sorte d'optimisation. D'un autre côté, la permutation de l'air piégé entre ce double-vitrage par des gaz rares, connus par leur faible conductivité thermique, permet de choisir celui qui offre la possibilité de réduire le coefficient de transfert de chaleur global au minimum.

L'influence de la variation de l'espace rempli de différents gaz sur la température de sortie, la déperdition globale de chaleur, l'énergie utile, le rendement et l'efficacité exergique du capteur solaire à air à double vitrage (utilisé dans l'agriculture et chauffage des bâtiments), a été étudié. Ces paramètres ont été comparés à ceux de l'air. Aussi, cette étude visait à déterminer les espaces optimaux entre le double-vitrage et vitre intérieur et absorbeur, qui délivrent un rendement, énergie utile et rendement exergétique maximaux et choisir les gaz qui offrent les meilleures performances en termes de déperdition de chaleur. A ce titre, la corrélation de Eismann [142] pour l'estimation du nombre de Nusselt en convection naturelle, a été utilisée. L'ensemble de l'approche de détermination des espaces optimaux constitue une originalité dans le domaine.

La configuration du DG-FPSAH étudié est illustrée à la **fig. IV-16**. À l'intérieur du double vitrage et entre l'absorbeur et le verre intérieur, des interstices de largeurs égales sont respectivement remplis d'air, d'Argon, de Krypton, de Xénon et d'hexafluorure de soufre gazeux (SF_6).

La plaque noire (absorbeur) est placée sous le couvercle intérieur en verre avec une lame de gaz les séparant, tandis que la plaque de fond, est fixée au matériau isolant du capteur héliothermique. L'air à chauffer circule entre la face supérieure de la plaque de fond et l'absorbeur sélectif (**fig. IV-16**).

La modélisation du FPSAH double vitrage à double plaques absorbeurs nécessite la déclaration de certaines hypothèses :

- Les coefficients de transfert de chaleur sont établis en utilisant l'analogie de la résistance électrique/thermique.
- Le système fonctionne dans des conditions quasi-stationnaires.
- La température de l'air ne change que dans le sens de l'écoulement.
- Le transfert de chaleur à travers les couvercles en verre, l'absorbeur et la plaque de fond s'effectue en 1-D et dans la direction perpendiculaire au flux d'air.
- Le fluide n'absorbe pas l'énergie rayonnante.
- Les deux couvercles en verre absorbent l'énergie rayonnante

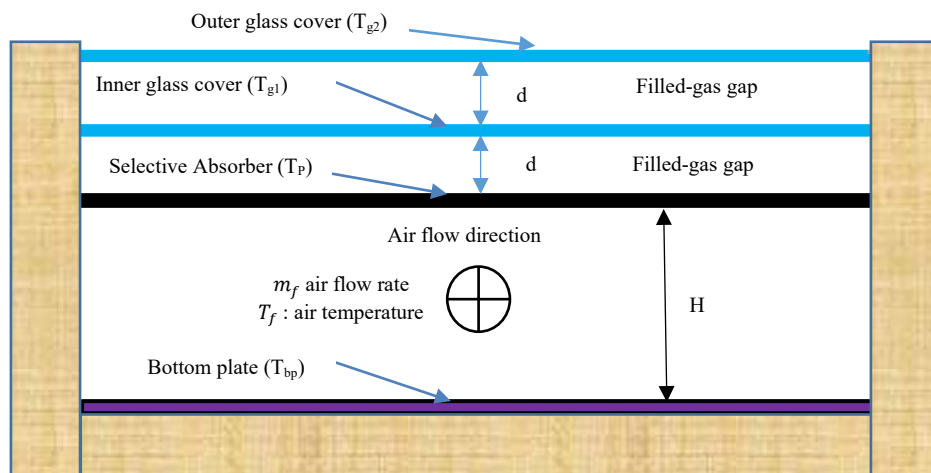


Fig. IV-16. Chauffe-air solaire à passage sous l'absorbeur avec plaque de fond (le flux d'air est perpendiculaire au plan)

IV.8.2. La méthode de l'analogie résistances électriques-résistances thermiques

Pour la modélisation des coefficients globaux ou partiels de transfert de chaleur, l'analogie résistances électriques/ thermiques en régime permanent, est utilisée.

Ong [103], dans son article de recherche, s'est servi de cette méthode pour déterminer les températures de l'absorbeur, du flux d'air et du couvercle en verre.

Cette même approche a été adoptée dans notre modeste contribution, pour déterminer les résistances thermiques équivalentes, afin d'estimer les coefficients de perte de chaleur au niveau de l'aérotherme solaire.

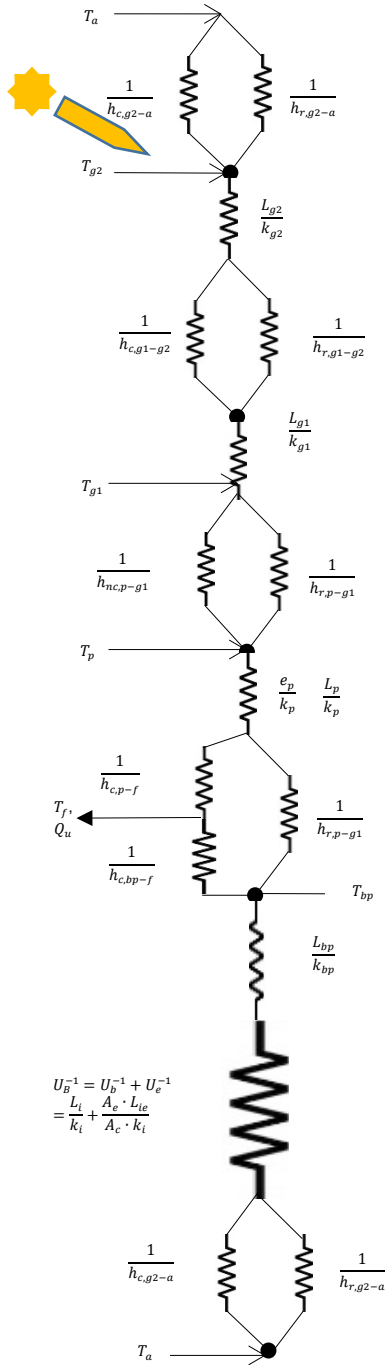


Fig. IV-17. Analogie résistance électrique/thermique appliquée réchauffeur d'air solaire à double vitrage

De la même manière, comme pour le calcul du réseau de résistance électrique, on peut modéliser les coefficients de transfert de chaleur en utilisant l'analogie résistances électriques/thermiques, appliquée au DG-FPSAH, à partir de laquelle la présentation de la figure IV-17, est obtenue.

A ce titre, nous avons défini, des coefficients que nous avons utilisés dans notre étude, obtenus grâce à la schématisation de la fig. IV-16.

$$k_{eq,g1-g2} = \frac{1}{\left[\frac{e_{g2}}{k_{g2}} + \frac{e_{g1}}{k_{g1}} + (h_{nc,g2-g1} + h_{r,g2-g1})^{-1} \right]} \quad (IV-48)$$

$k_{eq,g1-g2}$: représente le coefficient de transfert équivalent du double vitrage in $W/(K \cdot m^2)$

$$U_{g1-a}^{-1} = (h_{c,g2-a} + h_{r,g2-a})^{-1} + (h_{r,g2-g1} + h_{nc,g2-g1})^{-1} + \frac{e_{g2}}{k_{g2}} + \frac{e_{g1}}{k_{g1}} \quad (IV-49)$$

U_{g1-a} : facteur de transfert de chaleur entre le couvercle en verre intérieur et l'air ambiant

Par conséquent, le coefficient de perte de chaleur de l'absorbeur vers l'atmosphère s'exprime comme suit :

$$U_T^{-1} = (h_{c,g2-a} + h_{r,g2-a})^{-1} + (h_{nc,g2-g1} + h_{r,g2-g1})^{-1} + \frac{L_{g2}}{k_{g2}} + \frac{L_{g1}}{k_{g1}} + (h_{nc,p-g1} + h_{r,p-g1})^{-1} \quad (IV-50)$$

On aboutit au coefficient global de déperdition de chaleur du DG-FPSAH :

$$U_L = U_T + U_B \quad (IV-51)$$

IV.8.3. Formulation mathématique régissant le capteur héliothermique double-vitrage à air

La formulation des équations, est développée, en s'inspirant de la revue publiée par Tchinda [101], d'où, les équations du bilan énergétique de chaque composant de l'aérotherme solaire, sont écrites, respectivement du couvercle en verre extérieur jusqu'à la plaque de fond.

L'équation du bilan énergétique du système de couvercles en verre, comprenant les deux couvercles en verre et le gaz emprisonné entre eux, est énoncée comme suit :

$$k_{eff,g1-g2} (T_{g1} - T_{g2}) + S_2 = (h_{r,g2-a} + h_w) (T_{g1} - T_{g2}) \quad (IV-52)$$

$$\text{Avec : } S_2 = \alpha_{g2} S \quad (IV-53)$$

L'équation du bilan énergétique de la couverture en verre intérieur :

$$(h_{r,p-g1} + h_{nc,p-g1}) (T_p - T_{g1}) + S_1 = U_{g1-a} (T_{g1} - T_a) \quad (IV-54)$$

$$\text{Avec : } S_1 = \alpha_{g1} \tau_{g2} S \quad (IV-55)$$

$$S_p = \alpha_p \tau_{g1} \tau_{g2} S \quad (IV-56)$$

L'équation du bilan énergétique de l'absorbeur

$$h_{c,p-f} (T_p - T_f) + (h_{r,p-g1} + h_{nc,p-g1}) (T_p - T_{g1}) + h_{r,p-bp} (T_p - T_{bp}) = S_p \quad (IV-57)$$

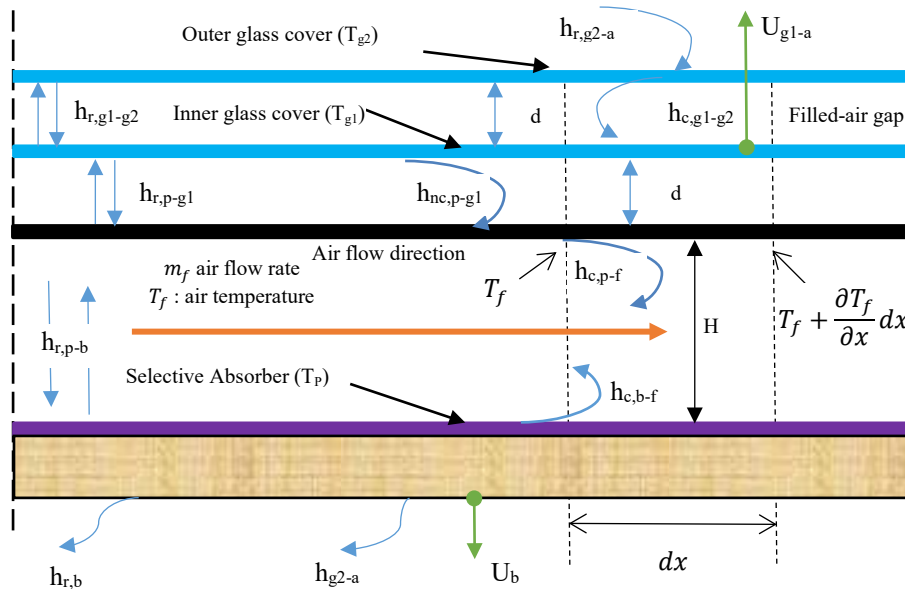


Fig. IV-18. Section (A-A) de la **fig. IV-16**, illustrant le processus de transfert de chaleur dans l'aérotherme solaire

L'équation d'équilibre énergétique à l'état stationnaire pour le fluide de travail est écrite en accord avec Tiwari et al [98] et Choudhury et al [143].

$$\frac{c_f \dot{m}_f}{W} \frac{dT_f}{dx} = [h_{c,bp-f} (T_{bp} - T_f) + h_{c,p-f} (T_p - T_f)] \quad (IV-58)$$

L'équation du bilan énergétique de la plaque de fond, s'établit par :

$$h_{r,p-bp} (T_p - T_{bp}) = U_b (T_{bp} - T_a) + h_{c,bp-f} (T_{bp} - T_f) \quad (IV-59)$$

$$\text{Avec : } U_b = \left(\frac{1}{h_w} + \frac{e_i}{k_i} + \frac{A_e e_{ie}}{A_c k_i} \right)^{-1} \quad (IV-60)$$

Compte tenu de la conduction à travers l'épaisseur de l'absorbeur et la plaque de fond, la température varie peu d'un côté à l'autre, ainsi, les coefficients suivants sont définis :

$$U_{p-f} = \left(\frac{e_p}{k_p} + \frac{1}{h_{c,p-f}} \right)^{-1} \quad (IV-61)$$

$$U_{p-bp} = \left(\frac{e_p}{k_p} + \frac{1}{h_{r,p-bp}} \right)^{-1} \quad (IV-62)$$

$h_{c,p-f}$ et $h_{r,p-bp}$ sont substitués, respectivement par U_{p-f} and U_{p-bp} dans les équations (IV-57), (IV-59), il en résulte :

$$U_{p-f} (T_p - T_f) + (h_{r,p-g1} + h_{nc,p-g1}) (T_p - T_{g1}) + U_{p-bp} (T_p - T_{bp}) = S_p \quad (IV-63)$$

$$U_{p-bp} (T_p - T_{bp}) = U_b (T_{bp} - T_a) + h_{c,bp-f} (T_{bp} - T_f) \quad (IV-64)$$

L'équation du fluide de travail prend la forme suivante :

$$\frac{c_f \dot{m}_f}{W} \frac{dT_f}{dx} = [h_{c,bp-f} (T_{bp} - T_f) + U_{p-f} (T_p - T_f)] \quad (IV-65)$$

Finalement, en combinant et en arrangeant les équations (IV-63), (IV-64), (opérations détaillées en annexe), on obtient :

$$T_p - T_f = S_p a_1 - b_1 (T_f - T_a) \quad (IV-66)$$

$$T_{bp} - T_f = S_p a_2 - b_2 (T_f - T_a) \quad (IV-67)$$

Les coefficients précédents sont obtenus après de fastidieuses opérations mathématiques (détaillées en annexe) :

$$a_1 = \frac{(U_{p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})}{(U_{p-f} + U_T + U_{p-bp}) (U_{p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - U_{p-bp}^2} \quad (IV-68)$$

$$b_1 = \frac{U_T (U_{p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) + U_{p-bp} U_b}{[(U_{p-f} + U_T + U_{p-bp}) (U_{p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - U_{p-bp}^2]} \quad (IV-69)$$

$$a_2 = \frac{U_{p-bp}}{(U_{p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (U_{p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - U_{p-bp}^2} \quad (IV-70)$$

$$b_2 =$$

$$\frac{U_b ((U_{p-f} + U_T + U_{p-bp}) (U_{p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - U_{p-bp}^2) + U_{p-bp} (U_T (U_{p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) + U_{p-bp} U_b)}{(U_{p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) ((U_{p-f} + U_T + U_{p-bp}) (U_{p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - U_{p-bp}^2)} \quad (IV-71)$$

Finalement, après la manipulation et développement de l'équation (IV-65), nous obtenons :

$$\frac{dQ_u}{dA_c} = C \left(S_p - \frac{a}{c} (T_f - T_a) \right) = F' (S_p - U_L (T_f - T_a)) \quad (IV-72)$$

F' et U_L sont donnés à l'appendice C (équations C-24 et C-25).

Pour plus de détails, on vous renvoie à l'appendice C.

Après intégration de cette dernière équation, et application des conditions aux limites, on obtient :

$$Q_u = A_c F_R (S_p - U_L (T_{fi} - T_a)) \quad (IV-73)$$

$$\text{Avec : } F_R = \frac{\dot{m}_f c_f}{A_c U_L} \left(1 - \exp \left(- \frac{F' U_L A_c}{\dot{m}_f c_f} \right) \right) \quad (IV-74)$$

La simplification de l'équation (IV-73), a débouché sur une relation similaire à celle de Duffie et al. [100].

L'équation (IV-73) mentionnée dans le manuel de Duffie et al [100], est incontournable dans le calcul des capteurs solaires, car elle permet d'évaluer l'énergie collectée.

Néanmoins, on peut noter que si la température d'entrée de l'air et la température ambiante sont similaires, la perte de chaleur à travers le double vitrage devient incluse dans le facteur d'évacuation de la chaleur F_R .

IV.8.4. Calcul des coefficients de transfert de chaleur

Certains coefficients de transfert de chaleur doivent être définis pour effectuer le calcul sur le réchauffeur d'air solaire désigné. Ces coefficients thermiques dépendent de la température et sont déterminés par itérations.

V.8.4.1. Coefficients de convection naturelle et radiatif relatifs à la couverture de verre g_2

Pour le calcul du coefficient de convection naturelle, du couvercle extérieur en verre (g_2) à l'atmosphère, nous avons utilisé les équations suivantes, Tiwari [98] :

$$h_{c,g2-a} = h_w = 2.8 + 3.0 V_w \quad (V_w < 5 \text{ m/s}) \quad (IV-75)$$

$$h_{c,g2-a} = h_w = 6.15 V_w^{0.8} \quad (V_w > 5 \text{ m/s}) \quad (IV-76)$$

La relation suivante donne le coefficient de déperdition radiative vers la voûte céleste selon Tiwari et al. [98]:

$$h_{r,g2-a} = \sigma \varepsilon_{g2} \frac{T_{g2}^4 - T_a^4}{(T_{g2} - T_a)} \quad (\text{IV-77})$$

L'équation de Berdahl et Martin (1984), reportée par Duffie et al.[100], calcule la température de la voûte céleste par :

$$T_s = T_a \left(0.711 + 0.0056 T_{dp} + 0.000073 T_{dp}^2 + 0.013 \cos(15 t) \right)^{1/4} \quad (\text{IV-78})$$

IV.8.4.2. Coefficients de transfert de chaleur radiative entre les composants du DG-FPSAH

Les relations exprimant les coefficients de transfert thermique radiatif entre le double vitrage, le couvercle intérieur et l'absorbeur sélectif et entre l'absorbeur sélectif et la plaque de fond, sont données respectivement, selon Akhtar et Mullick [144], comme suit :

$$h_{r,g2-g1} = \sigma \frac{(T_{g1} + T_{g2})(T_{g1}^2 + T_{g2}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{g1}} + \frac{1}{\varepsilon_{g2}} - 1} \quad (\text{IV-79})$$

$$h_{r,p-g1} = \sigma \frac{(T_p + T_{g1})(T_p^2 + T_{g1}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_{g1}} - 1} \quad (\text{IV-80})$$

$$h_{r,p-bp} = \sigma \frac{(T_p + T_{bp})(T_p^2 + T_{bp}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_{bp}} - 1} \quad (\text{IV-81})$$

IV.8.4.3. Coefficients de convection naturelle dans le double vitrage et entre le verre intérieur et l'absorbeur du DG-FPSAH

Afin d'entamer le calcul des coefficients de transfert de chaleur convectif, les propriétés thermo-physiques de certains gaz, doivent être utilisées, à savoir : celles de l'Argon, du Krypton, du Xénon et du SF₆. Ces gaz sont piégés pour remplacer l'air dans l'espace entre les plaques (figure IV-16). Leurs propriétés thermo-physiques dépendent de la température apparaissant à la distance x mesurée de l'entrée du SAH (appendice D).

La densité de chaque gaz est calculée par cette formule :

$$\rho_{gas} = p_a M_m / (Z R T_m) \quad (\text{IV-82})$$

$$R = 8.314 \text{ J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}$$

$$Z \approx 1$$

IV.8.4.4. Convection naturelle dans l'espace rempli de gaz et calcul des coefficients convectifs

La nature des gaz (propriétés thermiques et de transport), peut réduire le facteur de transfert de chaleur, cette situation dépend du nombre de Rayleigh, une pure conduction ou une convection naturelle peuvent se produire. De plus, l'espace entre les deux plaques augmente la convection si sa valeur dépasse une certaine mesure, du fait que l'espace croît cubiquement dans la formule du nombre de Rayleigh.

Les nombres adimensionnels de Rayleigh correspondants aux deux espaces sont calculés par :

$$Ra'_{g2-g1} = \frac{g \beta' d^3 (T_{g1} - T_{g2}) \cos \beta}{\alpha_D \nu} = Ra \cos \beta \quad (IV-83)$$

$$Ra'_{p-g1} = \frac{g \beta' d^3 (T_p - T_{g1}) \cos \beta}{\alpha_D \nu} = Ra \cos \beta \quad (IV-84)$$

$$\beta' = \frac{1}{T_m} \quad (IV-85)$$

La majorité des chercheurs investiguant dans le domaine des capteurs solaires, utilisent la corrélation de Hollands [129] pour prédire l'occurrence de la convection naturelle et calculer le coefficient de transfert de chaleur dans le DG-FPSAH. Récemment, Eismann [142] a développé une relation plus élaborée, qui se veut plus précise. Cette dernière a été étudiée et appliquée dans notre procédure de calcul, ce qui représente une première dans les études des capteurs solaires à air

Sa formulation est la suivante :

$$Nu = 1 + 1,44 \left[1 - \frac{1708}{Ra' + 1708 R_c} \right] \left[1 - \frac{1708 (\sin(1,8 \beta))^{1.6}}{Ra' + 1708 R_c} \right] + \left[\left(\frac{Ra' + 5830 R_c}{5830} \right)^{0.39} - 1 \right] (1 + C R_c) \quad (IV-86)$$

$$C = 0,29$$

Pour commencer le calcul, on considère pour la première itération que :

$$R_c = 0$$

Par suite cette valeur est évaluée, itérativement par :

$$R_c = \exp \left(- \frac{A_c F' U_L}{\dot{m}_f c_f} \right) \quad (IV-87)$$

Les équations suivantes servent aux calculs des coefficients de transfert de chaleur, à la fois pour l'espace entre les deux couvercles en verre et pour celui entre le couvercle intérieur et l'absorbeur, ainsi, nous avons :

$$h_{c,g2-g1} = \frac{Nu_{g2-g1} k_{gas}}{d} \quad (IV-88)$$

$$h_{c,p-g1} = \frac{Nu_{g1-p} k_{gas}}{d} \quad (IV-89)$$

IV.8.4.5. Coefficients de transfert de chaleur par convection forcée entre absorbeur sélectif/flux d'air et plaque de fond/flux d'air.

A l'intérieur du capteur solaire, le fluide caloporteur circule entre deux plaques. Dans la partie supérieure se trouve l'absorbeur sélectif qui a été irradié par le rayonnement solaire.

Sur la partie inférieure, le flux passe sur la plaque de fond, qui a été irradiée par la plaque supérieure, de sorte que l'air en circulation capte l'énergie solaire de ces deux plaques, dont les températures ont été élevées par le rayonnement solaire.

- 1) Dans le cas du flux laminaire à l'intérieur du SAH, on utilise la corrélation de Shah et Bhatti [145], qui est plus récente, rapportée, également par Nellis et Klein [146].

$$Nu = 8.235 (1 - 2.042 \alpha^* + 3.085 \alpha^{*2} - 2.477 \alpha^{*3} + 1.058 \alpha^{*4} - 0.186 \alpha^{*5}) \quad (IV-90)$$

En outre, le coefficient de frottement se calcule par :

$$f = \frac{96}{Re} (1 - 1.3553 \alpha^* + 1.9467 \alpha^{*2} - 1.7012 \alpha^{*3} + 0.9564 \alpha^{*4} - 0.2537 \alpha^{*5}) \quad (IV-91)$$

$$\alpha^* = \frac{H}{W} \quad (IV-92)$$

- 2) En revanche, dans le cas d'un écoulement turbulent, on a utilisé, pour quantifier le facteur de transfert de chaleur, la corrélation de Gnielinski [147], qui s'établit comme suit :

$$Nu = \frac{(f/8) (Re-1000) Pr}{1.07 + 12.7 \sqrt{f/8} (Pr^{2/3} - 1)} \left(\frac{T_f}{T_w} \right)^{0.45} \quad (IV-93)$$

Pour $0.5 \leq Pr \leq 2000$ et $3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$

De plus, Duffie et al. [100], dans leur manuel, recommandent cette équation pour les conduits rectangulaires, comme ceux des aérothermes solaires.

Le facteur de friction de Zigrang et Sylvester, rapporté par Nellis et Klein [146], qui tient compte de la rugosité relative e/D_h , est utilisé dans la corrélation Gnielinski.

$$f = \left\{ -2.0 \log_{10} \left[\frac{2e}{7.54 D_h} - \frac{5.02}{Re} \log_{10} \left(\frac{2e}{7.54 D_h} + \frac{13}{Re} \right) \right] \right\}^{-2} \quad (IV-94)$$

$4000 \leq Re \leq 10^8$ And $2 \times 10^{-8} \leq e/D_h \leq 0.1$

Ainsi, les coefficients de transfert de chaleur respectivement, entre le flux et l'absorbeur et entre la plaque de fond et le flux, se définissent par :

$$h_{c,f-p} = \frac{Nu_{f-p} k_{air}}{D_h} \quad (IV-95)$$

$$h_{c,bp-f} = \frac{Nu_{bp-f} k_{air}}{D_h} \quad (IV-96)$$

IV.8.4.6. Énergie récupérée et rendement thermo-hydraulique

On sait que l'énergie utile récupérée en sortie du collecteur peut être calculée par :

$$Q_u = \dot{m}_f \int_{T_{fi}}^{T_{fo}} C_f(T_f) dT_f \quad (IV-97)$$

Par conséquent, la capacité calorifique de l'air sec est donnée par Tsilingiris [148], comme suit :

$$c_{pf}(T_f) = 1.03406 - 0.284887 \times 10^{-3} T_f + 0.7816818 \times 10^{-6} T_f^2 - 0.4970786 \times 10^{-9} T_f^3 + 0.1077024 \times 10^{-12} T_f^4 \quad (IV-98)$$

En intégrant l'équation précédente (IV-97), on obtient :

$$Q_u = \dot{m}_f \left(1.03406 (T_{fo} - T_{fi}) - 0.1424435 \times 10^{-3} (T_{fo}^2 - T_{fi}^2) + 0.2605606 \times 10^{-6} (T_{fo}^3 - T_{fi}^3) - 0.12426965 \times 10^{-9} (T_{fo}^4 - T_{fi}^4) + 0.02154048 \times 10^{-12} (T_{fo}^5 - T_{fi}^5) \right) \quad (IV-99)$$

Ainsi, le rendement du collecteur est exprimé ci-dessous :

$$\eta_c = \frac{Q_u - P_{fan}}{S A_c} \quad (IV-100)$$

Avec la puissance du ventilateur de soufflage d'air donnée par :

$$\text{Avec : } P_{fan} = \frac{\dot{m}_f \Delta p}{\rho_{air} \eta_{fan} \eta_{mot}} \quad (IV-101)$$

En variant l'espace « d » comme mentionné précédemment, l'énergie utile et rendement thermo-hydraulique sont calculés pour chacun des cinq gaz étudiés.

IV.9. Approche exergetique pour détermination de la largeur de l'espace inter-vitrage et entre vitrage et absorbeur

L'application du principe de l'exergie maximale délivrée et rendement exergetique, nous permet d'une autre manière de définir les distances optimales entre les plaques du DG-FPSAH. En revanche, cette approche originale est utilisée pour vérifier les espaces déterminés

graphiquement par la méthode des rendements énergétiques et les énergies utiles maximaux obtenus en guise de résultats dans cette thèse.

Grâce à cette étude exergetique, une comparaison est effectuée entre les exergie annihilées (détruites) et rendements exergetiques dans le cas du remplacement de l'air par les gaz nobles étudiés.

