

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

Université Mohamed Khider- Biskra
Faculté des Sciences et de la Technologies
Département : Génie Mécanique
Ref :.....



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

Thèse présentée en vue de l'obtention du diplôme de

Doctorat en sciences

Spécialité : Génie Mécanique

Intitulé

Etude de l'effet des paramètres de conception sur les performances thermiques d'un capteur solaire avec effet de concentration de type Fresnel

Présentée par

KAROUA Housseyn

Soutenance publiquement le : 18/12/2019 devant le jury composé de :

| | | |
|-------------------------------|---|-------------------|
| <i>Pr. HECINI Mabrouk</i> | <i>Professeur, Université de Biskra</i> | <i>Président</i> |
| <i>Pr. MOUMMI Abdelhafid</i> | <i>Professeur, Université de Biskra</i> | <i>Rapporteur</i> |
| <i>Pr. BENHAOUA Boubakeur</i> | <i>Professeur, Université d'EL Oued</i> | <i>Examineur</i> |
| <i>Pr. BRIMA Abdelhafid</i> | <i>Professeur, Université de BATNA 2</i> | <i>Examineur</i> |
| <i>Pr. BENMOUSSA Hocine</i> | <i>Professeur, Université de BATNA 2</i> | <i>Examineur</i> |
| <i>Dr. LABED Adnane</i> | <i>Maître de conférences à l'université de Biskra</i> | <i>Examineur</i> |

Remerciements

Je dois tout d'abord remercier ALLAH, pour m'avoir donné la santé et la force pour accomplir ce travail.

Je remercie Monsieur Abdelhafid MOUMMI, Professeur à l'Université de Biskra, pour m'avoir confié ce thème de recherche, pour ses précieux conseils tout au long de la réalisation de ce travail.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude et mes remerciements à la famille du département de Génie Mécanique de l'Université de Biskra, et tous les membres des laboratoires LGM et LGEM, en particulier messieurs Dr. Mahboub CHAWKI, Dr. Kamal AOUAS, PhD. Charaf-Eddine BENSACI, et Pr. Adel BENCHABANE.

Je suis extrêmement reconnaissante envers Messieurs : le Professeur Mabrouk HECINI, le Professeur Boubakeur BENHAOUA, le Professeur Abdelhafid BRIMA, le Professeur Hocine BENMOUSSA et le docteur Adnane LABED de me faire bénéficier de leur expertise en acceptant de juger ce travail et de consacrer du temps à l'examen de ce manuscrit.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude et à remercier Dr. Abderrahmane HAMIDAT pour tout le soutien, les efforts et le temps précieux qu'il a consacrés à donner tous les précieux conseils et orientations.

J'aimerais également remercier ma chère épouse qui m'a soutenue durant toutes les étapes de préparation de ce travail.

Enfin, j'aimerais aussi remercier mes chers amis, collègues et tous ceux et celles qui m'ont aidé à réaliser ce travail. Sans oublier de rendre hommage à mes Parents, mes frères, sœurs et toutes la grande famille proche ou loin qui comptent beaucoup pour moi.

Table des matières

| | |
|--|------|
| Remerciements..... | ii |
| Table des matières..... | iii |
| Liste des abréviations..... | vi |
| Liste des tableaux..... | vii |
| Liste des figures | viii |
| Nomenclature | xii |
| Introduction générale | 1 |
| Chapitre I : Etat de l’art de la conversion thermique d’énergie solaire..... | 5 |
| I.1 Introduction | 5 |
| I.1.1 Les capteurs solaires à conversion thermiques | 5 |
| I.1.2 Les capteurs solaires statiques plans..... | 6 |
| I.1.3 Capteurs solaire plans sans vitres | 6 |
| I.1.4 Capteurs solaire plans à vitres..... | 7 |
| I.1.5 Capteurs sous vide (circulation ou caloduc) | 8 |
| I.1.6 Capteurs plans vitres ou sous vide avec miroir de concentration parabolique .. | 11 |
| I.2 Les concentrateurs solaires..... | 11 |
| I.2.1 Les avantages | 13 |
| I.2.2 Les inconvénients..... | 13 |
| I.3 Les concentrateurs solaires linéaires | 14 |
| I.3.1 Capteurs cylindro-parabolique (1 axe)..... | 15 |
| I.3.2 Parabole de révolution (2 axes)..... | 16 |
| I.3.3 Les héliostats ou réflecteurs plans | 17 |
| I.3.4 Les centrales solaires à tours..... | 17 |
| I.3.5 Les capteurs linéaires de Fresnel | 19 |