L'équation du bilan exergetique appliqué au DG-FPSAH, conduit à :

$$\sum \dot{E}_{dest} = \sum \dot{E}_{in} - \sum \dot{E}_{out} \quad (IV-102)$$

$$\dot{E}_{dest} = \dot{E}_{sun} - \dot{E}_{fan} + \dot{E}_{air,in} - \dot{E}_{air,out} \quad (IV-103)$$

Kalogirou et al [135] ont rapporté que l'exergie solaire absorbée, en considérant un flux solaire est sous cette forme :

$$\dot{E}_{sun} = S \tau_{g1} \tau_{g2} \alpha_p A_c \left(1 - \frac{4 T_a}{3 T_{sun}} + \frac{1}{3} \frac{T_a^4}{T_{sun}^4} \right) \quad (IV-104)$$

$$T_{sun} = 5770 \text{ K}$$

D'autre part, l'exergie du ventilateur s'exprime par :

$$\dot{E}_{fan} = \frac{T_a}{T_{in}} P_{fan} \quad (IV-105)$$

La variation d'enthalpie entre la sortie et l'entrée est égale à l'énergie utile. La relation qui l'exprime est la suivante :

$$\dot{m}_f (h_{out} - h_{in}) = \dot{m}_f \int_{T_{fi}}^{T_{fo}} C_p(T_f) dT = Q_u \quad (IV-106)$$

De plus, ces relations donnent les exergies à l'entrée et à la sortie :

$$\dot{E}_{air,in} = \dot{m}_f ((h_{in} - h_0) - T_a (S_{in} - S_0)) \quad (IV-107)$$

$$\dot{E}_{air,out} = \dot{m}_f ((h_{out} - h_0) - T_a (S_{out} - S_0)) \quad (IV-108)$$

De plus, l'entropie générée s'écrit :

$$\Delta S = S_{out} - S_{in} = C_p \ln \left(\frac{T_{out}}{T_{in}} \right) - R_{air} \ln \left(\frac{p_{out}}{p_{in}} \right) \quad (V-109)$$

On peut, additivement, estimer l'exergie délivrée par le collecteur, en tenant compte de la perte de charge :

$$\dot{E}_{u,p} = \dot{m}_f ((h_{out} - h_{in}) - T_a (S_{out} - S_{in})) - \dot{E}_{fan} \quad (IV-110)$$

Ensuite, l'exergie détruite est calculée comme suit :

$$\dot{E}_{dest} = S \tau_{g1} \tau_{g2} \alpha_p A_c \left(1 - \frac{4 T_a}{3 T_{sun}} + \frac{1}{3} \frac{T_a^4}{T_{sun}^4} \right) - \dot{E}_{fan} - \dot{m}_f ((h_{out} - h_{in}) - T_a (S_{out} - S_{in})) \quad (IV-111)$$

Ainsi, en substituant les équations précédentes, l'expression de l'exergie détruite s'établit comme suit :

$$\dot{E}_{dest} = S \tau_{g1} \tau_{g2} \alpha_p A_c \left(1 - \frac{4 T_a}{3 T_{sun}} + \frac{1}{3} \frac{T_a^4}{T_{sun}^4} \right) - \frac{T_a}{T_{in}} \frac{\dot{m}_f \Delta p}{\rho_{air} \eta_{fan} \eta_{mot}} - Q_u + \dot{m}_f T_a \left(C_p \ln \left(\frac{T_{out}}{T_{in}} \right) - R_{air} \ln \left(\frac{p_{out}}{p_{in}} \right) \right) \quad (IV-112)$$

Selon Oztop et al [149], le rendement exergetique du capteur solaire s'écrit comme suit :

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_{out}}{\dot{E}_{in}} = \frac{\dot{m}_f ((h_{out} - h_{in}) - T_a (S_{out} - S_{in}))}{\dot{E}_{sun}} \quad (IV-142)$$

Après substitution, il advient :

$$\eta_{II} = \frac{Q_u - \dot{m}_f T_a \left(C_p \ln \left(\frac{T_{out}}{T_{in}} \right) - R_{air} \ln \left(\frac{p_{out}}{p_{in}} \right) \right) - \frac{T_a}{T_{in}} \frac{\dot{m}_f \Delta p}{\rho_{air} \eta_{fan} \eta_{mot}}}{S \tau_{g1} \tau_{g2} \alpha_p A_c \left(1 - \frac{4 T_a}{3 T_{sun}} + \frac{1}{3} \frac{T_a^4}{T_{sun}^4} \right)} \quad (IV-143)$$

En effet, cette relation est déduite de la deuxième loi de la thermodynamique.

IV.10. Méthodologie de résolution

La procédure de résolution, consiste en la détermination des températures des composants du capteur héliothermique, ce qui favoriserait le calcul des coefficients de transfert de chaleur, des coefficients de perte globale et par suite l'énergie utile, le rendement et efficacité exergetique du système.

En effet, les équations préalablement établies, rassemblées sous forme matricielle, constituent un système d'équations non-linéaires.

De plus, la discrétisation de l'équation du fluide de travail (IV-65), en utilisant le schéma numérique de Crank-Nicolson [150], donne :

$$\frac{T(i+1) - T(i)}{\Delta x} = \frac{W}{c_f m_f} (U_{p-f} T_p + h_{c,bp-f} T_{bp}) - \frac{1}{2} \frac{W}{m_f c_f} (h_{c,bp-f} + U_{p-f}) (T(i+1) + T(i)) \quad (IV-144)$$

Les équations (IV-52), (IV-54), (IV-63), (IV-64) et (IV-144), ont été regroupées pour former un système de cinq équations non-linéaires à résoudre numériquement :

$$\left\{ \begin{array}{l} k_{eff,g1-g2} T_{g1} - (h_w + h_{r,g2-a} + k_{eff,g1-g2}) T_{g2} = -S_2 - (h_w + h_{r,g2-a}) T_a \\ -(h_{r,p-g1} + h_{nc,p-g1} + U_{g1-a}) T_{g1} + (h_{r,p-g1} + h_{nc,p-g1}) T_p = -S_1 - U_{g1-a} T_a \\ -(h_{r,p-g1} + h_{nc,p-g1}) T_{g1} + (h_{r,p-g1} + h_{nc,p-g1} + h_{c,p-f} + U_{p-bp}) T_p - U_{p-bp} T_{bp} - h_{c,p-f} T_f = S_p \\ U_{p-bp} T_p - (U_{p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) T_{bp} + h_{c,bp-f} T_f = -U_b T_a \\ -\frac{W}{m_f c_f} U_{p-f} \Delta x T_p - \frac{W_{in}}{m_f c_f} h_{c,bp-f} \Delta x T_{bp} + \left(1 + \frac{W \Delta x (h_{c,bp-f} + U_{p-f})}{2 m_f c_f} \right) T_f(i+1) = \left(1 - \frac{W \Delta x (h_{c,bp-f} + U_{p-f})}{2 m_f c_f} \right) T_f(i) \end{array} \right. \quad (IV-145)$$

Ou sous une autre forme (voir appendice E)

IV.11. Conclusion du chapitre

De nombreuses approches mathématiques ont été développées pour simuler les performances des aérothermes solaires. Dans ce travail, une revue de l'état de l'art sur la modélisation mathématique de ces systèmes, a été finement concoctée, en se basant sur l'analyse énergétique, numérique et simulation. Les modèles d'analyse énergétique sont généralement exprimés dans des équations relativement simples et basées sur un état stationnaire du système, or, certaines hypothèses utilisées dans la formulation mathématique semblent trop idéales.

D'une part, les premiers travaux présentés, concernaient les aérothermes solaires à absorbeurs lisses dotés d'un ou de deux couvercles en verre. Ces recherches ont été examinées et traitées avec minutie, afin de déduire le modèle mathématique le plus adapté, en s'inspirant également de la revue bibliographique de Tchinda [101].

D'autre part, l'étude de l'état de l'art, se rapportant à la disposition des rugosités artificielles sur l'absorbeur, nous a permis de déduire que les performances thermo-hydrauliques sont améliorées, en changeant la configuration de la rugosité de nervure droite à oblique, de nervure oblique à nervure en V et de nervure en V à plusieurs nervures en V. Ce constat est le fruit de l'examen des travaux réalisés par le CFD Ansys-fluent par plusieurs auteurs, cités dans ces deux principales revues, en l'occurrence Bisht et al. [134] et Ghritlahre et al. [151].

L'outil CFD, le plus usité dans ce domaine, étant Ansys-Fluent, les avantages de ce code de calcul, sont la production de volumes extrêmement importants de résultats, en plus, sa capacité d'effectuer des études paramétriques d'optimisation des performances de l'équipement solaire.

La deuxième raison de l'émergence de tels travaux par rapport à l'expérimentation est que certains paramètres sont difficiles à tester et que l'étude expérimentale est coûteuse en temps et en argent.

Des expériences et/ou des comparaisons avec des résultats analytiques ou numériques antérieurs connus sont principalement utilisées pour valider les modèles mathématiques et de

simulation numérique. Un bon accord est généralement observé et les valeurs calculées sont également compatibles avec celles rapportées par les observations expérimentales.

Cependant, il existe encore des lacunes clés qui ne peuvent être résolues que par l'amélioration continue des techniques de modélisation existantes.

Étant donné que l'augmentation du transfert de chaleur dans chauffe-air solaire, augmente généralement le frottement. Des paramètres optimaux, tels que le débit massique et la géométrie du collecteur, doivent être déterminés.

Enfin, le modèle proposé et l'approche développée, dans le contexte de cette thèse, permettent de traiter :

- 1) La détermination des températures et différents coefficients de transfert de chaleur (convection naturelle, forcée et radiatifs) le long du capteur héliothermique à air en fonction du débit d'air et de définir un optimum
- 2) L'effet conjugué de la variation du débit d'air et de l'irradiance solaire sur les températures et coefficients thermiques moyens des composants de l'aérotherme et également, les paramètres de sortie (énergie utile, rendement et température de sortie).
- 3) La contribution de quelques gaz rare et gaz isolant électrique (SF_6) dans le processus d'atténuation de la déperdition de chaleur via le double-vitrage et influence sur les paramètres de sortie (énergie utile, rendement et température de sortie).
- 4) Optimisation des espaces entre vitrage et absorbeur par maximisation de l'énergie utile, de l'exergie et des rendements thermo-hydrauliques et exergetiques.

**V. Amélioration des
performances thermiques du
capteur héliothermique à air
: Simulations et Analyses.**

V.1. Introduction du chapitre

Les paramètres fonctionnels des capteurs solaires héliothermiques à air double vitrage sont influencés par le changement des conditions opérationnelles, ce qui engendre un impact sur la performance et l'efficacité thermique de ce dispositif. Les principaux facteurs ayant des conséquences manifestes sur les chauffe-air solaires en service, sont :

- 1) L'intensité du rayonnement solaire, qui est tributaire des conditions météorologiques, des saisons de l'année et des aléas du climat.
- 2) Le débit d'air soufflé par les ventilateurs, qui est un paramètre modulable et ajustable manuellement ou automatiquement par l'exploitant du système
- 3) La nature du gaz emprisonné entre deux vitres et entre vitre et absorbeur, peut donner lieu à des améliorations en efficacité et en énergie utile, en réduisant la déperdition de la chaleur via le vitrage.

V.2. Propriétés thermo-physiques et de transport des gaz étudiés en fonction de la température

Les propriétés thermodynamiques et de transport des gaz rares et autre gaz dépendent de la température (voir appendice D). A ce titre, ces propriétés ont été représentées sous forme de courbes (fig. V-1 à V-4), en vue d'illustrer leurs comportements suite à la montée de la température dans le capteur héliothermique. Les propriétés utilisées dans notre programme de calcul, sont : la capacité thermique, la conductivité thermique, la densité et la viscosité dynamique, qui sont celles de l'Air, de l'Argon, du SF₆, du Krypton, du Néon et du Xénon.

De par la représentation graphique de ces quantités, il est noté que le Néon détient une conductivité thermique plus grande que celle de l'air, c'est pour cette raison qu'il n'a pas été retenu comme gaz pouvant être un meilleur substitut de l'air dans les espaces entre vitrage et vitre intérieure et absorbeur de la fig. IV-16.

Les relations empiriques des différentes propriétés des gaz, ont été utilisées dans les équations des coefficients de transfert de chaleur. Leurs valeurs, sont réactualisées à chaque itération, jusqu'à ce que la convergence en chaque point $i \times \Delta x$, s'ensuive pour toutes les températures, notamment celles du fluide et des composants de l'aérotherme solaire. Ceci est effectué jusqu'à l'atteinte du dernier point de la longueur du capteur héliothermique.

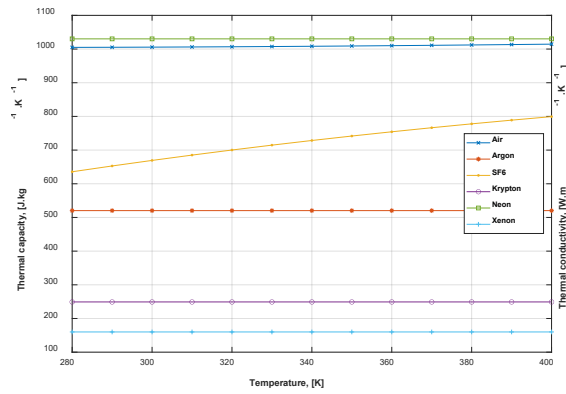


Fig. V-1. Variation de la capacité thermique des gaz emprisonnés en fonction de T°

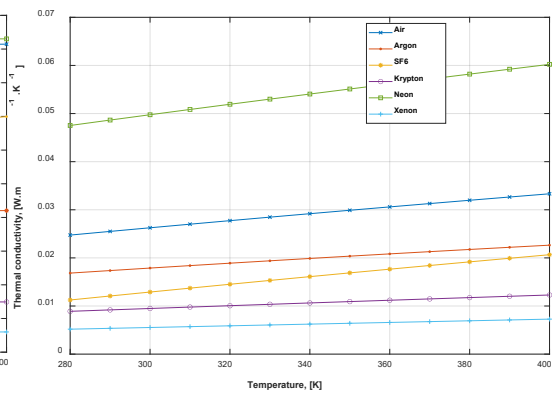


Fig. V-2. Variation de conductivité thermique des gaz emprisonnés en fonction de T°

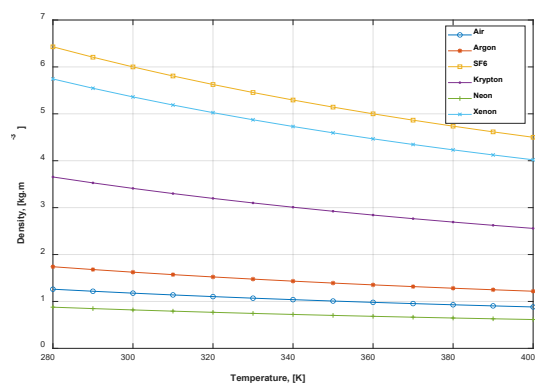


Fig. V-3. Variation de la densité des gaz emprisonnés en fonction de T°

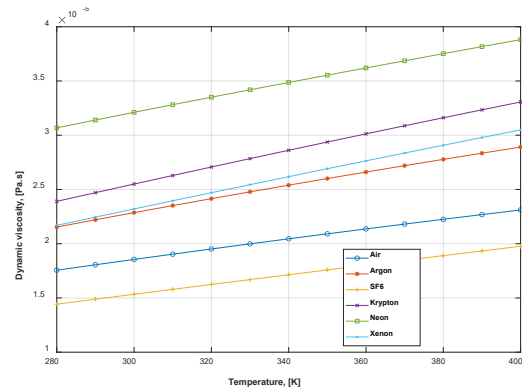


Fig. V-4. Variation de la viscosité dynamique des gaz emprisonnés en fonction de T°

V.3. Influence du débit d'air sur les performances thermiques du capteur solaire étudié

Les capteurs solaires à air à double-vitrage délivrent de l'air chaud véhiculant une puissance thermique, mesurable indirectement par une élévation de température. Dans cette section de la thèse, l'effet de la variation du débit sur les températures, l'énergie utile, le rendement et les coefficients de transfert de chaleur, est investigué.

Notre méthodologie de calcul a été appliquée à un séchoir solaire pour cultures/produits agricoles avec les paramètres techniques suivants (tableau V-1).

Longueur (m)	Largeur (m)	Irradiance solaire (W/m^2)	Inclinaison ($^{\circ}$)	Vitesse du vent (m/s)	Température Ambiante ($^{\circ}C$)	Température d'entrée ($^{\circ}C$)	Hauteur du canal (m)
10	1.5	1000	40	5	10	21	0.25

Tableau V-1. Données opérationnelles et techniques du séchoir solaire

V.3.1. Méthodologie de résolution

Le système d'équations IV-145 est résolu numériquement en utilisant des températures initiales présumées, par la méthode de factorisation de Cholesky (Cholesky solver) implémentée sous Matlab [152]. Les nouvelles valeurs de températures obtenues sont substituées d'une manière itérative dans le système d'équations, jusqu'à la satisfaction de la convergence. Enfin les coefficients de transfert de chaleur, sont calculés par les relations IV-77, IV-79 à 81 et IV-86, à chaque intervalle $i \times \Delta x$ sur toute la longueur du capteur solaire à air. (Voir organigramme : Appendice F-1)

Par conséquent, l'interface graphique de Matlab, nous a permis de tracer tous les paramètres directs (températures, rendements, énergie captée) et indirectes (coefficients thermiques du capteur et de performance). De plus, l'évolution de ces paramètres est étudiée selon le sens de l'écoulement en considérant plusieurs régimes d'écoulement (débits).

V.3.2. Résultats et discussion

La fig. V-5, montre que la température du vitrage extérieur est très faiblement dépendante de la distance à partir de l'entrée, la variation est de l'ordre de 0.5 °C, pour la totalité des débits étudiés. Cependant, en augmentant le débit d'air de 0.1 à 1.2 kg/s (0.22 à 2.67 m/s), on observe une diminution de la température du vitrage extérieur T_{g2} de 31.5 à 20.5 °C. Ceci représente un refroidissement occasionné par l'accentuation du transfert de chaleur dû à l'accroissement du débit de l'écoulement.

Le même phénomène s'est produit pour le couvercle en verre intérieur g_1 , car sa température est passée en moyenne de 90 °C à 50 °C suite à l'élévation du débit d'air (fig. V-6). En outre, on remarque que le changement de température est minime, suit une allure de droite et ne dépasse pas le 1.5 °C dans le sens de l'écoulement et dans les meilleurs des cas (tous les débits).

D'autre part, la détermination des températures au niveau du double-vitrage a favorisé le calcul des deux coefficients d'échange de chaleur entre ces deux couvercles en verre.

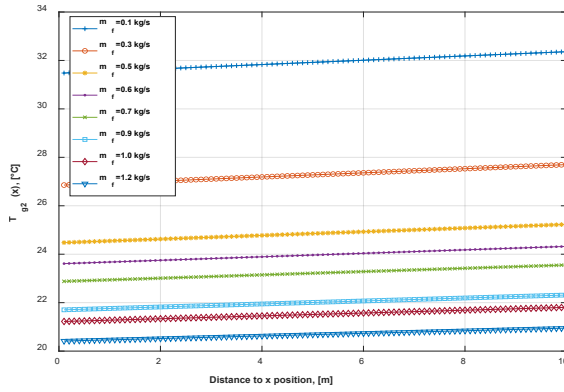


Fig. V-5. Comportement de la température T_{g2} du couvercle en verre extérieur

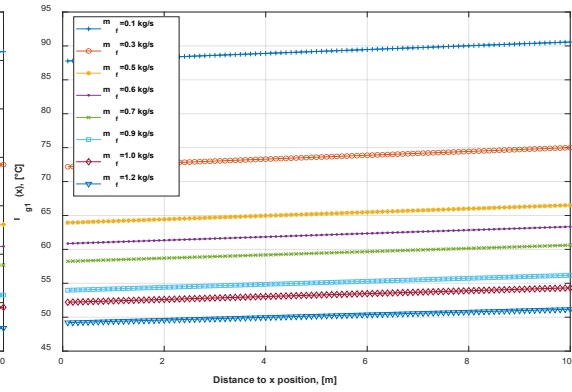


Fig. V-6. Comportement de la température T_{g1} du couvercle en verre intérieur

En effet, l'utilisation de la corrélation d'Eismann [142], a généré les résultats de la fig. V-7, il en ressort que pour un interstice de 1 cm entre les deux vitrages, le coefficient d'échange de chaleur par convection naturelle, ne manifeste que de légères variations vers la hausse de (0.02 à 0.05 W/m² K) le long du canal de passage d'air pour un même débit. Ceci n'est dû qu'aux changements des caractéristiques thermo-physiques de l'air par effet de température.

En revanche, le coefficient de convection naturelle hc_{g2-g1} diminue de 4.15 à 3.8 W/m² K soit une régression de 0.35 W/m² K quand le débit s'accroît de 0.1 à 1.2 kg/s (fig. V-7).

Ceci signifie qu'en plus du fait que le double vitrage réduit considérablement la déperdition de chaleur, l'augmentation du débit assure une absorption de la chaleur par l'air en écoulement, d'où une atténuation des températures des couvercles.

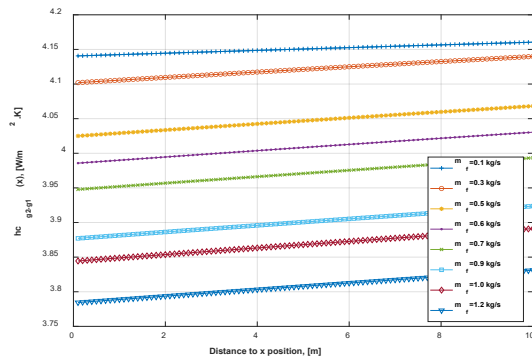


Fig. V-7. Evolution du coefficient local de déperdition de chaleur par convection naturelle entre le double vitrage

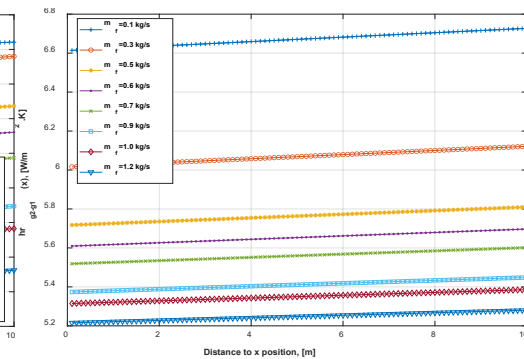


Fig. V-8. Evolution du coefficient local de déperdition de chaleur par rayonnement entre le double vitrage

La fig. V-8, illustre le comportement du coefficient d'échange radiatif entre les deux couvercles en verre. On peut noter que hr_{g1-g2} décroît de 6.6 à 5.2 W/m² pour un débit progressant de 0.1 à 1.2 kg/s, ce constat s'explique par la chute des températures des deux verres se reflétant sur l'expression de hr_{g1-g2} (différence de températures d'exposants d'ordre 4). Par ailleurs, le changement de hr_{g1-g2} est négligeable sur la longueur de l'aérotherme solaire.

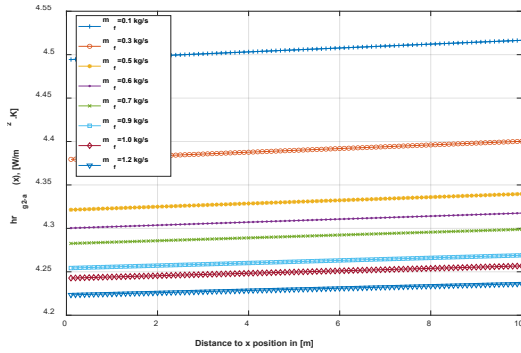


Fig. V-9. Coefficient local d'échange de chaleur par rayonnement du couvercle extérieur vers la voûte céleste

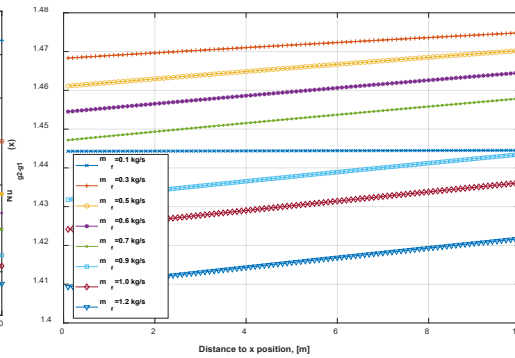


Fig. V-10. Nombre de Nusselt local en fonction du débit d'air

Cependant, les valeurs du coefficient local de déperdition de chaleur par rayonnement entre la vitre extérieure g_2 et le ciel, indiquent, comme précédemment mentionné, une très faible variation de ce paramètre en fonction de la position x le long du capteur (fig. V-9).

En revanche, un accroissement du débit d'air de 0.1 à 1.2 kg/s, réduit légèrement ce coefficient de 4.5 jusqu'à 4.22 W/m² K, soit une baisse de 0.28 W/m² K à un débit de 1.2 kg/s, ceci est dû à la baisse de la température du vitrage extérieur.

L'étude du nombre de Nusselt local entre le double vitrage, montre que les valeurs de ce dernier, s'étendent de 1.47 à 1.41, opérant une faible baisse de l'ordre de 0.06, la plus petite valeur enregistrée est celle d'un débit de 1.2 kg/s, (fig. V-10). Les nombres de Nusselt estimés, s'approchent plus de la conduction que la convection naturelle.

Sur la fig. V-11, nous pouvons remarquer que la température locale de la plaque-absorbeur est en moyenne d'environ 170 °C quand l'air s'écoule à un débit de 0.1 kg/s en régime stationnaire.

L'absorbeur de l'aérotherme solaire étudié, est chauffé par l'irradiance solaire. Une vitesse de 0.22 m/s pour la géométrie investiguée (canal de passage de l'air), favorise l'obtention de ces températures élevées dans le sens de l'écoulement. Mais à fur et à mesure

que le débit d'air augmente, ces températures chutent jusqu'à 80 °C pour un débit de 1.2 kg/s (2.67 m/s), grâce au brassage de la surface de l'absorbeur par l'air, réalisant, ainsi, un transfert de chaleur plus soutenu, d'où un meilleur refroidissement.

Toutefois, les résultats concernant le coefficient d'échange de chaleur par rayonnement entre le couvercle en verre et l'absorbeur, indiquent une valeur de 1.5 W/m² K à un débit de 0.1 kg/s et ne présente que de légères améliorations le long du canal d'écoulement (fig. V-12).

Par contre, comme précédemment constaté, l'accroissement du débit apporte une diminution de ce facteur, atteignant 0.9 W/m² K à un débit de 1.2 kg/s, ce qui s'explique évidemment, par un refroidissement de ces surfaces.

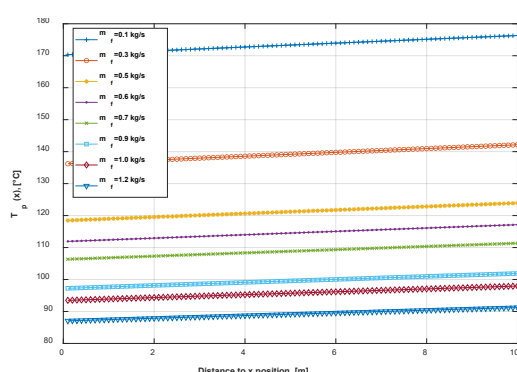


Fig. V-11. Comportement de la température de l'absorbeur le long du canal d'écoulement, en fonction du débit d'air

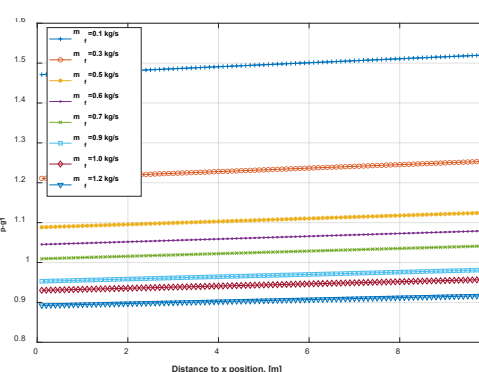


Fig. V-12. Variation du coefficient de transfert radiatif entre le couvercle intérieur et l'absorbeur en fonction du débit d'air

De plus, l'étude du nombre de Nusselt dans interstice séparant la vitre interne g_1 et l'absorbeur (Nu_{g1-p}), a donné lieu à des valeurs comprises entre 1.34 et 1.44, correspondant aux débits traités, ces nombres induisent une faible convection, car, on s'approche plutôt de la conduction dans la lame d'air stagnante (fig. V-13).

Par ailleurs la variation des nombres de Nusselt locaux selon le sens de l'écoulement, reste minime pour tous les débits d'air.

D'un autre côté, le tracé du coefficient local d'échange de chaleur par convection naturelle entre le couvercle intérieur et l'absorbeur (hc_{g1-p}) (fig. V-14), en fonction de la distance x et du débit d'air, révèle des quantités s'étalant entre 4.55 à 4.2 W/m² K correspondant à des débits entre (0.1 à 1.2 kg/s), c'est-à-dire que ce coefficient a tendance à diminuer si le débit augmente. Il est à noter que la diminution est d'environ 0.3 W/m² K par rapport à une augmentation du débit de 0.1 à 1.2 kg/s.

En outre ce coefficient affiche localement, numériquement parlant de faibles progressions, de l'ordre du $0.05 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ dans la direction du flux.

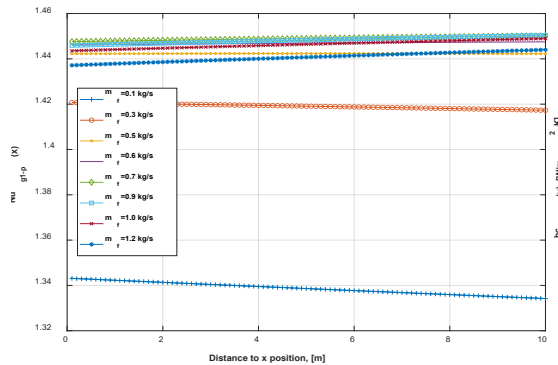


Fig. V-13. Comportement du nombre de Nusselt local entre le couvercle intérieur et l'absorbeur tributaire de la distance x et du débit d'air soufflé

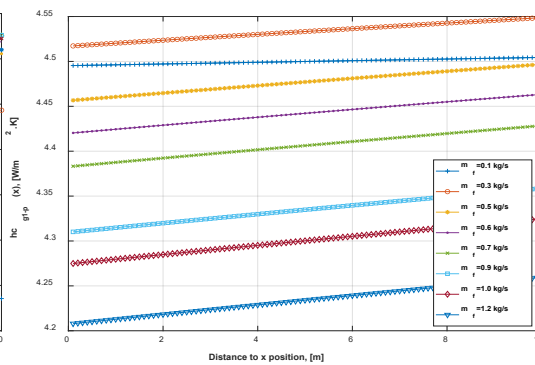


Fig. V-14. Variation du coefficient de convection naturelle entre le couvercle intérieur et l'absorbeur en fonction du débit d'air

Conséquemment, aux résultats indirects mis en exergue, les températures du fluide en mouvement ont été déterminées. Ces températures évoluent linéairement en droite, formant un angle avec l'axe des abscisses, cet angle est inversement proportionnel au débit d'air véhiculé (fig. V-15).

En effet, la progression rectiligne de la température est causée par un flux imposé de rayonnement solaire appliqué à l'absorbeur, l'échange de chaleur a fait en sorte que la température du fluide $T_f(x)$ suit cette allure. Ces courbes sont d'une importance primordiale, car permettant de définir un débit d'air destiné à délivrer une température requise, en traçant une droite horizontale de l'axe des ordonnées (choix de température), croisant les iso-débits.

Également, on relève qu'un débit de 0.1 kg/s engendre une température de 51°C à la sortie de cet aérotherme solaire de 10 mètres et on remarque que pour des longueurs moins importantes, on peut lire les valeurs des températures correspondant à plusieurs débits d'air.

En outre, en élevant le débit, la température s'atténue jusqu'à atteindre 32°C à 0.6 kg/s et 28°C à 1.2 kg/s .

L'augmentation de la température est le résultat de l'échange thermique entre la surface inférieure de l'absorbeur et le fluide (air), ce transfert de chaleur est matérialisé par les valeurs du nombre de Nusselt local (Nu_{f-p}) tributaires principalement du débit d'air (fig. V-16). Aussi, il est relevé que ce coefficient ne change pas avec la longueur du capteur solaire, mais, reste sensible au débit d'air. En conséquence, le nombre de Nusselt est de 13 pour un débit de 0.1 kg/s et grimpe à 115 pour un débit de 1.2 kg/s. Ceci, indique un meilleur transfert de chaleur par convection forcée, caractérisée par l'accroissement de la vitesse et donc du nombre Reynold (fig. V-16).

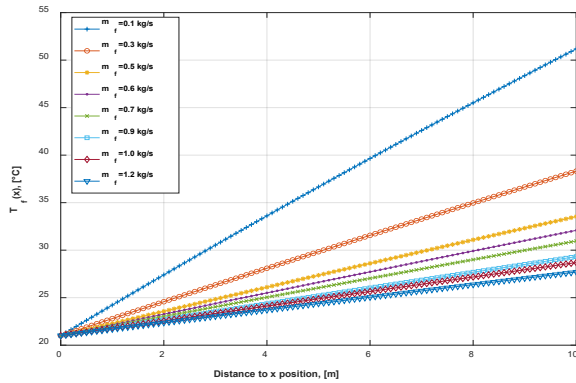


Fig. V-15. Evolution de la température de l'air, dépendante de la distance parcourue par l'air et du débit

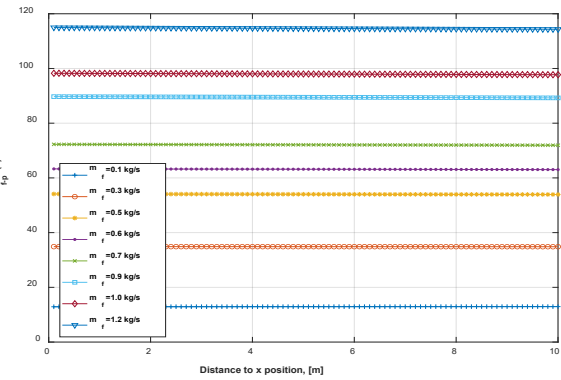


Fig. V-16. Nombre de Nusselt local (fluide-absorbeur) dépendant du débit

Il s'ensuit, que hc_{f-p} , coefficient local d'échange de chaleur par convection forcée, garde une tendance de ligne droite horizontale tout au long du capteur, ne manifestant aucune variation et se multiplie pour des valeurs de débit supérieures (fig. V-17). En fait, pour un débit de 0.1 kg/s, hc_{f-p} est environ égal à 1 W/m² K et monte jusqu'à 7.6 W/m² K pour un débit de 1.2 kg/s dans le cas d'un absorbeur lisse.

Par contre, le coefficient local radiatif entre l'absorbeur et la plaque de fond, hr_{p-bp} prend la valeur de 1.53 W/m² K à l'entrée du capteur solaire et de 1.65 W/m² K à la sortie du capteur soit une faible hausse de 0.13 W/m² K, ceci étant produit pour le débit de 0.1 kg/s. (fig. V-18). Par conséquent, l'élévation du débit à 1.2 kg/s, entraîne une décroissance des températures pariétales de l'absorbeur et la plaque de fond, provoquant une réduction de ce coefficient radiatif, à même d'atteindre 0.83 W/m² K. En effet, ce coefficient caractérise le transfert de chaleur par rayonnement entre la plaque-absorbeur et la plaque de fond.

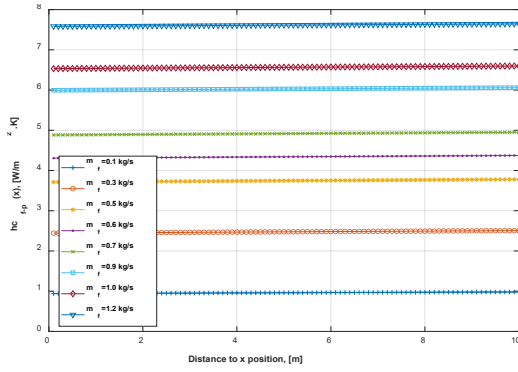


Fig. V-17. Evolution du coefficient local de transfert de chaleur (absorbeur-fluide) dépendant du débit et la longueur du canal

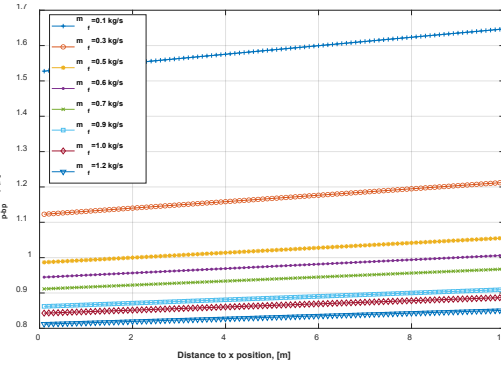


Fig. V-18. Coefficient local de transfert de chaleur par rayonnement dépendant du débit d'air et la longueur du canal

Dans la configuration investiguée, l'irradiance solaire permet à la fois de chauffer l'absorbeur et indirectement réchauffer la plaque de fond, du fait que l'absorbeur cède de la chaleur à la plaque de fond par rayonnement. La résolution numérique des équations du bilan énergétique (équations IV-145), a mis en exergue les niveaux de températures émanant de ces échanges thermiques.

Selon la fig. V-19, la température T_{bp} de la plaque de fond avoisine les 98 °C et croît jusqu' à 113 °C de l'entrée à la sortie du dispositif solaire, ceci est réalisé à un débit de 0.1 kg/s. En revanche, le refroidissement est effectué quand, le débit d'air passe de 0.1 à 1.2 kg/s, dès lors que cette température de 26 °C en début du canal de passage d'air, monte à 33 °C lorsque le flux d'air, sort du capteur solaire.

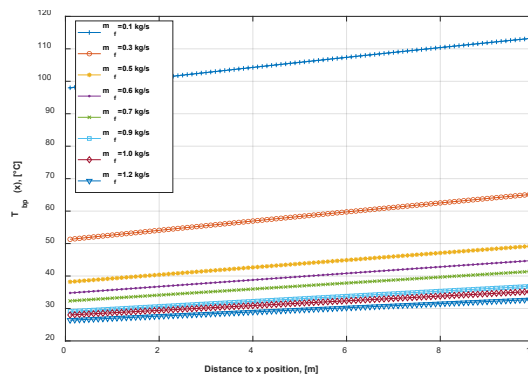


Fig. V-19. Comportement de la température de la plaque de fond le long du canal d'écoulement et en fonction du débit

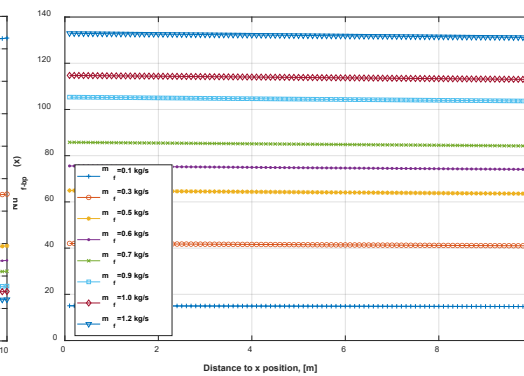


Fig. V-20. Nombre de Nusselt local (fluide-plaque de fond) dépendant du débit

Ces gains de températures par rayonnement, permettent un transfert de chaleur par convection forcée de cette surface à l'air, qui s'y frotte. La fig. V-20, illustre ce mécanisme par le nombre de Nusselt (fluide-plaque de fond). Au débit d'air le plus bas de 0.1 kg/s, on observe des nombres de Nusselt de valeurs invariables le long de l'aérotherme, affichant un nombre de

15, cette valeur a tendance à grimper en fonction de l'augmentation du débit d'air. Un débit de 1.2 kg/s, nous donne un Nusselt de 133, favorisant un meilleur transfert d'énergie solaire vers l'air.

Dans le même contexte, la détermination des nombres de Nusselt, conduit au calcul du coefficient local de convection forcée, entre le flux d'air et la plaque de fond, hc_{f-bp} .

Cela étant, il est constaté que ce dernier adopte des quantités inchangées dans la direction de l'écoulement du fluide de travail pour la totalité des débits traités (fig. V-21).

De même, pour l'absorbeur, un débit de 0.1 kg/s, génère un coefficient de convection égal à 1 W/m² K et augmente de valeur par accroissement du débit, cette grandeur se voit multipliée en atteignant 8 W/m² K lorsque le débit avoisine 1.2 kg/s (fig. V-21). Dans ce type d'aérotherme, le flux d'air accumule, conjointement, l'énergie thermique de l'absorbeur et de la plaque de fond

En somme, l'ensemble des coefficients d'échange de chaleur préalablement discutés dans ce travail, sont assimilés à des résistances thermiques. Ces dernières sont assemblées en appliquant l'analogie électrique (fig. V-17) en vue de calculer le coefficient global de déperdition de chaleur à travers le capteur héliothermique à double vitrage (équations IV-50, V-51) et dans l'appendice C, équation C-25.

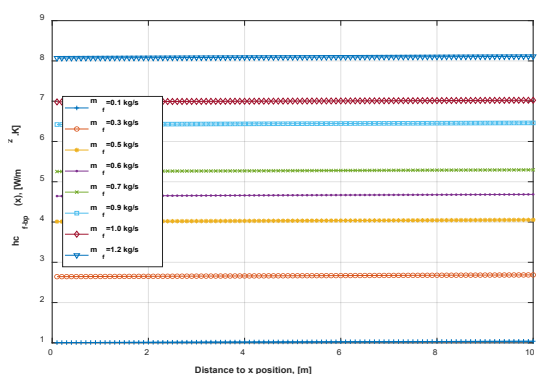


Fig. V-21. Coefficient local de convection force en fonction du débit

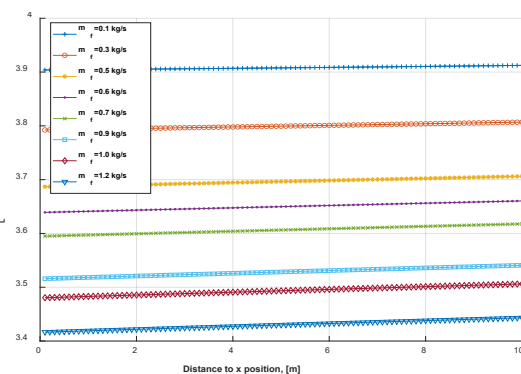


Fig. V-22. Coefficient local de déperdition de chaleur en fonction du débit

De par le fait que ce paramètre renseigne sur la capacité de l'aérotherme à empêcher la déperdition de l'énergie, une valeur faible connote avec un rendement élevé.

A juste titre, les équations susmentionnées, ont été implémentées dans un code Matlab, en vue de simuler le comportement de ce facteur, les valeurs de ce dernier sont représentées sur les graphes de la **fig. V-22**. En conséquence, on relève que ce coefficient (U_L) ne manifeste que de légers changements dans l'axe x et on peut dire qu'il garde une constance dans le sens de l'écoulement à l'égard des débits d'air inférieurs ou égaux à 0.6 kg/s.

Additivement, il est observé une quantité du coefficient de perte de chaleur global équivalente à $3.9 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ à un débit de 0.1 kg/s et se réduit à $3.4 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ par rapport à un débit massique de 1.2 kg/s , on peut interpréter que ce déclin de $0.5 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, défalqué du coefficient global de déperdition de chaleur, correspond à une quantité d'énergie, qui s'est trouvée, récupérée par le fluide en mouvement.

Dans le cadre de cette investigation, nous n'avons pas oublié d'examiner le comportement du facteur d'efficacité du capteur solaire, qui se définit comme étant le rapport entre le gain d'énergie utile réel et le gain d'énergie utile théorique, qui résulterait si la surface de l'absorbeur avait été à la même température locale du fluide.

Dans ce cas de figure, ce facteur indique une valeur basse de 0.3 par rapport à un débit de 0.1 kg/s , néanmoins, il est insensible à la dimension longitudinale de capteur héliothermique, on note en l'occurrence que la hausse du débit d'air, impacte positivement ce rapport (fig. V-23). Or, un débit de 0.3 kg/s délivre une efficacité de 0.48 et en augmentant à 1.2 kg/s , on obtient une efficacité à 0.71 . Conséquemment, on déduit, que ce paramètre est réactif au débit et semble se limiter à une valeur plafond.

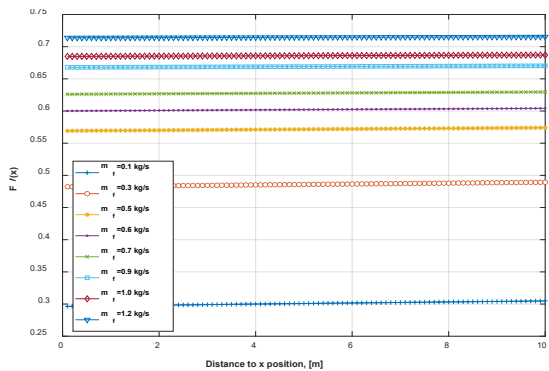


Fig. V-23. Comportement du facteur d'efficacité du capteur solaire en fonction du débit

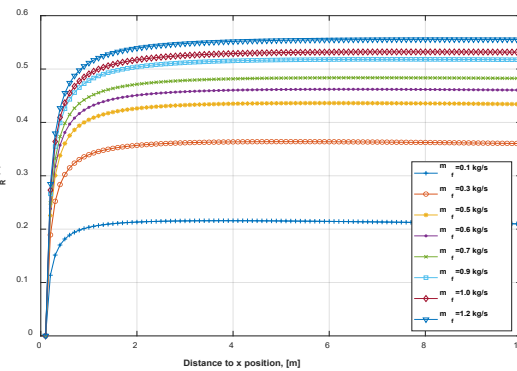


Fig. V-24. Comportement du facteur d'évacuation de la chaleur du capteur solaire dépendant de la longueur et du débit véhiculé

D'autre part, le facteur d'évacuation de la chaleur du capteur, qui revêt une importance primordiale et reflétant l'efficacité de la collecte d'énergie, est illustré sur la **fig. V-24**. Il est remarqué que ce facteur prend des valeurs intéressantes pour tous les débits d'air étudiés, à partir de 2 mètres de longueur du capteur. En effet, ce paramètre se stabilise tout le long de l'aérotherme solaire, après les 2 mètres. Il est relevé que pour un débit de 0.1 kg/s , ce facteur est égal à 0.2 et se hausse pour arriver à 0.55 par rapport à un débit de 1.2 kg/s .

A l'issue des résultats précédents, l'énergie utile collectée en fonction de la longueur, a été déterminée suite au calcul de la température de l'air à chaque position x et jusqu'à la totalité de la longueur du capteur solaire. Ceci a été effectué pour les débits d'air susmentionnés. Il en découle que la figure V-25, associée à la figure V-15, présentent un intérêt particulier en rapport avec le dimensionnement et la sélection de ce type de capteur solaire.

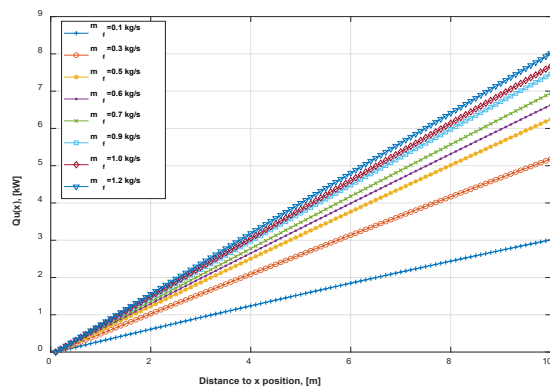


Fig. V-25. Développement de l'énergie thermique collectée par l'aérotherme en fonction de la longueur et du débit d'air

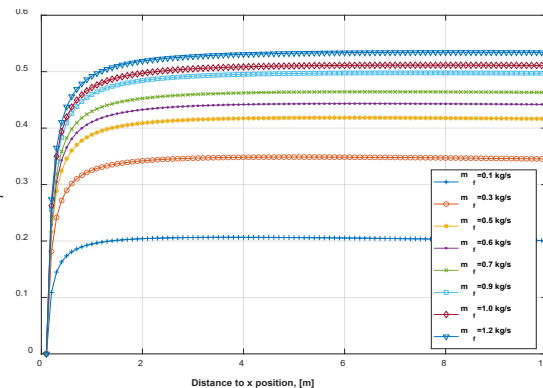


Fig. V-26. Rendement de l'aérotherme solaire tributaire de la longueur et débit d'air

La charge thermique à fournir étant une donnée clé pour tous systèmes de chauffage ou de séchage de légumes/fruits. Par ailleurs, le débit requis et la température de sortie sont aussi des exigences techniques du projet (fig. V-15).

En effet, un débit de 0.1 kg/s convertit l'équivalent de 3 kW d'énergie solaire en énergie thermique sur une longueur de 10 mètres, de 1.85 kW à 6 mètres et de 0.93 kW à 3 mètres. Cependant, cette conversion est plus accrue pour des débits supérieurs, car on obtient 8 kW à 1.2 kg/s sur une longueur de 10 mètres en comparaison à 0.1 kg/s. On constate qu'à 3 mètres, 2.37 kW sont collectés et 4.8 kW à une distance de 6 mètres pour ce dernier débit (fig. V-25).

L'interprétation faite à ce sujet, nous permet de déduire que le débit d'air, influence fortement la puissance utile de l'aérotherme solaire.

D'autre part, les droites de puissance pour des débits plus grands que 1.2 kg/s se voient s'approcher de plus en plus, ce qui est synonyme de convergence vers la limite de la conversion d'énergie (saturation), une augmentation supplémentaire de débit ne permet plus d'accroître cette quantité (fig. V-25).

Dans le même sillage, les rendements inhérents à ce capteur héliothermique, obtenus par simulation (fig. V-26), montrent des valeurs relativement basses pour les petits débits à savoir 0.2 pour un débit de 0.1 kg/s, ces rendements commencent à s'accroître grâce

l'augmentation du débit. A ce titre, le rendement parvient à culminer à 0.53 selon un débit de 1.2 kg/s.

Enfin, il est judicieux de mentionner que ces rendements ne deviennent invariables qu'à partir d'une certaine distance équivalente à 2 mètres pour tous les débits.

Les figures V-27 et V-28, illustrent et résument les tendances des puissances thermiques collectées, puissances de soufflage de l'air et des rendements thermiques et thermo-hydrauliques de ce système solaire, par rapport à sa longueur totale et en fonction des débits.

Il en découle une hausse de la puissance thermique recueillie, accompagnée, évidemment par un accroissement de la puissance de soufflage (fig. V-27) et par conséquent une augmentation des rendements, correspondant au débit d'air acheminé. Néanmoins, ceci, occasionne une diminution du rendement thermo-hydraulique. A juste titre, le rendement thermo-hydraulique, est un paramètre essentiel, permettant de refléter l'efficacité intégrale du système, du fait, qu'une énergie externe, nécessite d'être dépensée pour les besoins de la ventilation de l'air (fig. V-28).

D'un autre côté, on devrait avoir un optimum du rendement thermo-hydraulique à partir d'un certain débit, or, une augmentation du débit, supérieure à ceux étudiés, générerait une baisse de ce paramètre.

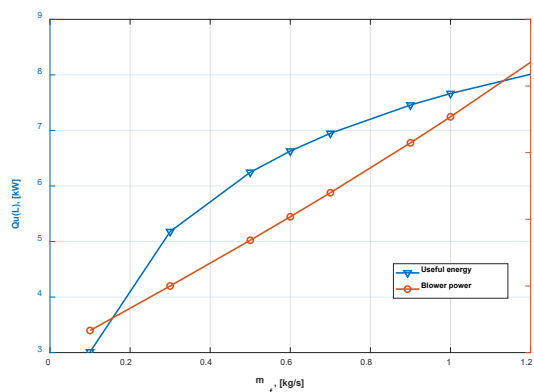


Fig. V-27. Puissance utile recueillie et puissance de soufflage en dépendantes du débit d'air

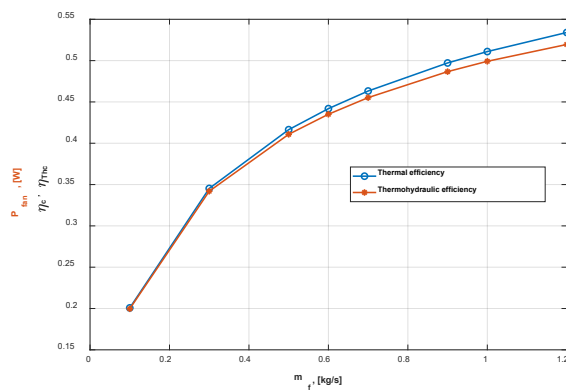


Fig. V-28. Evolution des rendements thermique et thermo-hydraulique en fonction du débit d'air

V.3.3. Conclusion partielle du premier axe de recherche

1. Les coefficients radiatifs locaux d'échange thermique ne changent pas beaucoup tout au long du capteur solaire, mais diminue légèrement par augmentation du débit d'air.
2. Les températures locales des éléments du capteur solaire sont très sensibles et inversement proportionnelles à l'augmentation du débit, mais varient peu le long du canal.

3. La température de l'air augmente proportionnellement sur la longueur du capteur selon des droites inclinées, il en résulte qu'un débit faible donne des températures élevées, inversement, des températures moins élevées à sortie sont obtenues pour des débits plus importants.
4. Les coefficients d'échange de chaleur par convection entre absorbeur et plaque de fond augmentent par accroissement du débit d'air, mais sont faiblement affectés par la position x .
5. Un soutirage peut être réalisé sur les capteurs héliothermiques de grandes dimensions, afin d'obtenir de l'air à la position x pour une température souhaitée.
6. Des puissances thermiques et rendements plus importants sont obtenus par des flux d'air plus élevés, (un accroissement du débit de 12 fois donne lieu à des augmentations de la puissance thermique et du rendement à la sortie, de 166% pour 1000 W d'irradiance solaire)

V.4. Influence de l'irradiance solaire sur les performances thermiques du capteur héliothermique

Un capteur solaire à air est exposé au rayonnement solaire, à cet égard, quel que soit son emplacement géographique sur terre, ce dispositif solaire est sujet à la variation de l'irradiance solaire, due aux conditions climatiques et heures journalières.

Ce changement naturel, est à même d'impacter les paramètres thermiques, les performances et le rendement de l'aérotherme. Dans ce sous-chapitre, le comportement des divers coefficients thermiques et des données de sortie, a été examiné et analysé conjointement à l'étude de la variation du débit.

V.4.1. Méthodologie du traitement numérique

La résolution de l'ensemble des équations des bilans énergétiques (IV-145) est effectuée, en utilisant l'inversion de matrice avec itérations pour la détermination des températures des composants du capteur solaire à air. La résolution du système est répétée jusqu'à ce qu'il y ait convergence en chaque point ($i.\Delta x$), en effet, les températures obtenues sont donc utilisées dans l'étape suivante. (Voir organigramme en Annexe F-3). Les coefficients de transfert de chaleur sont calculés avec ces températures à chaque intervalle jusqu'à ce que la longueur totale de l'aérotherme solaire soit atteinte. Après avoir terminé le calcul des

nombres de Nusselt locaux, des coefficients de transfert de chaleur, au niveau de chaque composant et du coefficient de perte de chaleur global à chaque point sur la longueur du SAH. Une moyenne de chacun des paramètres est effectuée, telle que :

$$\overline{Nu}_{g2-g1} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Nu_{g2-g1}(i) \quad (V-1)$$

$$\overline{Nu}_{p-g1} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Nu_{p-g1}(i) ; \overline{U}_L = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n U_L(i) \quad (V-2)$$

$$\bar{h}_{c,g2-g1} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n h_{c,g2-g1}(i) ; \bar{h}_{c,p-g1} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n h_{c,p-g1}(i) \quad (V-3)$$

$$n = L/\Delta x \quad (V-4)$$

De la même manière toutes les températures des couvercles en verre, absorbeur et plaque de fond, ont fait l'objet de moyennes arithmétiques

Cette méthode numérique a été implémentée dans un code de calcul Matlab et les calculs ont été effectués pour une température ambiante de 10 °C.

V.4.2. Résultats et discussion

En marge de ce traitement, les résultats suivants, ont été obtenus :

La fig. V-29, représente le comportement de la température moyenne du couvercle extérieur, résultant de l'augmentation de l'irradiance et du débit. Toutefois, il est relevé que cette température tend à diminuer quand le débit d'air progresse, elle est de 12 °C pour une intensité solaire de 100 W et de 34 °C pour 1100 W, au cas où le débit parcourant le capteur solaire est égal à 0.1 kg/s. Par contre, cette température devient 11.5 °C à 100 W et 22 °C à 1100 W, par rapport à un débit de 1.2 kg/s. En outre, cette simulation montre que pour un même débit (par exemple : 0.3 kg/s) et dans la plage considérée de rayonnement solaire, la température monte de 12 à 29 °C, dénotant une grande influence du rayonnement solaire sur la température du vitrage extérieur.

Par ailleurs, la fig. V-30, relative à l'évolution de la température moyenne du vitrage intérieur T_{g1} , indique que le même profil est adopté, cette température croît proportionnellement au rayonnement solaire, une valeur de 95 °C est atteinte pour $I_T=1100$ W à 0.1 kg/s comparativement à 53 °C à un débit de 1.2 kg/s.

Par contre, une intensité de rayonnement de 800 W, conduit à des températures moyennes du couvercle intérieur de 76 °C, 55 °C et 43 °C correspondant au débits 0.1, 0.5 et

1.2 kg/s. Ceci est interprété par le fait que le débit d'air a un effet refroidisseur de la paroi du vitrage intérieur et par la même occasion, absorbe la chaleur qui pourrait se transmettre à l'extérieur.

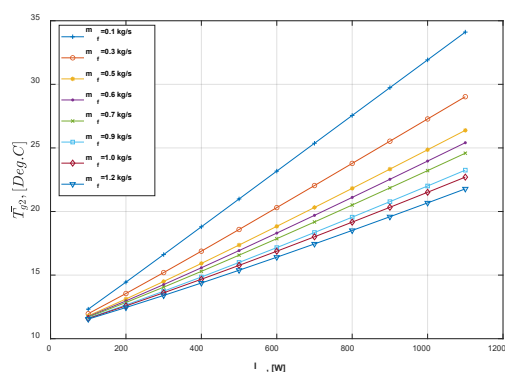


Fig. V-29. Variation de la température moyenne du vitrage extérieur en fonction du rayonnement solaire et débit d'air

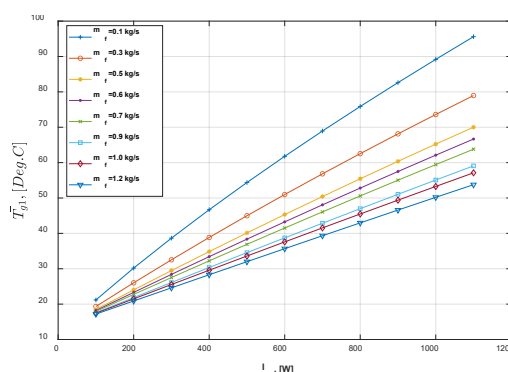


Fig. V-30. Variation de la température moyenne du vitrage intérieur en fonction du rayonnement solaire et débit d'air

D'autre part, l'irradiance solaire, affecte, dans le sens de la hausse, le coefficient moyen de perte de chaleur radiatif (couvercle extérieur-voûte céleste). Il est observé que ce coefficient augmente de 4 à 4.5 W/m².K, pour un accroissement de l'irradiance de 100 à 1100 W par rapport à un débit de 0.1 kg/s et de 4 à 4.25 W/m².K pour un débit de 1.2 kg/s. (fig. V-31).

Par ailleurs, la fig. V-32, illustrant le comportement du coefficient moyen d'échange de chaleur par rayonnement entre les deux vitrages hr_{g2-g1}, affiche des quantités allant de 4.3 (I_T=100 W) à 6.9 W/m².K (I_T=1100 W) obtenues pour un débit de 0.1 kg/s, en comparaison, à des valeurs qui sont de 4.2 (I_T=100 W) et de 5.3 W/m².K (I_T=1100 W) par rapport à un débit de 1.2 kg/s.

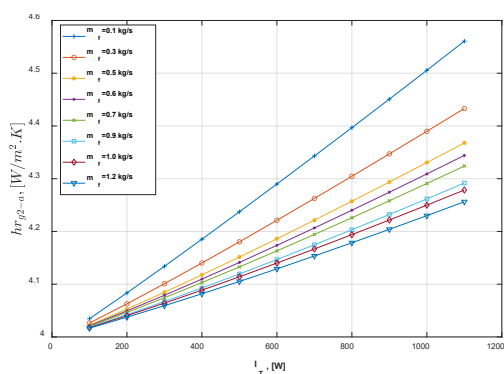


Fig. V-31. Evolution du coefficient radiatif moyen entre le couvercle g₂ et le ciel par rapport à l'intensité du rayonnement solaire et débit

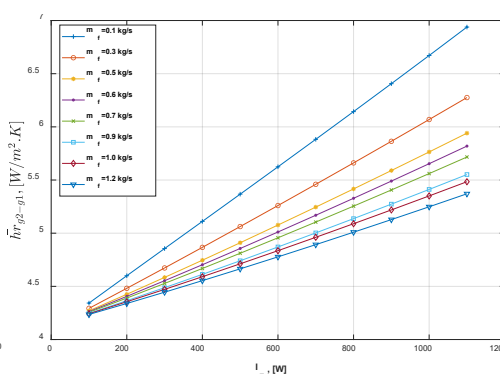


Fig. V-32. Evolution du coefficient radiatif moyen entre les deux vitres g₁ et g₂ par rapport au rayonnement solaire et débit d'air

L'espace contenant le gaz piégé dans le double vitrage est choisi égal à 10 mm, valeur optimale permettant de réduire au minimum la convection naturelle. Il en ressort que les valeurs des nombres de Nusselt moyens découlant de nos calculs, dénotent des augmentations de 1

(conduction) à 1.48 (très légère convection naturelle) pour des irradiances de 100 à 1100 W (fig. V-33).

Cependant, ces quantités semblent peu sensibles à la variabilité du débit (-0.08).

Dans le même volet, le coefficient moyen de convection naturelle entre les deux vitres donne des valeurs de l'ordre de 2.7 à 4.2 W/m².K pour un débit de 0.1 kg/s et de 2.6 à 3.9 W/m².K pour le débit de 1.2 kg/s (fig. V-34). En effet, ces valeurs sont relevées pour un intervalle d'irradiance solaire de 100 à 1100 W. On en déduit que l'élévation du débit réduit le coefficient de convection naturelle, tandis que le rayonnement solaire tend à le rehausser.

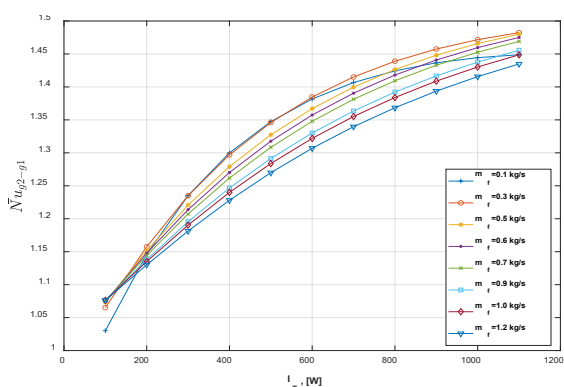


Fig. V-33. Comportement du nombre de Nusselt moyen entre les vitrages g_1 et g_2 dépendant de l'irradiance solaire et débit d'air

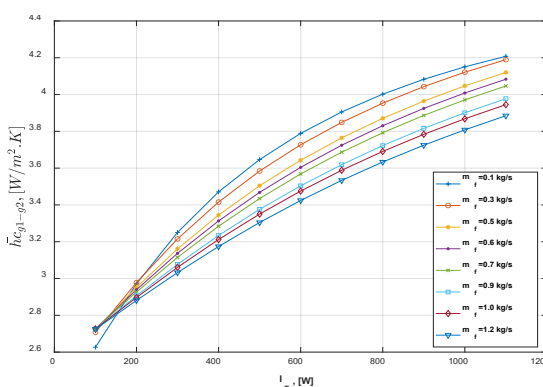


Fig. V-34. Comportement du coefficient moyen de convection naturelle entre les vitrages g_1 et g_2 dépendant de l'irradiance solaire et débit d'air

Le rayonnement solaire est généralement absorbé de plus en plus par la plaque-absorbeur, corollairement à l'augmentation de l'irradiance, d'où l'accroissement de sa température moyenne (fig. V-35). Cette température est très dépendante de l'intensité solaire et du débit d'air. Elle peut aller jusqu'à 186 °C à 1100 W avec 0.1 kg/s de débit, contre 96 °C pour un débit de 1.2 kg/s, à la même intensité solaire. On relève également à 900 W, des températures moyennes de 160 °C pour 0.1 kg/s et 82 °C à 1.2 kg/s. Il convient de mentionner que le débit d'air a un effet refroidisseur sur les composants du capteur solaire, notamment l'absorbeur.

À l'instar du coefficient radiatif moyen entre les deux vitres hr_{g2-g1} , le coefficient moyen radiatif entre le vitrage interne et l'absorbeur hr_{g1-p} , manifeste une allure similaire, pour l'ensemble des débits étudiés et débute à partir de 0.6 W/m².K à 100 W d'irradiance solaire.

En outre, ces coefficients grimpent respectivement à 1.6 W/m².K pour un débit de 0.1 kg/s et à 0.95 W/m².K pour 1.2 kg/s de débit à 1100 W d'irradiance (fig. V-36).

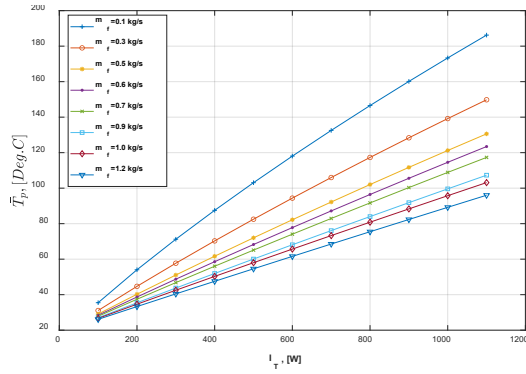


Fig. V-35. Température moyenne de l'absorbeur en fonction du rayonnement solaire et débit d'air

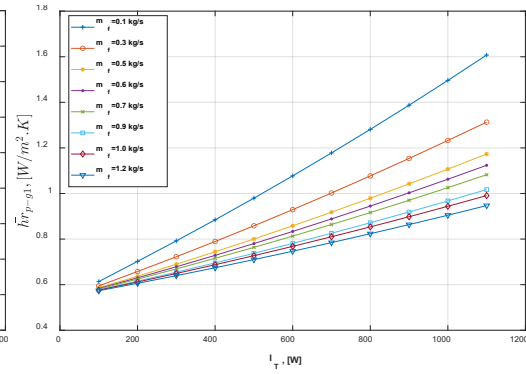


Fig. V-36. Coefficient moyen radiatif entre le couvercle g_1 et l'absorbeur en fonction du rayonnement solaire et débit

Les nombres de Nusselt représentés par des courbes sur la figure V-37, permettent d'observer des valeurs entre 1.17 et 1.45 pour les débits supérieurs à 0.3 kg/s dans la gamme d'irradiance de (100-1100 W).

Il en résulte que le coefficient moyen de convection naturelle entre l'absorbeur et la vitre intérieure, hc_{g1-p} , se comporte d'une manière ascendante conjointement à la hausse du rayonnement solaire (fig. V-38), il prend la valeur de 3.07 W/m².K à peu près pour tous les débits (à 100 W d'irradiance) et arrive, respectivement à 4.58 et 4.3 W/m².K, respectivement pour 0.1 et 1.2 kg/s de débits massiques (à 1100 W d'irradiance).

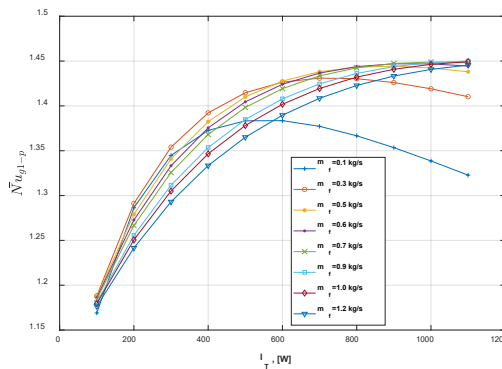


Fig. V-37. Comportement du nombre de Nusselt moyen entre le couvercle intérieur g_1 et l'absorbeur par rapport à l'irradiance solaire et le débit d'air

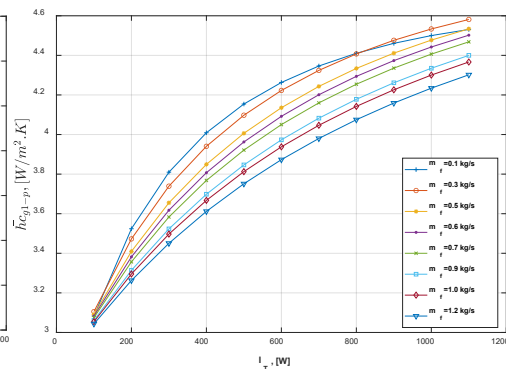


Fig. V-38. Comportement du coefficient moyen de convection naturelle entre le couvercle intérieur et l'absorbeur par rapport à l'irradiance et le débit d'air

Parmi, les caractéristiques et spécifications qui facilitent l'adoption d'un capteur héliothermique à air pour un projet de chauffage ou de séchage, la température, l'énergie utile et le rendement par rapport à un débit, demeurent les principaux éléments de sélection. En effet, la température résultante de l'aérotherme en fonction de l'irradiance solaire et du débit d'air, nous renseigne sur la capacité du dispositif à fournir de l'air chaud selon les exigences requises.

Cette température est considérée comme un critère dimensionnant.

La figure V-39, montre que les températures de sortie de l'aérotherme, sont tributaires du débit et du rayonnement solaire. Le débit d'air fait abaisser cette température quand il augmente et vice-versa.

Cependant, la hausse de l'irradiance est proportionnelle à la température, un débit de 0.1 kg/s associé à une intensité de rayonnement de 800 W produit une température de l'air de 45 °C, d'un autre côté, un débit de 1.2 kg/s engendre une température de sortie de 28.3 °C en considérant la même intensité solaire.

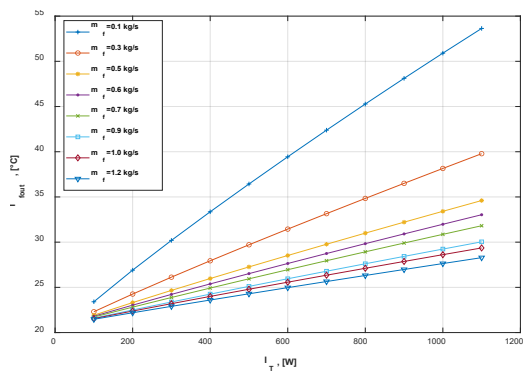


Fig. V-39. Evolution de la température de l'air à la sortie de l'aérotherme solaire dépendante de l'irradiance et du débit.

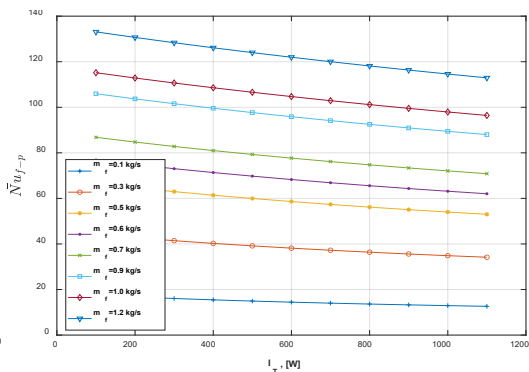


Fig. V-40. Evolution du nombre de Nusselt moyen (fluide-absorbeur) tributaire du rayonnement solaire et du débit d'air

A savoir que la température d'entrée est de 21 °C. soit une amélioration de $\Delta T = 34$ °C pour le premier débit et $\Delta T = 7.1$ °C pour le deuxième débit.

De cette figure V-39, On peut déterminer le seuil minimal d'irradiance à compter du quel, de la puissance thermique peut être délivrée. Il est intéressant de noter que cette irradiance minimale dépend du débit et de la géométrie (surface de captation), à 0.1 kg/s, elle est de l'ordre du 100 W et pour 0.3 kg/s et plus, elle avoisine les 200 W. Celles-ci, étant définies comme des valeurs d'utilisabilité du capteur solaire, Duffie et al. [100] et Mzad et al.[93].

Il est observé sur la figure V-40, que le nombre de Nusselt moyen (absorbeur-fluide) varie de 17.5 à 12.6 lors de la hausse du rayonnement solaire de 100 W à 1100 W pour un même débit de 0.1 kg/s. De par l'influence du débit d'air le nombre de Nusselt devient égal à 133 pour un rayonnement de 100 W et se réduit à 113 à 1100 W. Ceci est interprété par une forte dépendance du nombre de Nusselt (fluide-absorbeur) au débit. En outre, le nombre est légèrement atténué par l'accroissement de l'irradiance.

Dans le même contexte, le coefficient moyen de convection forcée (fluide-absorbeur) est généralement dépendant du débit du fluide (fig. V-41), il affiche une valeur de 1 W/m².K

pour un débit de 0.1 kg/s et s'élève à 8 W/m².K et descend 7.6 W/m².K, respectivement, pour des irradiances solaires de 100 à 1100 W correspondant à un débit de 1.2 kg/s. Alors, il est déduit que le rayonnement solaire n'affecte que très légèrement ce coefficient.

La figure V-42, illustre la variation du coefficient d'échange de chaleur par rayonnement entre l'absorbeur et la plaque de fond, ce coefficient dépend de l'irradiance solaire et du débit d'air. Par conséquent, ce coefficient débute par une valeur de 0.6 W/m².K à 100 W pour l'ensemble des débits et arrive à 1.72 W/m².K pour 1100 W à 0.1 kg/s, en comparaison à 0.86 W/m².K pour 1100 W à 1.2 kg/s.

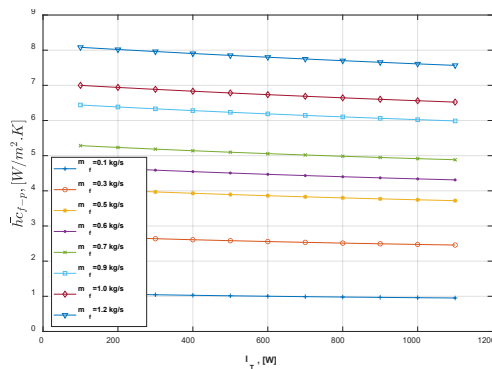


Fig. V-41. Coefficient moyen de convection forcée (fluide-absorbeur) en fonction de l'irradiance solaire et le débit d'air

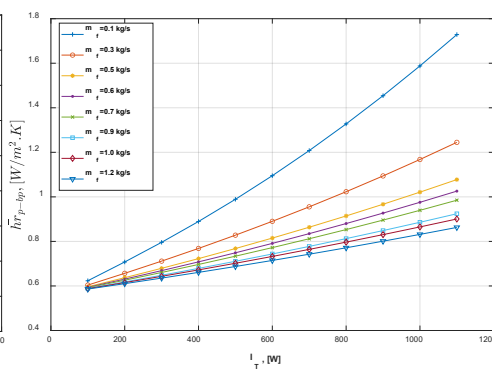


Fig. V-42. Comportement du coefficient moyen radiatif entre absorbeur et plaque de fond en fonction de l'irradiance solaire et du débit d'air

Il est remarqué que la température moyenne de la plaque de fond se voit augmentée par l'effet du transfert de chaleur par rayonnement, émanant de l'absorbeur (fig. V-43). Il en résulte que cette température est de 24 °C lorsque l'irradiance est à 100 W et culmine à 117 °C à 1100 W, en appliquant un débit d'air faible de 0.1 kg/s. Par ailleurs, ces températures prennent une tendance baissière pour le débit de 1.2 kg/s, alors, on obtient, respectivement un 21 °C et un 30 °C pour 100 et 1100 W.

En revanche, les nombres de Nusselt reflétant le transfert de chaleur entre plaque de fond et fluide (fig. V-44), nous renseignent qu'ils sont de l'ordre de 20 pour une irradiance de 100 à 1100 W par rapport au débit faible de 0.1 kg/s et montent jusqu'à 130 pour un débit de 1.2 kg/s dans le même intervalle d'irradiance. Confirmant à la fois que le débit d'air par son accroissement amplifie le transfert de l'énergie solaire vers l'air et assure en même temps un refroidissement de la plaque de fond.

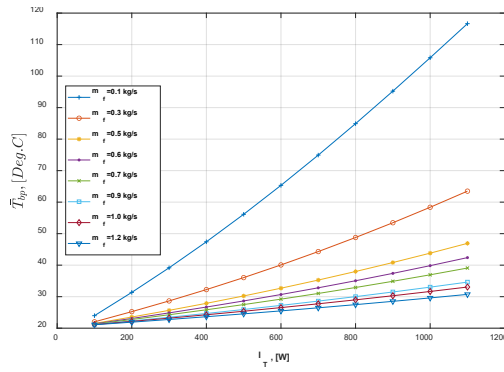


Fig. V-43. Comportement de la température moyenne de la plaque de fond en fonction de l'irradiance solaire et du débit d'air

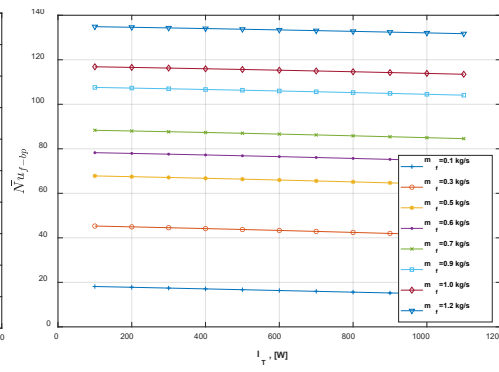


Fig. V-44. Comportement du nombre de Nusselt moyen (fluide-plaque de fond) en fonction de l'irradiance solaire et débit d'air

De même, il en résulte que les coefficients moyens de convection forcée hc_{f-bp} , calculés par notre programme s'étendent de 1 à 8.1 W/m².K, pour des débits de 0.1 à 1.2 kg/s et il s'ensuit que le changement de l'intensité du rayonnement solaire, n'affecte pas ces coefficients (fig. V-45). Ceci s'interprète par la capacité du fluide à accumuler de la chaleur suite au balayage des surfaces chaudes par les débits élevés.

A l'issue de l'évaluation de tous les coefficients, le coefficient moyen global de déperdition de la chaleur a été calculé, il est remarqué, qu'il dépend de l'intensité du rayonnement solaire ainsi que du débit d'air circulant dans le canal de passage du capteur solaire. Sa valeur est moins élevée à celle d'un capteur héliothermique à simple vitrage.

La figure V-46, affiche de quantités de 2.8 W/m².K pour 100 W d'irradiance et de 3.9 W/m².K pour 1100 W, correspondant au débit de 0.1 kg/s. Cependant, ces valeurs chutent à 2.6 pour 100 W et de 3.34 W/m².K à 1100 W pour 1.2 kg/s de débit. Il est déduit que U_L augmente

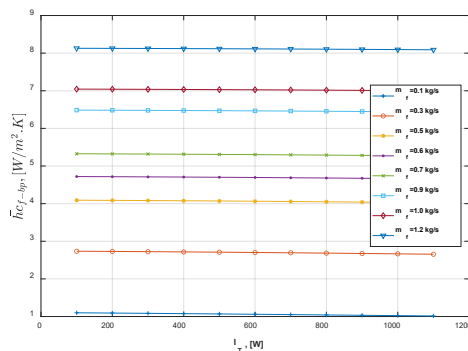


Fig. V-45. Variation du coefficient moyen de convection forcée (fluide-plaque de fond) par rapport au débit d'air et l'irradiance solaire

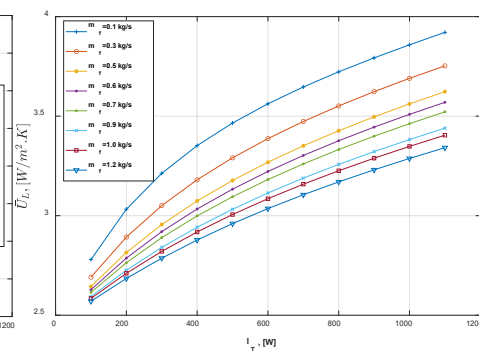


Fig. V-46. Evolution du coefficient global moyen de déperdition de chaleur du capteur héliothermique dépendant de l'irradiance solaire et débit d'air

avec la hausse de l'intensité du rayonnement solaire et il est atténué légèrement par l'augmentation du débit d'air.

D'un autre côté, les résultats de calcul du facteur d'efficacité du capteur solaire, sont représentés sur la fig. V-47, il est observé que ces facteurs sont principalement fonction du débit d'air et évoluent proportionnellement à sa hausse, de 0.3 pour un débit de 0.1 kg/s et de 0.8 par rapport un débit de 1.2 kg/s. En outre, l'accroissement de l'irradiance de 100 à 1100 W, influence légèrement ce facteur, une variation maximale de 0.08 est relevée.

Par ailleurs, le facteur d'évacuation de la chaleur, qui se définit à titre de rappel, comme étant le rapport du gain d'énergie utile réel qui résulterait si la surface absorbant le collecteur avait été à la température locale du fluide, a été calculé à partir de l'équation équation IV-74.

Selon la variation de l'irradiance solaire et du débit d'air, la figure V-48, montre le comportement de ce facteur. En effet, un débit de 0.1 kg/s indique une valeur de 0.2 à 0.23 (pour 100 à 1100 W) et lorsque, le débit augmente à 1.2 kg/s, on obtient de 0.53 à 0.55 pour la même gamme de rayonnement solaire. D'autre part, le facteur d'évacuation de la chaleur, F_R semble prendre un maximum à 200 W.

Dans cette investigation inhérente à la variation de deux paramètres caractérisant les performances du capteur héliothermique à air, nous nous sommes intéressés, particulièrement à l'énergie utile et au rendement, qui en résultent, car, méritant toute notre attention.

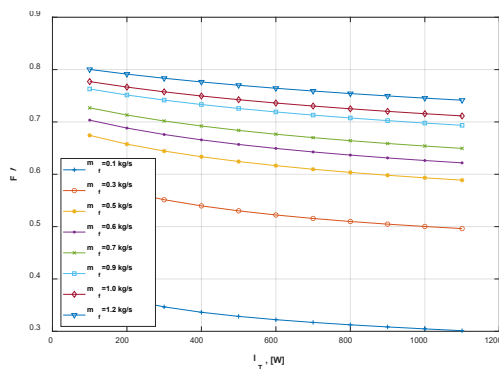


Fig. V-47. Variation du facteur d'efficacité du capteur héliothermique en fonction du rayonnement solaire et du débit d'air

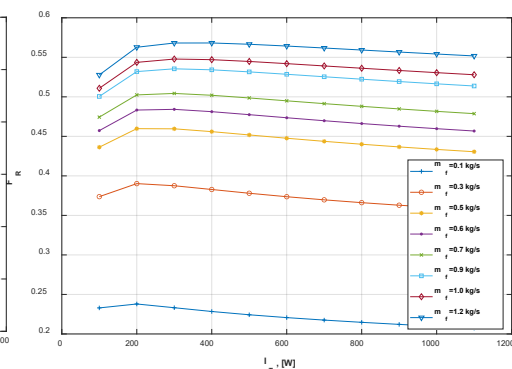


Fig. V-48. Variation du facteur d'évacuation de la chaleur du capteur héliothermique dépendant du rayonnement solaire et du débit d'air

En somme, l'énergie utile dépend dans une large mesure du débit d'air véhiculé et de l'irradiance solaire, la figure V-49, explicite ces incidences. On relève qu'à 200 W d'irradiance et 0.1 kg/s de débit massique, on peut avoir 0.6 kW de puissance thermique et pour une intensité de rayonnement solaire similaire et à 1.2 kg/s de débit, le capteur solaire peut générer 1.43 kW.

En revanche, une croissance de l'irradiance à 1000 W, nous permet de disposer, respectivement, de 3 kW et de 8 kW pour le premier et le dernier débit d'air.

L'utilité et l'intérêt des droites de la figure V-49, résident dans la possibilité de les utiliser comme abaque, favorisant la détermination de l'énergie collectée en fonction de l'irradiance qui prévaut et par ricochet de sélectionner le débit pouvant fournir cette énergie.

De plus et de par la nature des résultats réalisés par simulation de l'impact de l'intensité du rayonnement et du débit d'air sur le rendement thermodynamique (fig. V-50), on peut se prononcer que le rendement dépend bigrement du débit massique et d'une manière partielle de l'irradiance jusqu'à 200 W. Au-delà de cette valeur le rendement demeure quasi-constant pour l'intervalle des irradiances solaires, étudiées et prend une nouvelle valeur à chaque débit investigué. Les courbes tracées pour les besoins de l'étude, montrent que le débit minimal de 0.1 kg/s génère un rendement thermique de l'ordre de 0.21 à partir des 200 W d'irradiance et on peut aboutir à 0.53, suite à l'augmentation du débit à 1.2 kg/s.

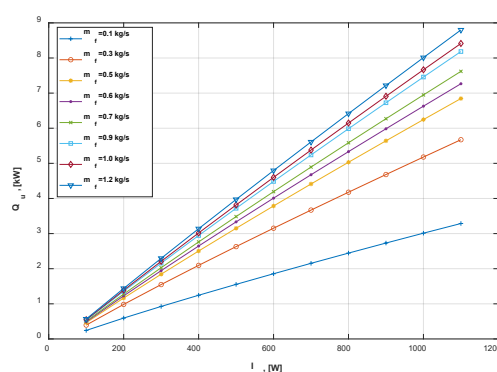


Fig. V-49. Evolution de l'énergie thermique collectée en fonction de l'irradiance solaire et débit d'air

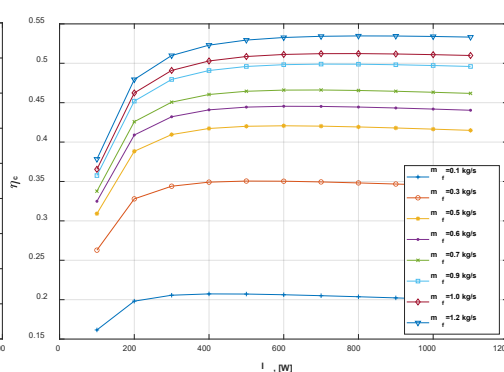


Fig. V-50. Développement du rendement du capteur solaire en fonction du débit d'air et irradiance solaire

V.4.3. Conclusion partielle du deuxième axe de recherche

L'évolution des températures moyennes des composants de l'aérotherme solaire, des coefficients de transfert de chaleur moyens, de l'énergie utile, du rendement et du coefficient global de déperdition de chaleur à travers le double vitrage, en fonction de l'irradiance et débit, est fort intéressante. Ce comportement peut être calqué à des situations météorologiques réelles. Par conséquent, on peut conclure que :

- 1) Les températures moyennes des composants de l'aérotherme solaire ainsi que ses coefficients moyens radiatifs varient en augmentant suite à la hausse de l'intensité du rayonnement solaire. Par contre, suite aux effets conjugués des deux paramètres (débits

et irradiance solaire), la progression du débit tend à réduire et les températures et ces coefficients.

- 2) Les coefficients moyens de transfert de chaleur par convection naturelle se réduisent légèrement par rapport à une croissance du débit d'air. En revanche, ceux du transfert par convection forcée fluide-parois se caractérisent par une quasi-constance lors de la variation du rayonnement solaire.
- 3) La température de sortie de l'air du capteur solaire est très influencée par l'irradiance solaire une augmentation de rayonnement de 5.5 fois produit un rehaussement de la température de 99.34% pour un débit de 0.1 kg/s.
- 4) La puissance thermique collectée à la sortie du capteur solaire est très dépendante de l'irradiance solaire, comme du débit d'air, du fait, qu'une augmentation du rayonnement solaire de 5 fois engendre une augmentation de 400 % de plus en puissance.
- 5) Le rendement est plutôt sensible au débit, mais, générant des valeurs à variations négligeables par rapport au rayonnement solaire à compter de 200 et 400 W (pour toute la gamme des débits investigués)

V.5. Optimisation des performances du réchauffeur d'air solaire à double vitrage (DG-SAH) par des espaces intermédiaires remplis de gaz

L'objectif de ce troisième sous-chapitre est d'examiner l'effet des gaz piégés (Argon, Xénon, Krypton et SF₆) dans le double vitrage et entre le couvercle intérieur en verre et l'absorbeur, sur l'énergie utile, le coefficient global de perte de chaleur et la température à la sortie de l'aérotherme solaire et le rendement (fig. IV-16). Cette recherche a été menée en appliquant un rayonnement solaire constant de 1000 W/m² et en écoulant un débit d'air de 0.6 kg/s.

De plus, cette étude s'intéresse à une nouvelle approche basée sur les aspects énergétiques et exergétiques d'un capteur solaire avec un espace rempli de gaz entre le double vitrage, le couvercle en verre intérieur et l'absorbeur. En effet cette étude a fait l'objet d'une publication dans la revue **Case Studies in Thermal Engineering vol. 40 (2022)**, Bennour et Mzad [153].

V.5.1. Approche et méthodologie

L'influence de la variation de la largeur de l'espace rempli de gaz de « $d=2$ à 25 mm », sur la température de sortie, la déperdition globale, l'énergie utile et le rendement, est étudiée et les valeurs sont comparées à celles de l'air.

Afin de déterminer itérativement les températures moyennes des composants du DG-FPSAH, la température de sortie de l'air chaud et de calculer les coefficients de transfert thermique. Un modèle mathématique unidimensionnel, a été développé et mis en œuvre en utilisant les équations du bilan énergétique et la corrélation d'Eismann [142], jamais utilisée dans les capteurs solaires à air à double vitrage (Organigramme annexe F-3).

L'étude du comportement thermique de certains gaz nobles (Xénon, Krypton, Argon) et SF_6 a été réalisée, dont, l'objectif est d'estimer les largeurs optimales de l'espace gazeux dans le double vitrage et au-dessus de l'absorbeur, qui génèrent les meilleurs rendements thermiques.

Par conséquent, l'énergie utile et le rendement thermo-hydraulique sont calculés respectivement par les équations (IV-99 et IV-100). La destruction d'exergie, l'exergie délivrée et le rendement exergétique optimaux sont également utilisés comme méthode de vérification des espaces optimaux remplis de gaz du DG-FPSAH.

Une méthode graphique est utilisée pour déterminer la largeur optimale de l'espace rempli de gaz, ce qui donne le coefficient de transfert de chaleur local et le facteur de perte de chaleur global les plus bas, en d'autres termes, l'énergie utile et le rendement les plus élevés.

V.5.2. Résultats et discussion

La simulation, a donné lieu à des courbes qui ont débouché sur des interprétations et discussions.

En effet, les nombres de Nusselt indiquent, que moins il y a d'espace entre les plaques, plus le nombre Nu est bas. Les courbes de Nusselt en fonction de l'espace rempli de gaz (fig. V-51 et V-52) ne permettent pas de localiser la conductance thermique la plus faible parmi les gaz étudiés. Cependant, nous pouvons identifier à quel écartement, le transfert de chaleur devient convection naturelle au lieu de conduction pure.

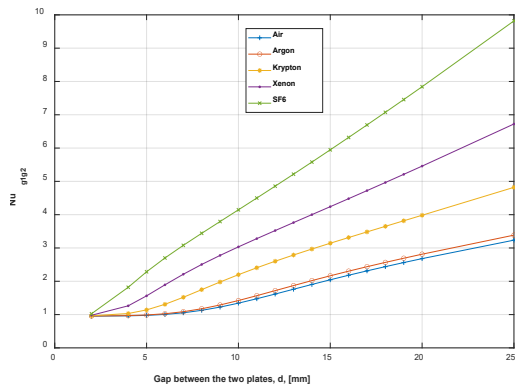


Fig. V-51. Nombre de Nusselt entre les deux couvercles en verre (g1-g2)

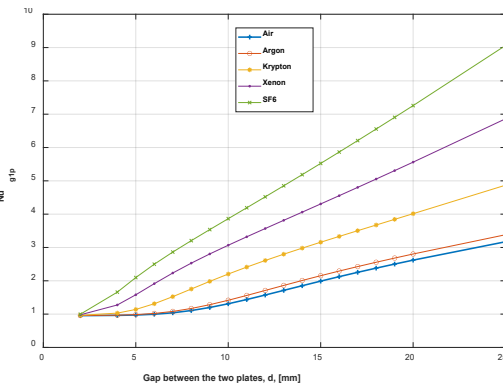


Fig. V-52. Nombre de Nusselt entre le couvercle en verre g1 et l'absorbeur

En revanche et plus explicitement, les coefficients de transfert thermique des gaz piégés dans le double vitrage et entre le vitrage intérieur et l'absorbeur, prennent des valeurs plus élevées quand cet espacement est réduit. Pour l'air, lorsque l'espace rempli de gaz est inférieur à 10 mm, il peut aller jusqu'à 14 W/K.m². Ces valeurs chutent à 4.28 à 10 mm et jusqu'à 4,01 W/K.m² pour 25 mm, ce qui signifie que plus de 10 mm d'espace ne donne plus de changement significatif (diminution) (fig. V-53 et fig. V-54). Par ailleurs, les courbes montrent que le gaz SF₆ largement utilisé comme isolant électrique dans les installations à haute tension, n'est pas plus isolant thermiquement que l'air.

Le gaz rare qui a le coefficient de transfert thermique le plus faible, c'est le Xénon, il est illustré qu'il a la moitié de celui de l'air, il peut être de 2.12 W/K.m² pour 4 mm et diminuer à 1.82 W/K.m² pour 25 mm (Figure V-53 et V-54). Dans le cas de cette dernière valeur, si l'on doit avoir 25 mm d'espace rempli de ce gaz, ceci devient un problème technico-économique et environnemental en termes de coût de production et de dépense énergétique (produire et fournir ces quantités de Xénon), Vestlund et al. [140].

Il s'ensuit que le remplissage de gaz Xénon offre un potentiel important pour réduire le transfert de chaleur dans les capteurs solaires à double vitrage à large d'écartement étroite.

D'une part, Le Krypton a un facteur de transfert de chaleur plus proche du Xénon (2.54 W/K.m² à 5 mm) et peut être enfermé dans les interstices pour minimiser les pertes de chaleur à travers le vitrage et l'absorbeur. Pareillement, l'Argon est largement utilisé en fenêtrage pour l'isolation thermique, sa valeur est de 2.09 W/K.m² à 9 mm, et donc, il est intéressant pour le DG-FPSAH (fig. V-53 et V-54).

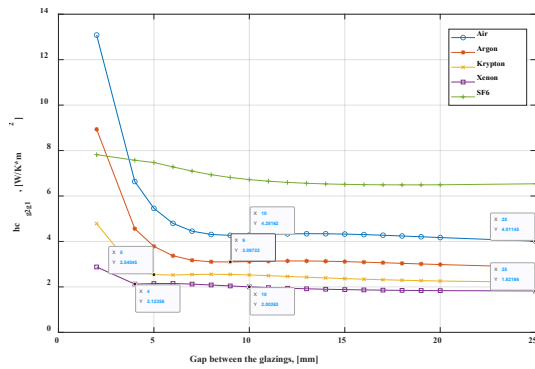


Fig. V-53. Coefficient de transfert de chaleur moyen à l'intérieur du double vitrage

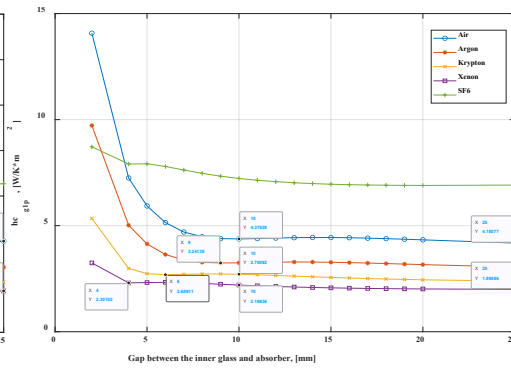


Fig. V-54. Coefficient de transfert de chaleur moyen entre le couvercle en verre intérieur et l'absorbeur

D'une part, les coefficients de déperdition globale de l'air sont respectivement de 4.96 à 4.77 W/K.m² pour des espaces compris entre 10 et 25 mm, tandis que celui du Xénon prend la valeur de 3.51 à 3.20 W/K.m² (de 4 à 25mm). Soit une différence de (1.5 W/K.m²) entre les deux gaz, alors que le Krypton affiche 3.84 W/K.m² à 5 mm (fig. V-55).

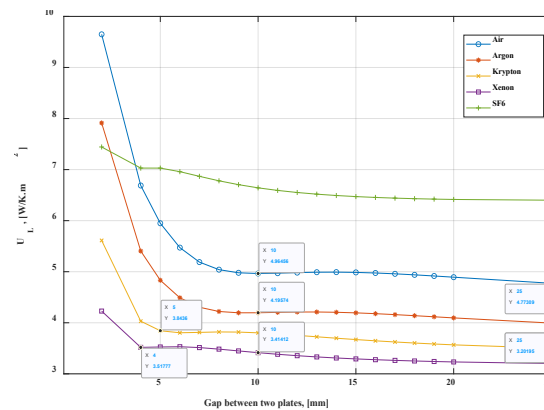


Fig. V-55. Coefficient global de perte de chaleur de l'aérotherme solaire

Dans le domaine de construction bâtiment, le double vitrage vertical est utilisé dans la fenestration pour l'isolation thermique, on se sert, généralement du symbole U, quantifiant le coefficient global de déperdition de chaleur. Selon, le chapitre 15 de la norme ASHRAE [154], relatif au fenêtrage, il est indiqué que l'espace gazeux optimal est de 13 mm pour l'air et l'Argon et de 8 mm pour le Krypton et qu'un espace plus grand n'a pas d'effet significatif sur le coefficient de déperdition thermique global. La figure 3 de cette norme (dont on n'a pas eu d'autorisation pour la reproduire), montre la même tendance que la figure V-55. Ainsi, les largeurs optimales de l'interstice comblées par l'Argon ou le Krypton sont presque comparables à nos résultats, ce qui valide notre modèle mathématique.

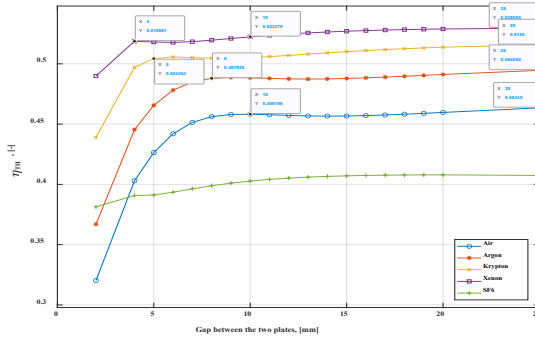


Fig. V-56. Efficacité thermo-hydraulique de l'aérotherme solaire à double vitrage

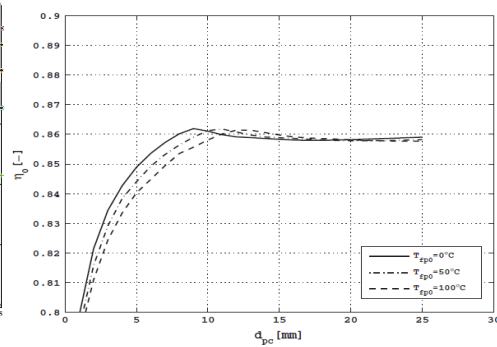


Fig. V-57. Rendement d'un capteur solaire rempli d'argon à $T_a=25^\circ\text{C}$ en fonction de la distance entre la plaque absorbante et le vitrage avec les différentes températures (gaz-absorbeur) Vestlund et al. [140]

En raison de la plus petite valeur de U_L générée par le Xénon, le rendement du SAH grimpe de 0.518 pour 4 mm et à 0.529 pour 25mm. Cependant, le rendement généré par l'air emprisonné, est de 0.458 à 10 mm, donc, le gaz Xe apporte, de ce fait, une amélioration de 6 % en termes de rendement (fig. V-56).

De plus, les courbes de la figure V-57, établie pendant les travaux de Vestlund et al. [140], montrent que pour l'Argon, le rendement maximal est atteint avec un remplissage de gaz de 9 mm entre un seul vitrage et l'absorbeur.

Les recherches de Vestlund et al [140] ont abouti à des courbes de rendement ayant la même allure bien qu'ils aient étudié un chauffe-eau solaire avec seulement un seul vitrage.

Par conséquent, nous avons constaté que pour le Xénon, la température de sortie augmente à 43°C à 4 mm, contre $41,4^\circ\text{C}$ à 10 mm pour l'air, compte tenu de la configuration du DG-FPSAH utilisé dans notre simulation (fig. V-58).

Or, l'étude de l'énergie utile captée grâce au remplissage par les gaz nobles, aboutit à :

- 1) Pour le Xénon, cette puissance passe de 7,78 à 7,94 kW (de 4 à 25 mm), tandis que l'air donne 6,87 à 6,95 kW (de 10 à 25 mm).
- 2) Par contre l'Argon génère 7.33 kW à 9 mm et 7.42 kW à 25 mm de distance d'écartement.

Entre ces deux gaz (Xénon et Air), la différence d'énergie obtenue est d'environ 1,04 kW, lorsque la largeur de l'espace est de 10 mm et de l'ordre de 0,9 kW si les interstices sont de 10 mm pour l'air et de 4 mm pour le Xénon (fig. V-59).

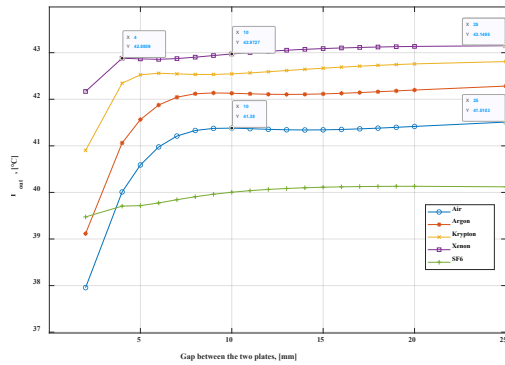


Fig. V-58. Température de sortie délivrée par l'aérotherme en fonction du gaz de remplissage des interstices vitrages (g_1 - g_2) et vitre g_1 -absorbeur

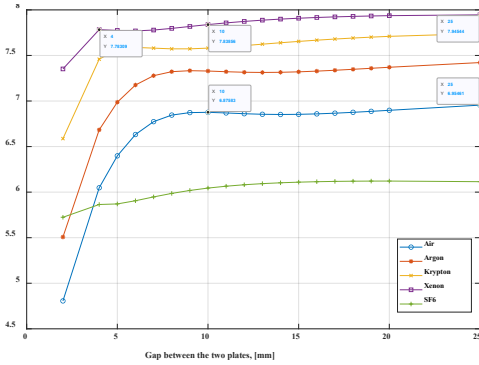


Fig. V-59. Energie utile collectée par l'aérotherme en fonction du gaz de remplissage des interstices vitrages (g_1 - g_2) et vitre g_1 -absorbeur

Les gaz nobles étudiés produisent plus d'énergie utile que l'air, en revanche, les résultats obtenus par le SF_6 indiquent qu'il n'est pas approprié comme gaz d'isolation thermique dans les capteurs héliothermiques à air à double vitrage (fig. V-55/56/58/59).

Il s'ensuit que l'étude exergetique réalisée dans le présent travail, révèle que le Xénon, le Krypton et l'Argon sont meilleurs en termes de réduction de la destruction d'exergie (fig. V-60).

Pour les espaces optimaux entre double vitrage et la vitre intérieure et absorbeur, les valeurs des rendements exergetiques obtenues sont de 6,40 % pour le Xénon à 4 mm, de 6,18 % à 5 mm pour le Krypton et de 5,94 % à 10 mm pour l'Argon, contre 5,50 % pour l'Air à 10 mm (fig. V-61).

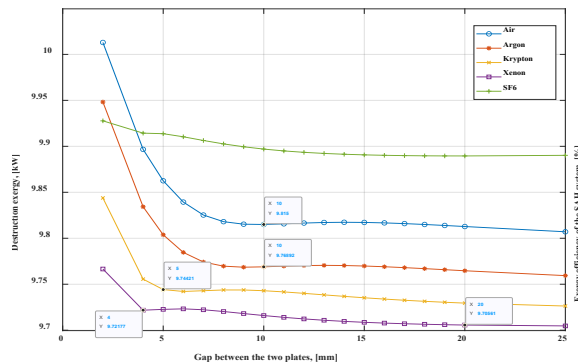


Fig. V-60. Destruction exergetique dans le FPSAH pour différents gaz cloisonnés

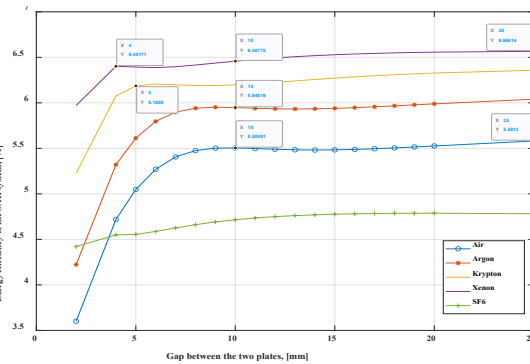


Fig. V-61. Rendement exergetique du FPSAH pour différents gaz cloisonnés

De même, l'étude exergetique appliquée au DG-FPSAH conduit à des améliorations significatives, à l'instar de celles obtenues dans l'analyse des rendements thermo-hydrauliques.

Ainsi, le Xénon fournit une exergie de 667 W à 4 mm et le Krypton peut donner une exergie de 664 W à 9 mm. De plus, l'Argon produit une exergie de 630 W à 10 mm.

Communément, l'air utilisé comme isolant thermique en double vitrage, fournit 574 W, d'exergie à 10 mm (fig. V-62).

On déduit, suite à cette étude exergetique que l'exergie et le rendement exergetique générés par le Xénon et les autres gaz nobles (fig. V-61/V-62) sont supérieurs à ceux de l'air, en considérant les distances d'écartement définies entre plaques (double-vitrage et vitre intérieure et absorbeur).

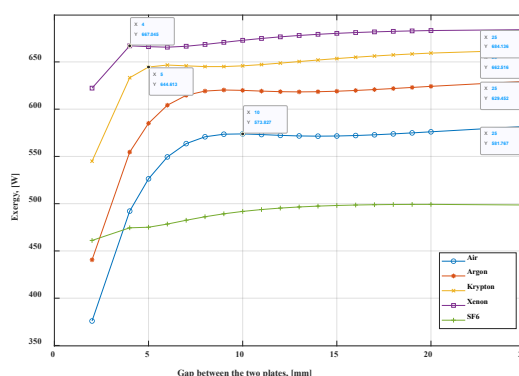


Fig. VI-62. Exergie générée par FPSAH selon les différents gaz enfermés

Cette déduction abonde dans le même sens de l'interprétation effectuée sur les courbes de l'énergie utile et rendement thermo-hydraulique (figure V-56/59) et concorde sur les valeurs optimales des distances entre vitres et absorbeur, préalablement obtenues.

V.5.3. Conclusion du troisième axe de recherche

L'étude de l'influence des gaz nobles enfermés à l'intérieur du double vitrage et entre la vitre intérieure et l'absorbeur de l'aérotherme solaire, représente une originalité en matière d'optimisation des performances thermiques.

Une nouvelle corrélation a été utilisée pour déterminer les coefficients de convection naturelle résultant des gaz piégés, ces coefficients dépendent des températures des composants du capteur solaire.

Il est conclu :

- 1) La nouveauté de cette recherche théorique réside dans l'implémentation numérique de la corrélation d'Eismann (IV-86).

- 2) L'estimation des nombres de Nusselt et des coefficients de convection naturelle (des gaz étudiés), qui prévalent dans l'aérotherme solaire, a été réalisée, grâce à cette relation.
- 3) La détermination graphique des valeurs optimales des écartements entre plaques, par des approches conventionnelles énergétiques et exergetiques, a été réalisée et les résultats ont été comparés.
- 4) On en déduit que 10 mm, 9 mm, 5 mm et 4 mm sont, respectivement, les largeurs optimisées d'écartement entre les trois plaques (les deux vitrage et absorbeur) pour l'air, l'argon, le krypton et le xénon.
- 5) Le gaz SF₆ n'est pas un gaz isolant approprié à des fins thermiques.
- 6) La largeur remplie de gaz, en particulier par l'Argon, a été comparée aux travaux de Vestlund et al [140], qui donnaient la même valeur optimale.
- 7) L'étude exergetique converge vers la même conclusion concernant les largeurs des écarts optimaux, résultant de l'étude énergétique.
- 8) Le rendement le plus élevé est fourni par le Xénon, suivi du Krypton et de l'Argon.
- 9) L'énergie utile collectée par le FPSAH (L=10 m, W=1,5 m) avec le Xénon comme gaz de remplissage, est de 7,78 kW contre 6,87 kW pour l'air si les largeurs des distances optimales sont appliquées.
- 10) La validation de ces résultats nécessite davantage d'expérimentations réalisées sur des modèles de diverses dimensions.

V.6. Conclusion du chapitre

Dans ce chapitre, une investigation a été entreprise, comportant trois axes, dont l'objectif est l'amélioration des performances d'un capteur héliothermique à air à double vitrage, à savoir, la température de sortie, la puissance collectée et le rendement. A cet effet, pour une géométrie donnée, l'ensemble des coefficients d'échange de chaleur, les températures des différents composants de l'aérotherme, le rendement et l'énergie utile, ont été déterminés suite à la résolution itérative d'un système d'équations des bilans énergétiques.

Nos recherches se sont axées essentiellement sur :

- 1) La détermination des températures des constituants de l'aérotherme solaire, des coefficients d'échange de chaleur, des nombres de Nusselt, de l'énergie utile et rendements à chaque 10 cm d'intervalle, sur les 10 mètres d'un capteur solaire et

- 2) Analyse du comportement de ces paramètres et leur évolution en fonction du débit.
- 3) Etude de l'effet conjugué de l'intensité du rayonnement solaire et du débit sur les valeurs moyennes des températures, des coefficients de transfert de chaleur (radiatifs et par convection), des nombres de Nusselt et l'influence de ces deux paramètres sur la température de sortie de l'air, l'énergie utile et les rendements.
- 4) L'influence et optimisation des distances entre les deux vitrages et vitre intérieure et absorbeur remplies par des gaz nobles et le SF₆, sur la déperdition de chaleur, la puissance utile, l'exergie et les rendements (thermo-hydraulique et exergétique).

VI. Conclusion générale

VI.1 prédiction du rayonnement solaire et optimisation des angles de positionnement du capteur solaire

Dans l'espoir d'optimiser le positionnement des capteurs solaires, une simulation sous un code Matlab a été réalisée pour la prédiction des irradiances incidentes sur les panneaux inclinés. D'une part, le modèle Gueymard DI associé à la relation isotrope simple de Liu et Jordan a été utilisé. D'autre part, deux autres modèles anisotropes améliorés ont été étudiés à savoir les modèles de Perez et HDKR. L'illustration graphique des résultats a permis de suivre l'évolution de l'irradiation solaire horaire pour le lieu et l'année considérés (Annaba, 2018), pendant ses heures d'ensoleillement. Grâce aux courbes étendues, il a été possible d'identifier l'inclinaison et l'orientation appropriées du capteur solaire.

La valeur maximale prédite du rayonnement solaire par la présente simulation était de 1020–1026 W/m² en juillet pour un panneau incliné à 15–19° et la valeur minimale était de 370–455 W/m² en janvier pour un panneau incliné à 40– 61°. Nous concluons que, pour des performances optimales, l'inclinaison β du capteur solaire doit être corrigée mensuellement avec une orientation plein sud ($a_w=0^\circ$).

A l'instar de l'application de cette approche pour déterminer les angles optimaux et les irradiances maximales obtenus à la ville d'Annaba. Cette technique pourrait être mise à contribution pour définir ces paramètres optimaux pour d'autres villes Algériennes, du fait que les résultats délivrés par ce code de calcul sont satisfaisants.

VI.2 Influence du débit, de l'irradiance et de l'espacement entre plaques

La deuxième partie de cette thèse a été consacrée à l'amélioration de l'efficacité des DG-FPSAH sans ailettes ni rugosités artificielles et qui ne nécessitent pas puissance de soufflage élevée.

En premier lieu, l'influence du débit et de l'irradiance solaire, ont été investigués pour les besoins de rehaussement du rendement et de la puissance utile. Les résultats obtenus montrent que l'augmentation de ces paramètres est proportionnelle au débit et à l'irradiance solaire.

D'autre part, pour optimiser les espaces entre vitrage et la vitre intérieure et absorbeur, une étude thermique a été effectuée.

À cette fin, l'utilisation de gaz nobles comme isolants au lieu de l'air a été examinée. Dans notre cas, les gaz nobles (Xénon, Krypton, Argon et SF₆) sont enfermés à l'intérieur du

double vitrage et entre le verre intérieur et l'absorbeur du capteur solaire. Un modèle mathématique a été développé et implémenté dans un code Matlab en utilisant les équations du bilan énergétique et la corrélation d'Eismann [142], afin de déterminer les paramètres thermiques nécessaires à l'évaluation des performances d'un DG-FPSAH à double vitrage.

Cette corrélation plus récente et plus précise est utilisée pour définir les coefficients de convection naturelle, résultants des gaz piégés et qui dépendent des températures des composants du SAH.

L'estimation de la largeur optimale de l'espace rempli de gaz dans le double vitrage et au-dessus de l'absorbeur qui génère le meilleur rendement thermique a été réalisée par des approches énergétiques et exergetiques conventionnelles. Il a été souligné que 10 mm, 9 mm, 5 mm et 4 mm sont, respectivement, les largeurs d'espace optimisées pour l'air, l'argon, le krypton et le xénon.

Également, il a été conclu que le gaz SF_6 n'est pas un gaz isolant approprié à des fins thermiques, de plus, l'étude exergetique a confirmé les conclusions concernant les largeurs des écarts optimaux résultant de l'analyse énergétique. Des améliorations de l'énergie utile et de l'efficacité sont obtenues en remplaçant l'espace rempli d'air optimisé par le gaz rare approprié. Le rendement le plus élevé est fourni par le Xénon, suivi par le Krypton et l'Argon, lorsque des largeurs d'interstices optimales sont appliquées.

Les travaux futurs devraient être orientés vers une description plus complète des phénomènes de transfert de chaleur, un choix pertinent des corrélations correspondant à la rugosité utilisée et/ou la discrétisation affinée dans les régions pariétales en contact avec le fluide et une sélection judicieuse du modèle de turbulence.

Tout cet effort devrait être associé à des investigations expérimentales, à même de valider l'approche de simulation numérique.

Références bibliographiques

- [1]. World energy outlook (2022)
- [2]. Goswami, D. Y., Kreith, F. Energy Conversion, second edition. CRC Press Taylor & Francis Group. (2017)
- [3]. Goswami, D.Y. Principles of solar engineering. Ch. 2. Fundamentals of Solar Radiation. Third edition. Taylor & Francis Group. CRC Press, USA. (2015).
- [4]. Tiwari, G.N., Tiwari, A., Shyam. Solar Radiation. In: Handbook of Solar Energy. Energy Systems in Electrical Engineering. Springer, Singapore. (2016). [Doi.org/10.1007/978-981-10-0807-8_1](https://doi.org/10.1007/978-981-10-0807-8_1).
- [5]. Duffie, J.A, Beckman, W.A., Solar engineering of thermal processes, Ch. 1. Solar radiation. Fourth edition, John Wiley & Sons, USA, (2013).
- [6]. Iqbal, M. An Introduction to Solar Radiation, Academic, Toronto (1983).
- [7]. Kastan, F. and Young, A.T. Revised optical air mass tables and approximation formula. Applied optics, 28, 4735-4738. (1989). [Doi.org/10.1364/AO.28.004735](https://doi.org/10.1364/AO.28.004735).
- [8]. Dunkle, R. V., Thermal Radiation Tables and Applications. *Trans. ASME*, **76**, 549 (1954).
- [9]. Kalogirou, S. A. Solar Energy Engineering Processes and Systems Second Edition. Chap. 2 Environmental Characteristics, Chap. 3. Solar Energy Collectors. Academic Press. Elsevier. (2014). [Doi.org/10.1016/B978-0-12-397270-5.00003-0](https://doi.org/10.1016/B978-0-12-397270-5.00003-0).
- [10]. Orgill, J. F. and Hollands, K. G. T. Correlation Equation for Hourly Diffuse Radiation on a Horizontal Surface. *Solar Energy* **19**, 357. (1977)
- [11]. Erbs, D.G., Klein, S.A., Duffie, J.A. Estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily and monthly-average global radiation, *Solar Energy*, 28(4): 293-302. (1982).
- [12]. Reindl, D. T., Beckman, W. A. and Duffie, J. A. Diffuse fraction correlations. *Solar Energy* 45(1): 1-7. (1990). 0038-092X/90.
- [13]. Macagnan M. H., Lorenzo E. and Jiménez C Solar radiation in Madrid. *Int. J. Solar Energy* **16**, 1-14. (1994).
- [14]. De Miguel, A., Bilbao J., Aguiar, R., Kambezidis, H., Negro, E. Diffuse solar irradiation model evaluation in the north Mediterranean belt area. *Solar Energy*; 70(2):143–153. (2001).
- [15]. Chikh, M., Mahrane, A., Haddadi, M. Modeling the diffuse part of the global solar radiation in Algeria, *Energy Procedia* 18: 1068 – 1075. (2012).
- [16]. Liu, B. Y. H. and Jordan, R. C. The Interrelationship and characteristic distribution of direct, diffuse and total solar radiation. *Solar Energy*, **4** (3):1-12. (1960).
- [17]. Choudhury, N. K. D. Solar Radiation at New Delhi. *Solar Energy* ; **7** :44. (1963)
- [18]. Ruth, D. W. and R. E. Chant. The relationship of diffuse radiation to total radiation in Canada. *Solar Energy* **18**, 153. (1976).
- [19]. Tuller, S. E. The relationship between diffuse, total and extraterrestrial solar radiation. *Solar energy*, **18**, 259. (1976).
- [20]. Bannister, J. W., Solar Radiation Records, Division of Mechanical Engineering, Commonwealth Scientific and Industrial Research Organization, Australia (1966-1969).

- [21]. Collares-Pereira, M., Rabl, A. The average distribution of solar radiation-Correlations between diffuse and hemispherical and between daily and hourly insolation values. *Solar Energy*, **22**: 155-164. (1979).
- [22]. Bilbao J., Miguel A., Medina J. A. and Lopez J. J. In Task II CLIMED Project: Model Performance Tests, Report, p. 248, UVA, Valladolid. (1997).
- [23]. Liu, B.Y.H., Jordan, R.C. Availability of solar energy for flat plate solar heat collectors. In: Liu, B.Y.H., Jordan, R.C. (Eds.), *Application of Solar Energy for Heating and Cooling of Buildings*. ASHRAE, Atlanta. (1977)
- [24]. Benseman, R. F. and Cook, F. W. Solar Radiation in New Zealand—the Standard Year and Radiation on inclined slopes. *New Zealand J. Sci.*, **12**, 696. (1969).
- [25]. Iqbal, M. Correlation of average diffuse and beam radiation with hours of bright sunshine. *Solar. Energy* 23 : 169–173. (1979).
- [26]. Kondratyev, K. Y. *Actinometry* (translated from Russian), NASA TT F-9712 (1965); also *Radiation in the Atmosphere*, Academic, New York. (1969).
- [27]. Coulson, K. L. *Solar and Terrestrial Radiation*, Academic, New York. (1975).
- [28]. Hay, J. E. and D. C. McKay. Estimating solar irradiance on inclined surfaces: A review and assessment of methodologies. *Int. J. Solar Energy* 3, 203. (1985).
- [29]. Gueymard, C.A. Prediction and performance assessment of mean hourly global radiation. *Solar Energy* 68 (3): 285–303. (2000).
- [30]. Perez, R., Stewart, R., Seals, R., Guertin, T. The Development and Verification of the Perez Diffuse Radiation Model; Sandia National Labs: Albuquerque, NM, USA; State University of New York: Albany, NY, USA. (1988).
- [31]. Gueymard, C.A. An anisotropic solar irradiance model for tilted surfaces and its comparison with selected engineering algorithms. *Sol. Energy* 38(5): 367–386. (1987).
- [32]. Maleki, S. A. M., H. Hizam, & C. Gomes. Estimation of hourly, daily and monthly global solar radiation on inclined surfaces: Models re-Visited. *Energies* 10, 134. (2017).
- [33]. Koronakis, P.S. On the choice of the angle of tilt for south facing solar collectors in the Athens basin area. *Solar Energy*; 36: 217–225. (1986).
- [34]. Badescu, V. A new kind of cloudy sky model to compute instantaneous values of diffuse and global irradiance. *Theoretical and Applied Climatology*; 72:127–36. (2002).
- [35]. Perez, R., Stewart, R., Arbogast, C., Seals, R., Scott, J. An anisotropic hourly diffuse radiation model for sloping surfaces: description, performance validation, site dependency evaluation. *Sol Energy* 36:481–97. (1986).
- [36]. Perez, R., Seals, R., Ineichen, P., Stewart, R., Menicucci, D. A new simplified version of the Perez diffuse irradiance model for tilted surfaces. *Sol Energy* 39 (3):221–231. (1987). Doi : [10.1016/S0038-092X\(87\)80031-2](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(87)80031-2)
- [37]. Temps, R. C., Coulson, K. L. Solar radiation incident upon slopes of different orientations. *Sol. Energy*; 19: 179–184. (1977).
- [38]. Klucher, T.M. Evaluation of models to predict insolation on tilted surfaces, *Solar Energy* 23(2):111-114. (1979).

- [39]. Bugler, J.W. The determination of hourly insolation on an inclined plane using a diffuse irradiance model based on hourly measured global horizontal insolation. *Sol. Energy* 19: 477–491. (1977).
- [40]. Hottel, H. C. & Woertz, B. B. Performance of flat-plate solar heat collectors. *Trans. ASME*, **64**, 91. (1942).
- [41]. Liu, B.Y.H. & Jordan, R. C. Daily insolation on surfaces tilted toward the equator. *ASHRAE Transactions* 67:526–41. (1962).
- [42]. Whillier, A. The determination of hourly values of total solar radiation from daily summations. *Arch. Met. Geophys. Biokl.* B8, 197–204. (1956).
- [43]. Klein, S. A. Calculation of monthly average insolation on tilted surfaces. *Solar Energy*, **19(4)**, 325-9. (1977).
- [44]. Klein, S. A. and Duffie, J. A. Estimation of Monthly Average Diffuse Radiation. In Proceedings of Annual Meeting American Section (K. W. Böer and G. E. Franta editions). International Solar Energy Society. Vol. **2.2**; p. 672. Denver, CO. (1978)
- [45]. Gueymard, C. Mean daily averages of beam radiation received by tilted surfaces as affected by the atmosphere. *Sol. Energy* 37: 262–267. (1986).
- [46]. Hay, J.E., Davies, J.A. Calculations of the solar radiation incident on an inclined surface. Proceedings of the First Canadian Solar Radiation Data Workshop: 59-72. (1980).
- [47]. Reindl, D.T., Beckman, W.A., Duffie, J.A. Evaluation of hourly tilted surface radiation models. *Sol. Energy* 45 (1): 9–17. (1990).
- [48]. Perez, R., Ineichen, P., Seals, R., Michalsky, J., Stewart, R. Modeling daylight availability and irradiance components from direct and global irradiance. *Sol. Energy* 44: 271–89. (1990).
- [49]. Danandeh, M.A., S.M. Mousavi G. Solar irradiance estimation models and optimum tilt angle approaches: A comparative study. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 92: 319–330. (2018).
- [50]. Hay, J. Calculation of monthly mean solar radiation for horizontal and inclined surfaces. *Sol. Energy* 23: 301–307. (1979).
- [51]. Hay, J.E., McKay, D.C. Calculation of solar irradiances for inclined surfaces : verification of models, which use hourly and daily data. Report to International Energy Agency, SHCP Task IX, Atmospheric Environment Service, Canada. (1986).
- [52]. Muneer, T. *Solar Radiation and Daylight Models for the Energy Efficient Design of Buildings*, 2nd edition. Butterworth-Heinemann: London, UK. (2004).
- [53]. Chinchilla, M., Santos-Martín, D., Carpintero-Rentería, M., Lemon, S. Worldwide annual optimum tilt angle model for solar collectors and photovoltaic systems in the absence of site meteorological data, *Applied Energy* 281:116056. (2021). [Doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.116056](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.116056).
- [54]. Klein, S. A., Theilacker, J. C. An Algorithm for Calculating monthly-average radiation on inclined surfaces. *ASME. Journal of Solar Energy Engineering*, 103:29. (1981).
- [55]. Yadav, A. K., Chandel, S.S. Tilt angle optimization to maximize incident solar radiation: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 23: 503–513. (2013). [Doi.org/10.1016/j.rser.2013.02.027](https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.02.027).
- [56]. Heywood, H. Operating experience with solar water heating. *IHVE Journal* 39:63–9. (1971).
- [57]. Lunde, P.J. *Solar thermal engineering: space heating and hot water systems*. New York: John Wiley & Sons. (1980).

- [58]. Chinnery D.N.W. Solar water heating in South Africa. CSIR report; 248:44. (1971).
- [59]. Löf, G.O.G., Tybout, R. A. Cost of house heating with solar energy. *Solar Energy* 14(3):253-78. (1973).
- [60]. Garg H.P. Treatise on solar energy. In fundamentals of solar energy, vol. I. New York: John Wiley & Sons. (1982).
- [61]. Hottel, H. C. Performance of flat-plate energy collectors. In: *Space Heating with Solar Energy, Proceedings of a course symposium*. Cambridge: MIT Press.(1954)
- [62]. Kern, J., Harris, I. On the optimum tilt of a solar collector. *Solar Energy* 17: 97–102. (1975).
- [63]. Yellott, H. Utilization of sun and sky radiation for heating and cooling of buildings. *ASHRAE Journal* 15:31-42. (1973).
- [64]. Elminir, H.K., Ghitas, A.E., El-Hussainy, F., Hamid, R., Beheary, M.M., Abdel-Moneim, K.M. Optimum solar flat plate collector slope: case study for Helwan, Egypt. *Energy Conversion and Management* 47: 624–37. (2006).
- [65]. <https://pywatts.nrel.gov/>, accédé le 12/06/21.
- [66]. Armstrong, S., Hurley, W. G. A new methodology to optimize solar energy extraction under cloudy conditions. *Renewable Energy* 35:780–7. (2010).
- [67]. Pour, H.S.S., Beheshti, H. K. & Rahnema, M. The gain of the energy under the optimum angles of solar panels during a year in Isfahan, Iran, *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects* 33:13 1281-1290. (2011). Doi: [10.1080/15567036.2010.549923](https://doi.org/10.1080/15567036.2010.549923)
- [68]. Elhassan, Z. A. M., Fauzi, M., Zain, M., Sopian, K. and Awadalla, A. Output Energy of Photovoltaic Module Directed at Optimum Slope Angle in Kuala Lumpur, Malaysia. *Research Journal of Applied Sciences*, 6: 104-109. (2011). DOI: [10.3923/rjasci.2011.104.109](https://doi.org/10.3923/rjasci.2011.104.109).
- [69]. Asowata, O., Swart, J., Pienaar, C. Optimum tilt angles for photovoltaic panels during winter months in the Vaal Triangle, South Africa. *Smart Grid and Renewable Energy* 3:119–25. (2012). Doi.org/10.4236/sgre.2012.32017.
- [70]. Siraki, A. G., Pillay, P. Study of optimum tilts angles for solar panels in different latitudes for urban applications. *Solar Energy* 86:1920–8. (2012).
- [71]. Elsayed, M. M. Optimum orientation of absorber plates. *Solar Energy* 42:89–102. (1989).
- [72]. Tiris, M., and Tiris, C. Optimum Collector Slope and Model Evaluation: Case Study for Gebze, Turkey. *Energy Conversion and Management* 39 (3-4): 167–72. (1998).
- [73]. El kassaby, M. M. Monthly and daily optimum tilt angle for south facing solar collectors; theoretical model, experimental and empirical correlations. *Solar and Wind Technology* 5(6):589-96. (1988).
- [74]. Ertekin, C., Evrendilek, F., Kulcu, R. Modeling Spatio-temporal dynamics of optimum tilt angles for solar collectors in Turkey 8:2913–31. (2008).
- [75]. Skeiker, K. Optimum tilt angle and orientation for solar collectors in Syria. *Energy Conversion and Management* 50: 2439–2448. (2009). doi:10.1016/j.enconman.2009.05.031.
- [76]. Moghadam, H., Tabrizi F. F., Sharak, A. Z. Optimization of solar flat collector inclination. *Desalination* 265:107–11. (2011). Doi:10.1016/j.desal.2010.07.039.
- [77]. Talebizadeh, P., Mehrabian, M.A., Abdolzadeh, M. Determination of optimum slope angles of solar collectors based on new correlations. *Energy Sources Part A* 33:1567–80. (2011). Doi: 10.1080/15567036.2010.551253.

- [78]. Hartely, L. E., Martinez-Lozano, J. A., Utrillas, M. P., Tena F., Pedros, R. The optimization of the angle of inclination of a solar collector to maximize the incident solar radiation. *Renewable Energy* 17:291–309. (1999).
- [79]. Tang, R., Wu, T. Optimal tilt-angles for solar collectors used in China. *Applied Energy* 79(3):239–48. (2004).
- [80]. Shariah, A., Al-Akhras, M., Al-Omari, I. A. 2002. Optimizing the tilt angle of solar collectors. *Renewable Energy* 26:587–98.
- [81]. Tang, R., Gao, W., Yu, Y., Chen, H. Optimal tilt-angles of all-glass evacuated tube solar collectors. *Energy* 34:1387–95. (2009).
- [82]. Jacobson, M. Z., Jadhav, V. World estimates of PV optimal tilt angles and ratios of sunlight incident upon tilted and tracked PV panels relative to horizontal panels. *Solar Energy* 169: 55–66. (2018). Doi.org/10.1016/j.solener.2018.04.030.
- [83]. Bailek, N., Bouchouicha, K., Aoun, N., EL-Shimy, M. et al. Optimized fixed tilt for incident solar energy maximization on flat surfaces located in the Algerian Big South. *Renewable Energy* 96:603–612, (2016). Doi.org/10.1016/j.seta.2018.06.002.
- [84]. Louazene, M.L., Korichi, D, Azoui, B. Optimization of global solar radiation of tilt angle for solar panels, location: Ouargla, Algeria. *J. Electr. Eng.* 13(1): 106–111, 2013.
- [85]. Mraoui, A., Khelif, M. and Benyoucef, B. Optimum tilt angle of a photovoltaic system: Case study of Algiers and Ghardaia. *The fifth International Renewable Energy Congress IREC*, pp. 1–6, (2014). March 25–27, Hammamet, Tunisia.
- [86]. Ihaddadane, N., Ihaddadene, R., Charik, A. Best tilt of fixed solar conversion systems at M’sila: Region (Algeria). *Energy Procedia* 118: 63–71, (2017). Doi.org/10.1016/j.egypro.2017.07.014.
- [87]. Memme, S., Fossa, M. Maximum energy yield of PV surfaces in France and Italy from climate based equations for optimum tilt at different azimuth angles, *Renewable Energy* 200: 845–866, (2022). Doi.org/10.1016/j.renene.2022.10.019.
- [88]. Darhmaoui, H., Lahjouji, D., Latitude-based model for tilt angle optimization for solar collectors in the mediterranean region, *Energy Procedia* 42: 426–435, 2013. Doi: 10.1016/j.egypro.2013.11.043.
- [89]. Handoyo, E. A., D. Ichsani, and Prabowo. The Optimal Tilt Angle of a Solar Collector. *Energy Procedia* 32: 166–75. (2013).
- [90]. Kambezidis, H. D., and Psiloglou, B. E. Estimation of the Optimum Energy Received by Solar Energy Flat-Plate Collectors in Greece Using Typical Meteorological Years. Part I: South-Oriented Tilt Angles. *Applied Sciences* 11 (4): 1547–73. (2021). Doi.org/10.3390/app11041547.
- [91]. Jamil Ahmad, M., and G. N. Tiwari. Optimization of Tilt Angle for Solar Collector to Receive Maximum Radiation. *The Open Renewable Energy Journal* 2: 19–24. (2009).
- [92]. Mzad, H., Otmani A., Haouam A., Łopata S., and Ocloń P. Tilt Optimization of a Double-Glazed Air Solar Collector Prototype. *MATEC Web of Conferences* 240: 04006. (2018).
- [93]. Mzad, H., Bey, K., and Khelif, R. Investigative Study of the Thermal Performance of a Trial Solar Air Heater. *Case Studies in Thermal Engineering* 13: 100373. (2019).
- [94]. Goswami, D. Y., Kreith F. *Energy Conversion*. Ch. Solar Thermal Energy Conversion. CRC Press. Taylor & Francis. (2017)

- [95]. Kalogirou, S. A. Solar Energy Engineering Processes and Systems Second Edition. Chap. 3. Solar Energy Collectors. Academic Press. Elsevier. (2014). Doi.org/10.1016/B978-0-12-397270-5.00003-0.
- [96]. Goswami, D. Y., Kreith F., Energy Efficiency and renewable energy handbook. Ch. 40 Active Solar Heating Systems. CRC press. Taylor & Francis (2016)
- [97]. Chandra, R., Sodha M. S. Testing procedures for solar air heaters: a review. Energy Conversion and Management 32(1):11–33. (1991).
- [98]. Tiwari, G.N., Tiwari, A., Shyam, Handbook of Solar Energy Theory, Analysis and Applications. Ch. 9. Solar Flat-Plate Air Collectors. Springer Science (2016). ISSN 2199-8590 (electronic).
- [99]. Foster, R., Ghassemi, M., Cota A., Renewable Energy and the Environment. Ch. Solar Thermal Systems and Applications CRC Press. Taylor & Francis (2010).
- [100]. Duffie, J.A, Beckman, W.A., Solar engineering of thermal processes, Ch.6. Flat-Plate collectors. Fourth edition, John Wiley & Sons, USA, (2013).
- [101]. Tchiminda, R. A review of the mathematical models for predicting solar air heaters systems. Renewable and Sustainable Energy Reviews; 13:1734–59. (2009). doi.org/10.1016/j.rser.2009.01.008
- [102]. Choudhury, C., Chauhan, P. M., Garg H. P. Design curves for conventional solar air heaters. Renewable energy 6(7):739-49. (1995).
- [103]. Ong, K. S. Thermal performance of solar air heaters: mathematical model and solution procedure. Solar Energy 55(2): 93-109. (1995).
- [104]. Njomo, D. Unglazed selective absorber solar air collector: heat exchange analysis. Springer. Heat and Mass Transfer 36:313–7. (2000).
- [105]. Njomo, D, Daguene M. Sensitivity analysis of thermal performances of flat plate solar air heaters. Springer. Heat and Mass Transfer 42:1065–81. (2006).
- [106]. Garg, H. P., Chandra R., Rani U. Transient analysis of solar air heaters using finite differences technique. Energy Research 5:243–52. (1981)
- [107]. Naphon, P., Kongtragool, B. Theoretical study on heat transfer characteristics and performance of the flat-plate solar air heaters. International Communications in Heat and Mass Transfer 30(8):1125–36. (2003).
- [108]. Yeh, H. M., Lin, T. C. The effect of collector aspect ratio on the collector efficiency of flat-plate solar air heaters. Energy 20(10):1041–7. (1995).
- [109]. Hegazy, A. A. Performance of the flat solar air heaters with optimum channel geometry for constant/variable flow operation. Energy Conversion and Management 41:401–17. (2000).
- [110]. Mohamad, A. A. High efficiency solar air heater. Solar Energy 60(2):71–6. (1997).
- [111]. Njomo, D. Etude théorique du comportement thermique d'un capteur solaire plan à air à couverture combine plastique vitre. Revue Générale de Thermique 37:973–80. (1998).
- [112]. Hegazy, A. A. Thermohydraulic performance of heating solar collectors with variable width, flat absorber plates. Energy Conversion and Management 41:1361–78. (2000).
- [113]. Garg, H. P., Datta, G., Bhargava, K. Some studies on the flow passage dimension for solar air testing collector. Energy Conversion and Management 24(3): 181–4. (1984).
- [114]. Al-Kamil, M.T., Al-Ghareeb, A.A. Effect of thermal radiation inside solar air heaters. Energy Conversion and Management 38(14):1451–8. (1997).

- [115]. Jannot Y., Coulibaly Y. Radiative heat transfer in a solar air heater covered with a plastic film. *Solar Energy* 60(1):35–40. (1997).
- [116]. Hegazy, A. A. Optimum channel geometry for solar air heaters of conventional design and constant flow operation. *Energy Conversion and Management* 40:757–74. (1999).
- [117]. Jha, R.K., Choudhury, C., Garg H.P., Zaidi Z. H. Performance prediction of a solar heated house. *Energy Conversion and Management* 33(4):263–73. (1992).
- [118]. Ucar, A., Inalli M. Thermal and exergy analysis of solar air collectors with passive augmentation technique. *International communication in Heat and Mass Transfer* 33:1281–90. (2006).
- [119]. Forson, F. K., Nazha, M. A. A., Rajakaruna, H. Experimental and simulation studies on a single pass, double duct solar air heater. *Energy Conversion and Management* 44:1209–27. (2003).
- [120]. Yeh, H.-M., Ho, C.-D., Hou, J.-Z. The improvement of collector efficiency in solar air heaters by simultaneously airflow over and under the absorbing plate. *Energy* 24:857–71. (1999).
- [121]. Yeh, H.-M., Ho, C.-D., Hou, J.-Z. Collector efficiency of double-flow solar air heaters with fin attached. *Energy* 27:715–27. (2002).
- [122]. Al-Nimr, M. A., Damseh, R. A. Dynamic behaviour of baffled solar air heaters. *Renewable Energy* 13(2):153–63. (1998).
- [123]. Matrawy K. K. Theoretical analysis for an air heater with a box-type absorber. *Solar Energy* 63(3):191–8. (1998).
- [124]. Kabeel, A. E., Mearik, K. K. Shape optimization for absorber plates of solar air collector. *Renewable Energy* 13(1):121–31. (1998).
- [125]. Ammari, H. D. A mathematical model of thermal performance of a solar air heater with slats. *Renewable Energy* 28:1597–615. (2003).
- [126]. Naphon, P. On the performance and entropy generation of the double-pass solar air heater with longitudinal fins. *Renewable Energy* 30:1345–1357. (2005). Doi:10.1016/j.renene.2004.10.014.
- [127]. Choudhury, C, Garg, H.P. Performance of air-heating collectors with packed airflow passage. *Solar Energy* 30(3):205–21. (1993).
- [128]. Dixon, A.G., Cresswell, D.L. Theoretical prediction of effective heat transfer parameters in packed beds. *American Institute of Chemical Engineers* 25:663. (1979).
- [129]. El-Sebaii, A. A., Al-Snani, H. Effect of selective coating on thermal performance of flat plate solar air heaters, *Energy* 35(4): 1820–1828. (2010).
- [130]. Hollands, K.G.T., Unny, T.E., Raithby, G.D., Konicek, L. Free convective heat transfer across inclined air Layers, *J. Heat Tran.* 98(2):189–193. (1976).
- [131]. Singh, S. Thermohydraulic performance of double pass solar thermal collector with inline, staggered and hybrid fin configurations. *J. Energy Storage* 27: 1–35. (2020) <https://doi.org/10.1016/j.est.2019.101080>.
- [132]. Bensaci, C.-E., Moummi, A., Sanchez de la Flor, F.J., Rodriguez Jara, E.A., Rincon- Casado, A., Ruiz-Pardo, A. Numerical and experimental study of the heat transfer and hydraulic performance of solar air heaters with different baffle positions. *Renewable Energy* 155, 1231–1244. (2020). <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.04.017>.

- [133]. Kumar, R., Goel, V., Kumar, M. Effect of providing gap in multiple-arc rib roughened solar air heater - Part 1. *Journal of Mechanical Science and Technology* 34 (6) 2619-2625. (2020). <http://doi.org/10.1007/s12206-020-0535-3>.
- [134]. Bisht, V. S., Patil, A. K., Gupta, A. Review and performance evaluation of roughened solar air heaters. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 81: 954–977. (2018). <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.08.036>.
- [135]. Kalogirou, S. A., Karellas, S., Braimakis, K., Stanciu, C., Badescu, V. Exergy analysis of solar thermal collectors and processes. *Progress in Energy and Combustion Science* 56: 106–137. (2016). <http://dx.doi.org/10.1016/j.peccs.2016.05.002>.
- [136]. Farahat, S., Sarhaddi, F., Ajam, H. Exergetic optimization of flat plate solar collectors, *Renew. Energy* 34 (4) 1169–1174. (2009).
- [137]. Gupta, M.K., Kaushik, S.C. Exergetic performance evaluation and parametric studies of solar air heater, *Energy* 33 (11):1691–1702. (2008).
- [138]. Mortazavi, A., Ameri, M., Conventional and advanced exergy analysis of solar flat plate air collectors, *Energy* 142:277–288. (2018).
- [139]. Vestlund, J., Rönnelid, M., Dalenbäck, J.O. Thermal performance of gas-filled flat plate solar collectors, *Solar Energy* 83(6): 896–904. (2009).
- [140]. Vestlund, J., Dalenbäck, J.O, Rönnelid, M. Thermal and mechanical performance of sealed, gas-filled, flat plate solar collectors, *Sol. Energy* 86 (1) 13–25. (2012).
- [141]. Chen, C.Q., Diao, Y.H., Zhao, Y.H., Wang, Z.Y., Zhu, T.T., Wang, T.Y., Liang, L. Numerical evaluation of the thermal performance of different types of double glazing flat-plate solar air collectors, *Energy* 233, 121087. (2021). <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121087>.
- [142]. Eismann R. Accurate analytical modeling of flat plate solar collectors: extended correlation for convective heat loss across the air gap between absorber and cover plate, *Sol. Energy* 122:1214–1224. (2015). <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2015.10.037>.
- [143]. Choudhury, C., Chauhan, P. M., Garg, H. P. Performance and cost analysis of two pass solar air heaters. *Heat Recovery Systems & CHP* 15(8):755–73. (1995).
- [144]. Akhtar, N., Mullick, S. C. Computation of glass-cover temperatures and top heat loss coefficient of flat-plate solar collectors with double-glazing. *Energy* 32:1067–1074. (2007). doi.org/10.1016/j.energy.2006.07.007.
- [145]. Shah, R.K., London, A.L. Ch. 7. Laminar Flow Forced Convection in Ducts, first ed., Academic Press, New York, (1978).
- [146]. Nellis, G., Klein, S. Heat Transfer. Ch. 5.2. Internal flow correlations. pp. 649-668. Cambridge University (2009). ISBN 978-0-521-88107-4.
- [147]. Gnielinski, V. On heat transfer in tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 63:134–40. (2013).
- [148]. Tsilingiris, P. T. Thermo-physical and transport properties of humid air at temperature range between 0° and 100 °C. *Energy Conversion and Management* 49:1098–10. (2008). [doi:10.1016/j.enconman.2007.09.015](http://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.09.015).

- [149]. Oztop, H.F., Bayrak, F., Hepbasli, A. Energetic and exergetic aspects of solar air heating (solar collector) systems, *Renewable Sustainable. Energy Review* 21:59–83. (2013).
- [150]. Crank, J., Nicolson, P. A practical method for numerical evaluation of solutions of partial differential equations of the heat conduction type. *Proceeding of Cambridge. Phil. Soc.* 43 (1): 50–67. (1947).
- [151]. Ghritlahre, H. K, Verma, M., Parihar, J. S., Mondloe, D. S., Agrawal, S. A detailed review of various types of solar air heaters performance. *Solar Energy* 237: 173–195. (2022).
<https://doi.org/10.1016/j.solener.2022.03.042>.
- [152]. documentation Matlab <https://www.mathworks.com/help/dsp/ref/choleskysolver.html> (consulté le 05.08.2021).
- [153]. Bennour, F, Mzad, H. A numerical study of the double-glazed solar air heater (DG-SAH) performance using optimized gas-filled interspaces. *Case Study in Thermal Engineering* 40:102492. (2022).
<https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102492>.
- [154]. *ASHRAE-Handbook of Fundamentals*. Ch.15 fenestration, p.15.3. American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA. (2017).

Annexes

Annexe A

- a) Le site américain du laboratoire national des énergies renouvelables.

<https://www.nrel.gov/research/data-tools.html>

Où, on trouve aussi un calculateur du précédent site qui permet de calculer les irradiances solaires, en introduisant les coordonnées de la ville ou son nom, à nommer :.

<https://pvwatts.nrel.gov/pvwatts.php>

- b) Le site de la commission européenne nommé « Photovoltaic Geographical Information System » du **EU Science Hub**, est basé sur un système d'information géographique (PVGIS), il donne les rayonnements journaliers moyens et intensités horaires pour n'importe quelle localisation sur la carte par pointage du curseur de la souris. Ses données sont précises dans les pays de la région méditerranéenne.

https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/#HR

- c) L'Atlas solaire pour la Méditerranée" est un portail pour les données globales d'irradiation normale horizontale et directe pour la région sud et est de la Méditerranée.

Ce projet, développé par la république fédérale d'Allemagne, fournit des données à haute résolution (1 km) et à long terme (20 ans, 1991-2010) sur les ressources disponibles pour l'ensemble des régions concernées, couvrant les pays suivants : Syrie, Jordanie, Palestine, Liban, Égypte, Libye, Tunisie, Algérie, Maroc, Mauritanie et Turquie. Les données sur les ressources sont dérivées des données satellitaires d'observation de la Terre, sur la base de méthodologies reconnues. Les données seront validées avec les mesures au sol existantes dans la région. La base de données sera fournie par les sources SOLEMI et Helioclim-3 - Global Horizontal Irradiation (GHI) et Direct Normal Irradiation (DNI).

<http://www.solar-med-atlas.org/solarmed-atlas>

- d) Depuis 2010, Solargis (site payant pour accéder aux données à long terme), a développé et exploité des plateformes qui permettent un accès rapide à des données historiques, récentes et prévisionnelles pour presque n'importe quel endroit sur Terre. Leur approche de validation rigoureuse et systématique, se traduit par de faibles incertitudes sur les données.

<https://apps.solargis.com/prospect>

Le service Solar Data exploite des données du rayonnement solaire est un courtier vers une liste de services et de web-services, c'est-à-dire qu'il offre un accès unique à un large ensemble d'informations relatives au rayonnement solaire et à son utilisation. Ce service établit des liens avec d'autres ressources situées dans différents pays, pour répondre à une demande, le service Solar data fait appel à plusieurs ressources pour élaborer la réponse appropriée et assure le flux et l'échange d'informations entre les services, lui-même et le client.

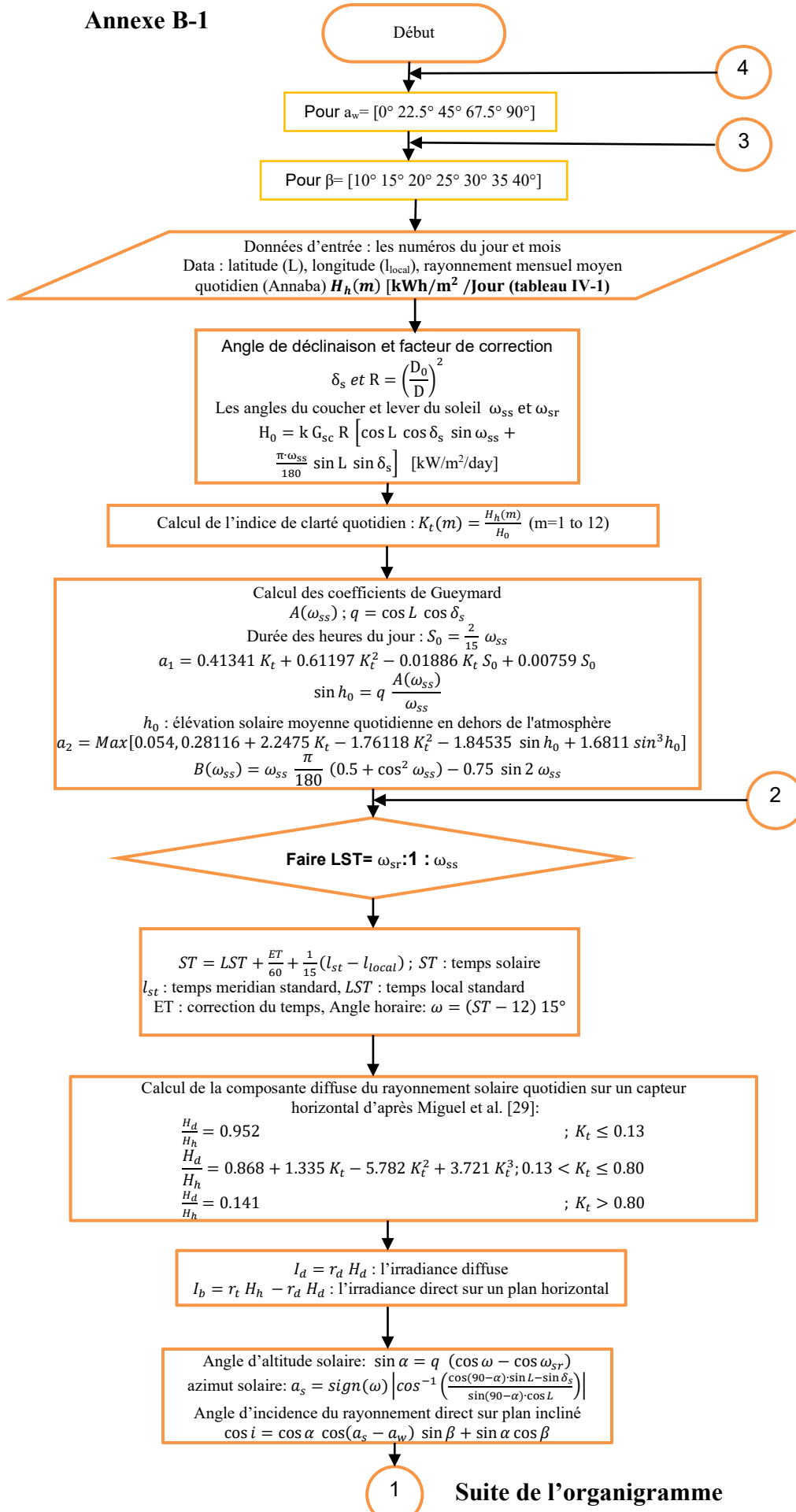
- e) Parmi, ces bases utilisées, HelioClim-3 qui est une base de données sur le rayonnement solaire dérivé du satellite Meteosat, qui exploite la méthode Heliosat-2 pour estimer l'indice de nuage ou de clarté, basé sur l'analyse des images satellitaires de deuxième génération en bande visible.

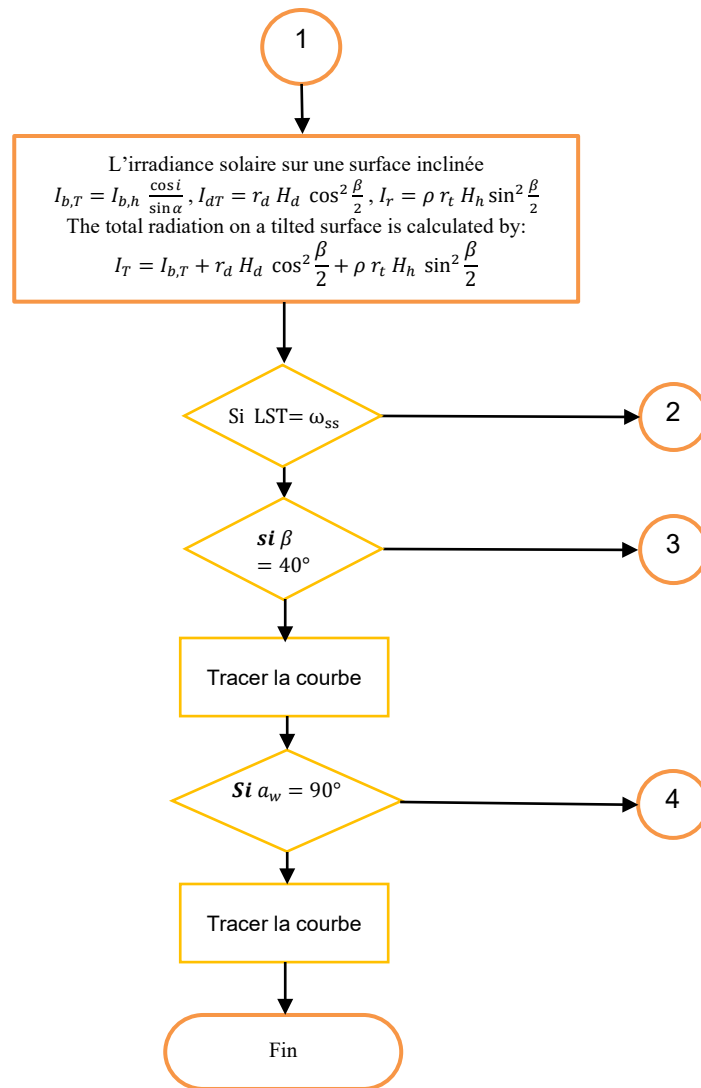
<https://www.soda-pro.com/help/helioclim/helioclim-3-overview>

- f) Aussi, le groupe énergie de l'institut des sciences de l'environnement (Université de Genève) a développé le logiciel PVsyst, qui par suite s'est vu améliorer par plusieurs versions et mises à jour. Il existe en version démo et payante, commercialisée par PVsyst S.A., créée à cet effet. Ce logiciel permet de donner les rayonnements solaires instantanés, journaliers et la moyenne mensuelle quotidienne (par localisation géographique sur carte ou par ville).

<https://www.pvsyst.com/fr/>

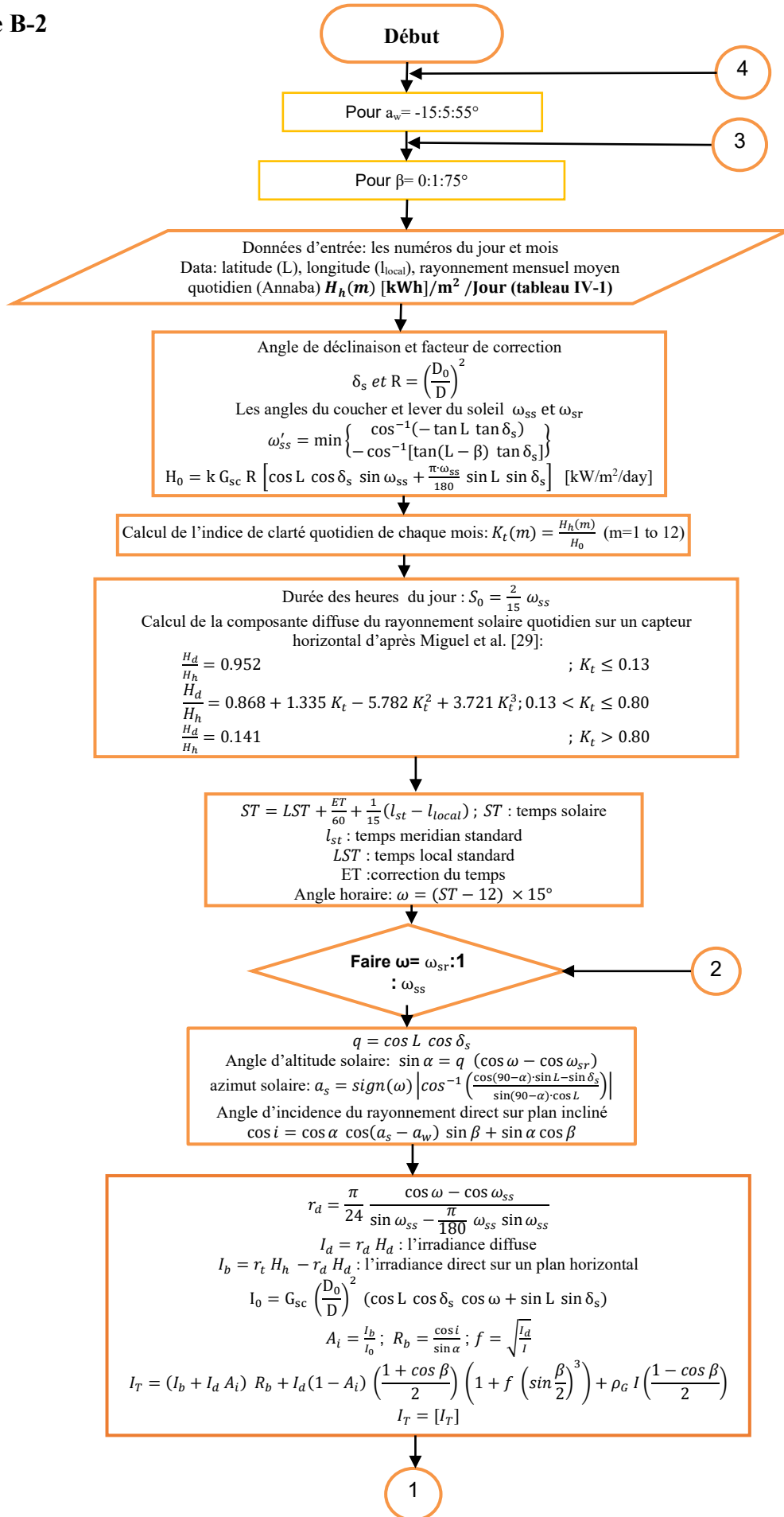
Annexe B-1



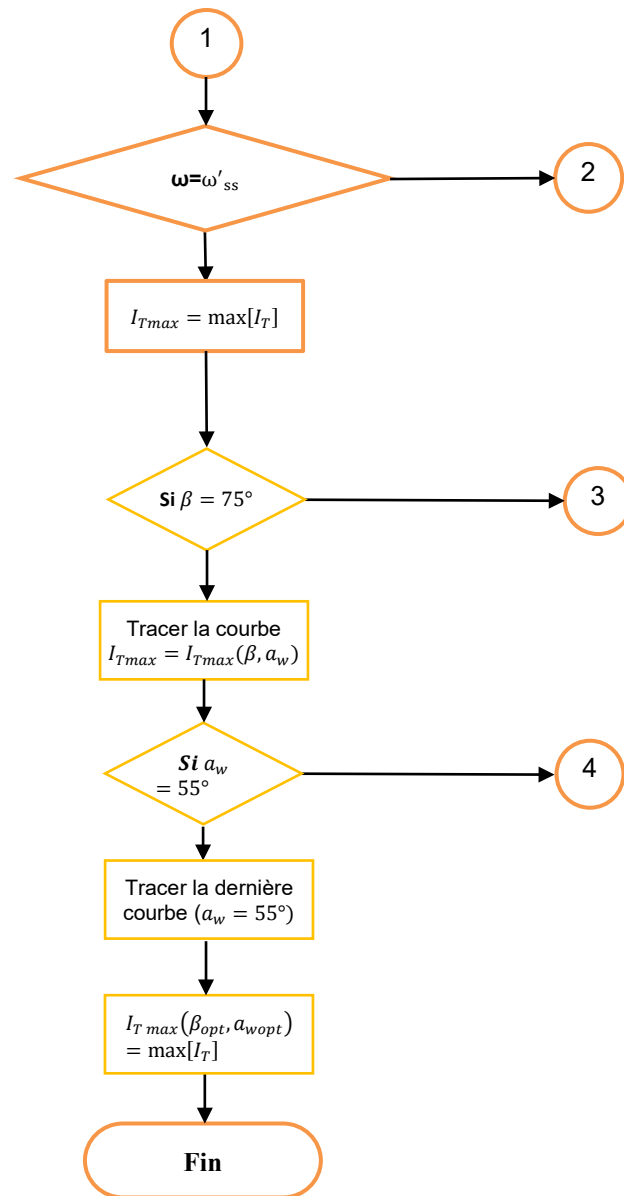


Organigramme de calcul du rayonnement solaire par les modèles de Gueymard d'intégration et Liu & Jordan

Annexe B-2

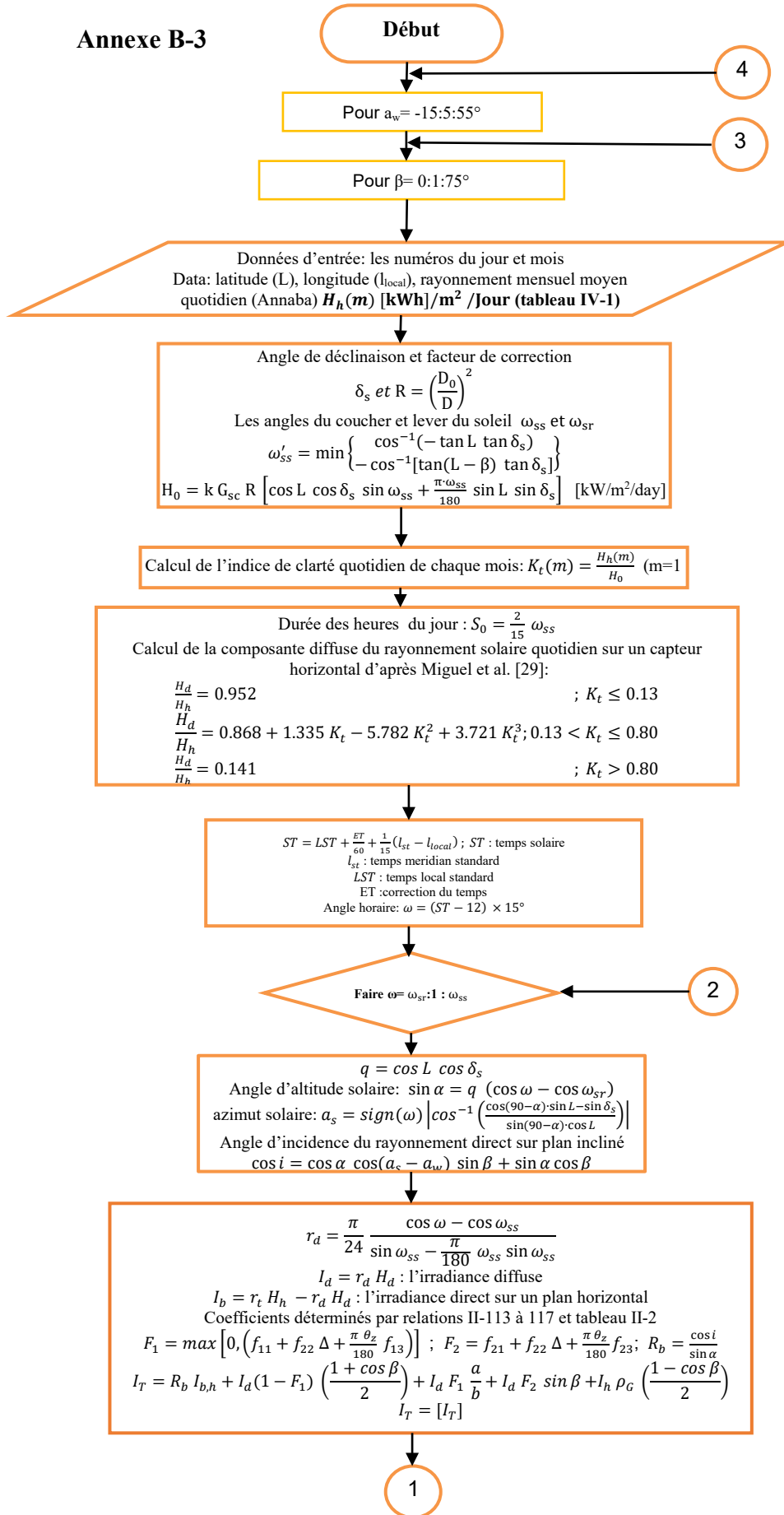


Suite

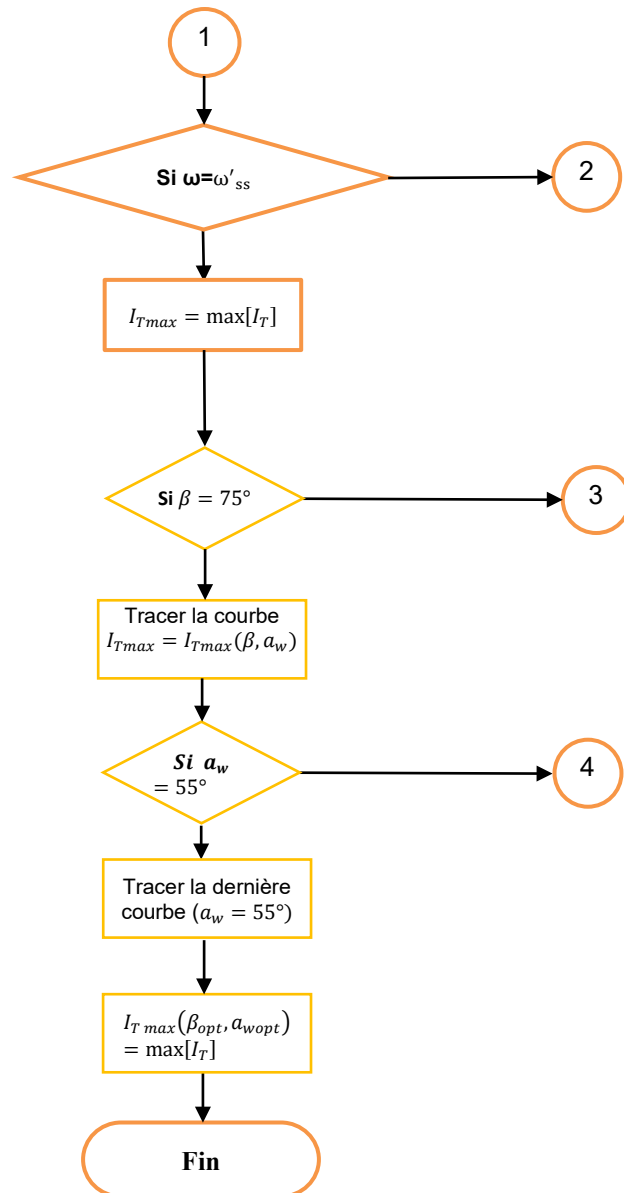


Organigramme de calcul de l'irradiance optimale et
détermination des angles optimaux par le modèle isotrope de
HDKR

Annexe B-3



Suite



Organigramme de calcul de l'irradiance optimale et détermination des angles optimaux par le modèle isotrope de Perez

Annexe C

L'équation du bilan énergétique de l'absorbeur

$$h_{c,p-f} (T_p - T_f) + (h_{r,p-g1} + h_{nc,p-g1}) (T_p - T_{g1}) + h_{r,p-bp} (T_p - T_{bp}) = S_p \quad (C-1)$$

Alternativement :

$$h_{c,p-f} (T_p - T_f) + U_T (T_p - T_a) + h_{r,p-bp} (T_p - T_{bp}) = S_p \quad (C-2)$$

L'équation du bilan énergétique de la plaque inférieure :

$$h_{r,p-bp} (T_p - T_{bp}) = U_b (T_{bp} - T_a) + h_{c,bp-f} (T_{bp} - T_f) \quad (C-3)$$

L'équation du bilan énergétique du fluide de travail en régime permanent :

$$\frac{c_f \dot{m}_f}{W} \frac{\partial T_f}{\partial x} = [h_{c,bp-f} (T_{bp} - T_f) + h_{c,p-f} (T_p - T_f)] \quad (C-4)$$

Si l'on tient compte de la conduction à travers les épaisseurs de l'absorbeur et de la plaque de fond, $h_{c,p-f}$ est remplacé par U_{p-f} et $h_{r,p-bp}$ est supplanté par U_{p-bp} . On admet que la température varie peu d'un côté à l'autre dans les deux plaques.

$$U_{p-f} = \left(\frac{e_p}{k_p} + \frac{1}{h_{c,p-f}} \right)^{-1} ; U_{p-bp} = \left(\frac{e_p}{k_p} + \frac{1}{h_{r,p-bp}} \right)^{-1} \quad (C-5)$$

Les équations du bilan énergétique de l'absorbeur et de la plaque arrière deviennent:

$$h_{c,p-f} (T_p - T_f) + (h_{r,p-g1} + h_{nc,p-g1}) (T_p - T_{g1}) + U_{p-bp} (T_p - T_{bp}) = S_p \quad (C-6)$$

$$U_{p-bp} (T_p - T_{bp}) = U_b (T_{bp} - T_a) + h_{c,bp-f} (T_{bp} - T_f) \quad (C-7)$$

Il en ressort que l'équation du fluide de travail, prend cette forme :

$$\frac{c_f \dot{m}_f}{W} \frac{dT_f}{dx} = [h_{c,bp-f} (T_{bp} - T_f) + U_{p-f} (T_p - T_f)] \quad (C-8)$$

De l'équation (C-3) :

$$T_{bp} = \frac{h_{r,p-bp} T_p + U_b T_a + h_{c,bp-f} T_f}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})} \quad (C-9)$$

Nous remplaçons cette dernière expression dans (C-2)

$$\begin{aligned} T_p (h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) &= S_p + U_T T_a + h_{c,p-f} T_f + h_{r,p-bp} \frac{h_{r,p-bp} T_p + U_b T_a + h_{c,bp-f} T_f}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})} \\ T_p \left(h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp} - \frac{h_{r,p-bp}^2}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})} \right) &= \left(U_T + \frac{h_{r,p-bp} U_b}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})} \right) T_a + \left(h_{c,p-f} + \frac{h_{r,p-bp} h_{c,bp-f}}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})} \right) T_f + S_p \\ T_p \left(\frac{(h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})} \right) &= S_p + \left(\frac{U_T (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) + h_{r,p-bp} U_b}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})} \right) T_a + \left(\frac{h_{c,p-f} (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) + h_{r,p-bp} h_{c,bp-f}}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})} \right) T_f \\ T_p [(h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2] &= S_p (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) + [h_{c,p-f} (U_b + h_{c,bp-f}) + h_{r,p-bp} (h_{c,p-f} + h_{c,bp-f})] T_f \\ &\quad + [U_T (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) + h_{r,p-bp} U_b] T_a \\ T_p &= \frac{S_p (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) + [h_{c,p-f} (U_b + h_{c,bp-f}) + h_{r,p-bp} (h_{c,p-f} + h_{c,bp-f})] T_f + [U_T (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) + h_{r,p-bp} U_b] T_a}{[(h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2]} \\ T_p - T_f &= \frac{S_p (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) + [h_{c,p-f} (U_b + h_{c,bp-f}) + h_{r,p-bp} (h_{c,p-f} + h_{c,bp-f})] T_f + [U_T (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) + h_{r,p-bp} U_b] T_a - [(h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2] T_f}{[(h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2]} \end{aligned}$$

$$T_p - T_f = \frac{S_p (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})}{[(h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2]} + \frac{[U_T (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) + h_{r,p-bp} U_b] T_a}{[(h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2]} - \frac{[U_T (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) + h_{r,p-bp} U_b] T_f}{[(h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2]}$$

Enfin:

$$T_p - T_f = \frac{S_p (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})}{[(h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2]} - \frac{[U_T (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) + h_{r,p-bp} U_b]}{[(h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2]} (T_f - T_a) \quad (C-10)$$

On pose :

$$a_1 = \frac{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})}{(h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2} \quad (C-11)$$

$$b_1 = \frac{U_T (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) + h_{r,p-bp} U_b}{(h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2} \quad (C-12)$$

Si, on prend en compte l'épaisseur de l'absorbeur et de la plaque de fond.

$$a_1 = \frac{(U_{p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})}{(U_{p-f} + U_T + U_{p-bp}) (U_{p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - U_{p-bp}^2} \quad (C-13)$$

$$b_1 = \frac{U_T (U_{p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) + U_{p-bp} U_b}{[(U_{p-f} + U_T + U_{p-bp}) (U_{p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - U_{p-bp}^2]} \quad (C-14)$$

$$T_p - T_f = S_p a_1 - b_1 (T_f - T_a) \quad (C-15)$$

$$T_p = S_p a_1 + (1 - b_1) T_f + b_1 T_a \quad (C-16)$$

De l'équation (B-6), nous obtenons :

$$T_{bp} - T_f = \frac{h_{r,p-bp} T_p + U_b T_a + h_{c,bp-f} T_f}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})} - T_f = \frac{U_b T_a}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})} + \frac{h_{r,p-bp}}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})} T_p - \frac{(h_{r,p-bp} + U_b) T_f}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})}$$

$$\begin{aligned}
& T_{bp} - T_f \\
&= \frac{U_b T_a}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})} \\
&+ \frac{h_{r,p-bp}}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})} \frac{S_p (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) + [h_{c,p-f} (U_b + h_{c,bp-f}) + h_{r,p-bp} (h_{c,p-f} + h_{c,bp-f})] T_f + [U_T (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) + h_{r,p-bp} U_b] T_a}{[(h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2]} \\
&- \frac{(h_{r,p-bp} + U_b) T_f}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})} \\
&T_{bp} - T_f = \frac{S_p h_{r,p-bp}}{[(h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2]} + \frac{U_b T_a}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})} \\
&+ \frac{h_{r,p-bp}}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})} \frac{[U_T (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) + h_{r,p-bp} U_b] T_a}{[(h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2]} \\
&+ \frac{h_{r,p-bp}}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})} \frac{[h_{c,p-f} (U_b + h_{c,bp-f}) + h_{r,p-bp} (h_{c,p-f} + h_{c,bp-f})] T_f}{[(h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2]} - \frac{(h_{r,p-bp} + U_b) T_f}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})}
\end{aligned}$$

Après arrangement, on aboutit à :

$$\begin{aligned}
T_{bp} - T_f &= \frac{S_p h_{r,p-bp}}{(h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2} \\
&+ \frac{U_b \left((h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2 \right) + h_{r,p-bp} (U_T (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) + h_{r,p-bp} U_b)}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) \left((h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2 \right)} T_a \\
&+ \frac{h_{r,p-bp} \left(h_{c,p-f} (U_b + h_{c,bp-f}) + h_{r,p-bp} (h_{c,p-f} + h_{c,bp-f}) \right) - (h_{r,p-bp} + U_b) \left((h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2 \right)}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) \left((h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2 \right)} T_f
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
T_{bp} - T_f &= \frac{S_p h_{r,p-bp}}{(h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2} \\
&+ \frac{U_b \left((h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2 \right) + h_{r,p-bp} (U_T (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) + h_{r,p-bp} U_b)}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) \left((h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2 \right)} T_a \\
&- \frac{U_b \left((h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2 \right) + h_{r,p-bp} (U_T (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) + h_{r,p-bp} U_b)}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) \left((h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2 \right)} T_f \\
T_{bp} - T_f &= \frac{S_p h_{r,p-bp}}{(h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2} \\
&- \frac{U_b \left((h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2 \right) + h_{r,p-bp} (U_T (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) + h_{r,p-bp} U_b)}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) \left((h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2 \right)} (T_f - T_a)
\end{aligned}$$

Posons :

$$a_2 = \frac{h_{r,p-bp}}{(h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2} \quad (C-17)$$

$$b_2 = \frac{U_b}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})} + \frac{h_{r,p-bp} (U_T (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) + h_{r,p-bp} U_b)}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) \left((h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2 \right)} \quad (C-18)$$

Si, on prend en compte l'épaisseur de l'absorbeur et de la plaque de fond.

$$a_2 = \frac{U_{p-bp}}{(U_{p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (U_{p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - U_{p-bp}^2} \quad (C-19)$$

$$b_2 = \frac{U_b \left((U_{p-f} + U_T + U_{p-bp}) (U_{p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - U_{p-bp}^2 \right) + U_{p-bp} (U_T (U_{p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) + U_{p-bp} U_b)}{(U_{p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) \left((U_{p-f} + U_T + U_{p-bp}) (U_{p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - U_{p-bp}^2 \right)} \quad (C-20)$$

Par conséquent, nous avons :

$$T_{bp} - T_f = S_p a_2 - b_2 (T_f - T_a) \quad (C-21)$$

$$T_{bp} = S_p a_2 + (1 - b_2) T_f + b_2 T_a \quad (C-22)$$

De même, en substituant les expressions (C-15) et (C-21) dans l'équation (C-8), nous obtenons :

$$\frac{c_f \dot{m}_f}{W} \frac{dT_f}{dx} = \left[h_{c,bp-f} \left(S_p a_2 - b_2 (T_f - T_a) \right) + h_{c,p-f} \left(S_p a_1 - b_1 (T_f - T_a) \right) \right]$$

Ou encore :

$$\frac{c_f \dot{m}_f}{W} \frac{dT_f}{dx} = S_p (h_{c,bp-f} a_2 + h_{c,p-f} a_1) - (h_{c,bp-f} b_2 + h_{c,p-f} b_1) (T_f - T_a)$$

Posons :

$$C = h_{c,bp-f} a_2 + h_{c,p-f} a_1$$

Et

$$a = h_{c,bp-f} b_2 + h_{c,p-f} b_1$$

Sinon, lorsque l'épaisseur de la plaque absorbante est comptée, on obtient :

$$\frac{c_f \dot{m}_f}{W} \frac{dT_f}{dx} = \left[h_{c,bp-f} \left(S_p a_2 - b_2 (T_f - T_a) \right) + U_{p-f} \left(S_p a_1 - b_1 (T_f - T_a) \right) \right]$$

Ou encore

$$\frac{c_f \dot{m}_f}{W} \frac{dT_f}{dx} = S_p (h_{c,bp-f} a_2 + U_{p-f} a_1) - (h_{c,bp-f} b_2 + U_{p-f} b_1) (T_f - T_a)$$

Mettons :

$$C = h_{c,bp-f} a_2 + U_{p-f} a_1$$

Et :

$$a = h_{c,bp-f} b_2 + U_{p-f} b_1$$

$$\frac{c_f \dot{m}_f}{W} \frac{dT_f}{dx} = S_p C - a (T_f - T_a)$$

On remarque que :

$$dA_c = W dx \text{ et } \dot{m}_f c_f dT_f = dQ_u$$

Alors, nous obtenons :

$$\frac{dQ_u}{dA_c} = C \left(S_p - \frac{a}{C} (T_f - T_a) \right) = F' (S_p - U_L (T_f - T_a)) \quad (C-23)$$

Nous identifions le facteur d'efficacité du capteur solaire, sans tenir compte de l'épaisseur de l'absorbeur :

$$F' = \frac{h_{c,bp-f} h_{r,p-bp}}{(h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2} + \frac{h_{c,p-f} (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})}{[(h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2]} \quad (C-24)$$

Et

$$U_L = \frac{a}{C} = \frac{h_{c,bp-f} b_2 + h_{c,p-f} b_1}{h_{c,bp-f} a_2 + h_{c,p-f} a_1} \quad (C-25)$$

$$U_L = \frac{h_{c,bp-f} \frac{U_b + h_{r,p-bp} b_1}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})} + h_{c,p-f} \frac{[U_T (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) + h_{r,p-bp} U_b]}{[(h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2]} }{h_{c,bp-f} \frac{h_{r,p-bp} a_1}{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})} + h_{c,p-f} \frac{(h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f})}{[(h_{c,p-f} + U_T + h_{r,p-bp}) (h_{r,p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) - h_{r,p-bp}^2]}} \quad (C-26)$$

F' : se définit comme étant le rapport entre le gain d'énergie utile réel et le gain d'énergie utile, qui résulterait si la surface de l'absorbeur avait été à la même température locale du fluide

Annexe D

Propriétés thermo-physiques :

Les polynômes suivants pour le calcul des propriétés thermiques et de transport sont disponibles dans le manuel de Lide et al [1], dans le document de recherche d'Uribe et al [2] et sur le site Web Air-liquid [3].

Pour l'Air

$$k_{air} = (0.0965 T_m - 9.960 \times 10^{-6} T_m^2 - 9.310 \times 10^{-6} T_m^3 + 8.888 \times 10^{-11} T_m^4)/1000$$

$$\rho_{air} = 0.02897 p_a / (0.9997 \times 8.314 T_m)$$

$$C_{p\ air} = 1047.63657 - 0.372589265 T_m + 9.4530421 \times 10^{-4} T_m^2 - 6.02409443 \times 10^{-7} T_m^3 + 1.2858961 \times 10^{-10} T_m^4$$

$$\mu_{air} = 7.72488 \times 10^{-8} T_m - 5.95238 \times 10^{-11} T_m^2 + 2.71368 \times 10^{-14} T_m^3$$

Pour l'Argon

$$k_{Ar} = (0.0606 T_m + 3.151 \times 10^{-5} T_m^2 - 1.525 \times 10^{-7} T_m^3 + 1.22 \times 10^{-10} T_m^4)/1000$$

$$\rho_{Ar} = p_a / (0.999 \times 208.127 T_m)$$

$$C_{p\ air} = 520.34$$

$$\mu_{air} = 7.91722 \times 10^{-8} T_m + 2.93448 \times 10^{-11} T_m^2 - 1.73227 \times 10^{-13} T_m^3 + 1.41721 \times 10^{-16} T_m^4$$

Pour le Krypton

$$k_{Kr} = (0.0327 T_m + 1.632 \times 10^{-6} T_m^2 - 2.060 \times 10^{-8} T_m^3 + 1.042 \times 10^{-11} T_m^4)/1000$$

$$\rho_{Kr} = p_a / (0.998 \times 99.22 T_m)$$

$$C_{p\ Kr} = 249.2$$

$$\mu_{Kr} = 8.5667 \times 10^{-8} T_m + 1.91155 \times 10^{-11} T_m^2 - 8.50390 \times 10^{-14} T_m^3 + 4.60526 \times 10^{-17} T_m^4$$

Pour le Xénon

$$k_{Xe} = (0.0209 T_m - 1.629 \times 10^{-5} T_m^2 + 3.703 \times 10^{-8} T_m^3 - 3.322 \times 10^{-11} T_m^4)/1000$$

$$\rho_{Xe} = p_a / (0.9947 \times 63.33 T_m)$$

$$C_{pXe} = 160.09$$

$$\mu_{Xe} = 7.33337 \times 10^{-8} T_m + 3.93839 \times 10^{-11} T_m^2 - 1.05562 \times 10^{-13} T_m^3 + 6.29110 \times 10^{-17} T_m^4$$

Pour l'Hexafluorure de soufre (SF₆)

$$k_{SF6} = -0.01533 + 1.065 \times 10^{-4} T_m - 4.131 \times 10^{-8} T_m^2$$

$$\rho_{SF6} = p_a / (0.9986 \times 56.927 T_m)$$

$$\mu_{SF6} = 5.9860 \times 10^{-8} T_m - 4.33220 \times 10^{-11} T_m^2 + 6.06045 \times 10^{-14} T_m^3 - 4.4095 \times 10^{-17} T_m^4$$

$$C_{pSF6} = -219.9 + 4.627 T_m - 0.00658 T_m^2 + 3.458 \times 10^{-6} T_m^3$$

$$Pr_{gas} = \frac{\mu_{gas} C_{p gas}}{k_{gas}}$$

Ces propriétés thermo-physiques sont évaluées à la température moyenne pour les deux verrières et la verrière intérieure avec absorbeur au point local (i), soit :

$$T_m = \frac{T_{g1(i)} + T_{g2(i)}}{2} \text{ ou } T_m = \frac{T_{g1(i)} + T_p(i)}{2}$$

Ces températures moyennes ont été substituées dans les équations de propriétés et de transport précédentes, ainsi, ces dernières sont mises à jour à chaque itération, jusqu'à la convergence de la température sur le point (i) considéré.

Référence (appendice D)

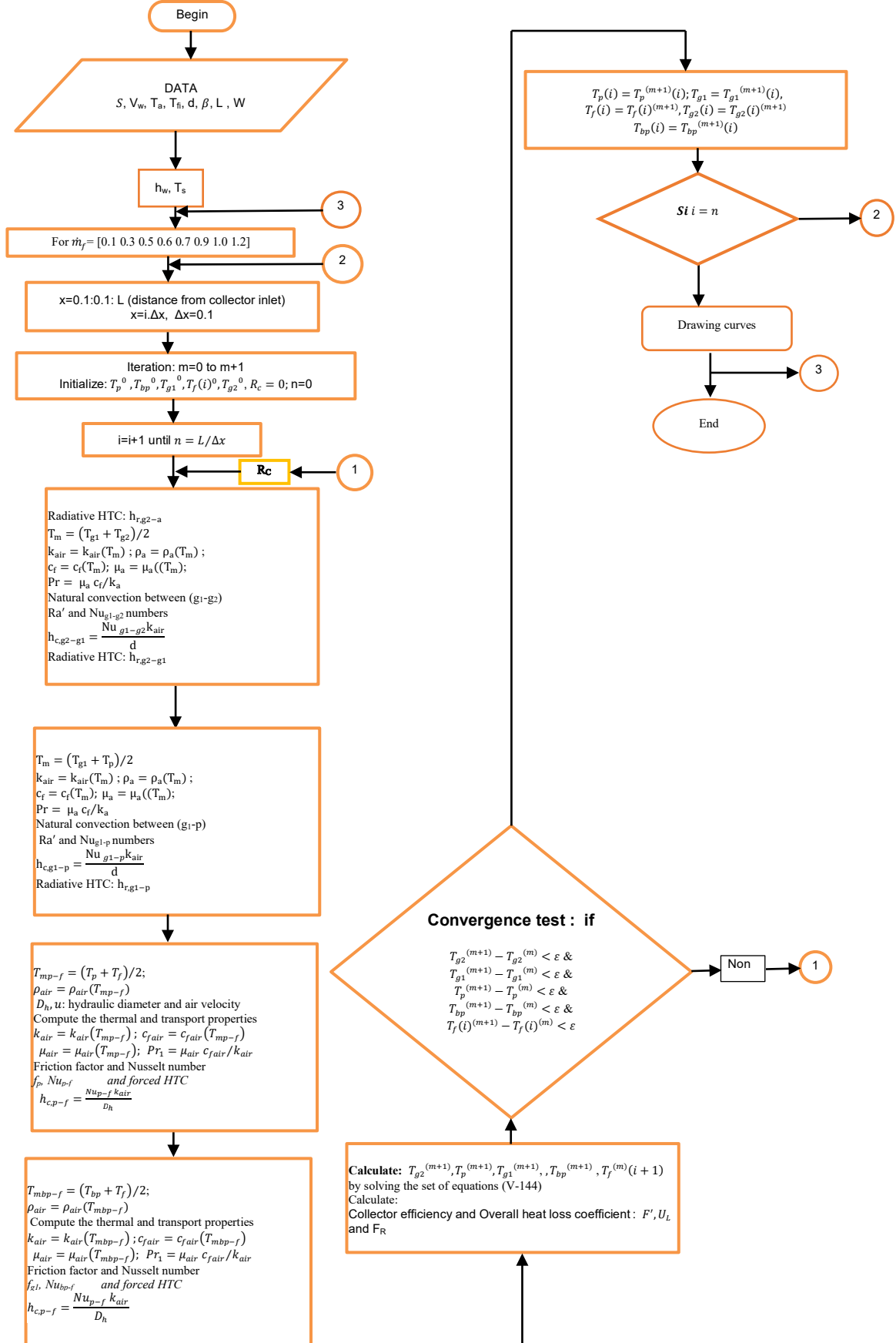
- [1]. Lide D. R., Kehiaian H. V. Handbook of thermo-physical and thermochemical data. CRC press (1994). ISBN 0-8493 0197 1.
- [2]. Uribe F. J., Mason E. A., Kestin J. Thermal Conductivity of Nine Polyatomic Gases at Low Density. Journal of Physical and Chemical Reference Data 19, 1123 (1990). <https://doi.org/10.1063/1.555864>
- [3]. Air-Liquide. Physical data of gases. <http://www.airliquide.com/Gas> Encyclopedia Air Liquide. (consulté le 12/12/2021)

Annexe E

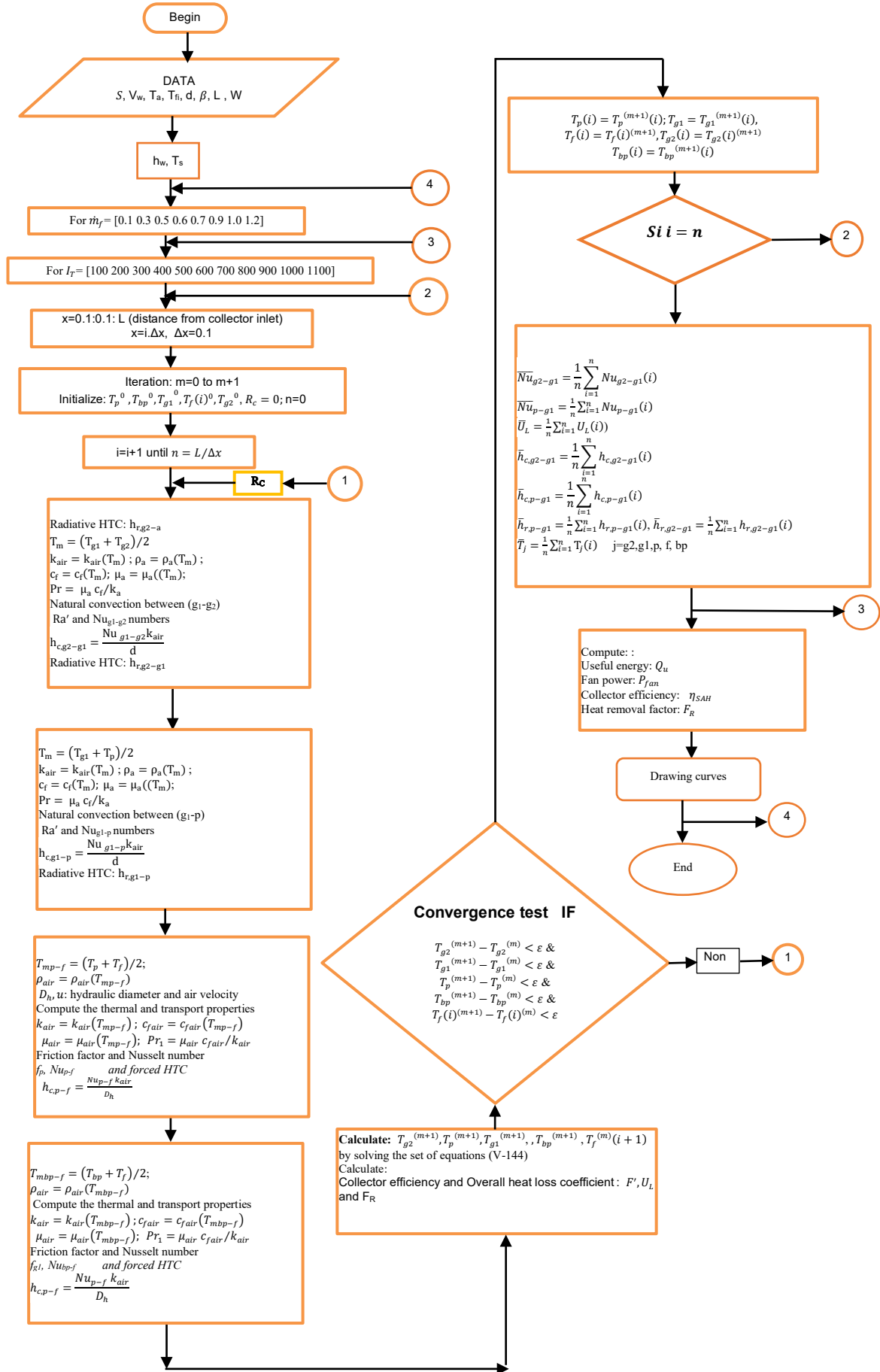
$$\begin{pmatrix}
 k_{eff,g1-g2} & -(h_w + h_{r,g2-a} + k_{eff,g1-g2}) & 0 & 0 & 0 \\
 -(h_{r,p-g1} + h_{nc,p-g1} + U_{g1-a}) & 0 & (h_{r,p-g1} + h_{nc,p-g1}) & 0 & 0 \\
 -(h_{r,p-g1} + h_{nc,p-g1}) & 0 & (h_{r,p-g1} + h_{nc,p-g1} + h_{c,p-f} + U_{p-bp}) & -U_{p-bp} & -h_{c,p-f} \\
 0 & 0 & U_{p-bp} & -(U_{p-bp} + U_b + h_{c,bp-f}) & h_{c,bp-f} \\
 0 & 0 & -\frac{W_{in}}{m_f C_f} U_{p-f} \Delta x & -\frac{W_{in}}{m_f C_f} h_{c,bp-f} \Delta x & \left(1 + \frac{W_{in} \Delta x (h_{c,bp-f} + U_{p-f})}{2 m_f C_f}\right)
 \end{pmatrix}
 \begin{pmatrix}
 T_{g1} \\
 T_{g2} \\
 T_p \\
 T_{bp} \\
 T_{f(i+1)}
 \end{pmatrix}
 =
 \begin{pmatrix}
 -S_2 - (h_w + h_{r,g2-a}) T_a \\
 -S_1 - U_{g1-a} T_a \\
 S_p \\
 -U_b T_a \\
 \left(1 - \frac{W_{in} \Delta x (h_{c,bp-f} + U_{p-f})}{2 m_f C_f}\right) T_f(i)
 \end{pmatrix}$$

Annexes F

Annexe F-1



Annexe F-2



Annexe F-3