| | | |
|---|--|-----------|
| I.4 | Programme nationale de développement des centrales thermodynamiques solaire à concentration..... | 21 |
| I.5 | Etat de l'art et rechercher scientifique..... | 23 |
| I.5.1 | Etat de l'art du concentrateur Fresnel | 23 |
| I.6 | Etat de l'art sur la modélisation des concentrateurs solaires Fresnel | 32 |
| I.6.1 | Etat de l'art du séchoir solaire plan avec rugosité artificielle | 36 |
| I.6.2 | Etat de l'art du couplage de SAH avec les concentrateurs solaires | 42 |
| Chapitre II : Modélisation et simulation des paramètres de la conception du dispositif expérimental..... | | 46 |
| II.1 | Introduction | 46 |
| II.2 | Méthodologies | 47 |
| II.3 | Instruments des mesures..... | 49 |
| II.4 | Description du dispositif expérimental | 50 |
| II.5 | Méthode de modélisation proposé..... | 51 |
| II.5.1 | Modélisation optique du concentrateur Fresnel | 51 |
| II.5.2 | Modélisation des échanges thermiques dans le conduit utile rectangulaire | 54 |
| II.5.3 | Bilan thermique global..... | 54 |
| II.5.4 | Bilan énergétique par tranche | 64 |
| II.6 | Bilan exergétique..... | 69 |
| II.7 | Conclusion..... | 70 |
| Chapitre III : Simulation numérique | | 71 |
| III.1 | Présentation du logiciel de simulation EES..... | 71 |
| III.2 | Etapas à suivre pour la simulation d'un phénomène physique..... | 72 |
| III.3 | Analyse d'incertitude..... | 77 |
| III.4 | Analyse exergétique | 81 |
| III.5 | Conclusion | 82 |
| Chapitre IV : Résultats et discussions | | 83 |
| IV.1 | Données météorologiques..... | 83 |
| IV.1.1 | Température ambiante | 84 |
| IV.2 | Résultats et discussions | 84 |

| | | |
|------|---|-----|
| IV.3 | Pour un débit massique de 0,018 [kg/s]..... | 85 |
| IV.4 | Pour un débit massique de 0,02 [kg/s]..... | 90 |
| IV.5 | Pertes de charge | 94 |
| IV.6 | Validation du modèle..... | 95 |
| IV.7 | Conclusion | 97 |
| | Conclusion générale..... | 98 |
| | Références Bibliographies | 101 |
| | Annexe A : Liste des publications et de communications..... | 108 |
| | Annexe B : Article publié | 110 |
| | Résumé | 111 |

Liste des abréviations

| | |
|--------|---|
| CCP | Concentrateur Cylindro-Parabolique |
| CLFR | Compact Linear Fresnel Reflector |
| COP | Conference of the Parties |
| CPC | Compound Parabolic Concentrator |
| CSP | Central Solar Power |
| DSG | Direct Steam Generation |
| EES | Engineering Equation Solver |
| FAR | First Assessment Report |
| FPC | Flat Plant Collector |
| FPSC | Flat Plant Solar Collector |
| GES | Gaz à Effet de Serre |
| GIEC | Groupe Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat |
| IHE | Inner Heat Exchanger |
| LFR | Linear Fresnel Reflector |
| PSA | Platforma Solar de Almería |
| PTC | Parabolic Trough Collector |
| RLC | Réflecteurs Linéaires Compacts |
| SAH | Solar Air Heater |
| SEGS | Solar Electric Generating System |
| UNFCCC | United Nations Framework Convention on Climate Change |

Liste des tableaux

| | |
|---|----|
| Tableau I.1 : Les futurs projets des centrales solaire à concentration en Algérie [3]..... | 22 |
| Tableau I.2 : Potentiel solaire en Algérie [19]..... | 23 |
| Tableau I.3 : Calcul de la température de sortie le 27 mai 2009 [44]. | 30 |
| Tableau I.4 : Coefficients des pertes thermique vers le haut proposés par différents chercheurs [65]..... | 40 |
| Tableau II.1 : Instruments de mesure employés..... | 49 |
| Tableau II.2 : Dimensions du capteur Fresnel..... | 50 |
| Tableau IV.1 : Débits massique d'air considéré dans les 03 configurations du conduit absorbeur type I, II et III. | 94 |

Liste des figures

| | |
|---|----|
| Figure I.1 : Les différentes éléments composants un capteur solaire plan [4]..... | 7 |
| Figure I.2 : Vue en coupe d'un capteur plan avec vitrage [5]..... | 8 |
| Figure I.3 : Capteur solaire à tubes sous vide [7]. | 10 |
| Figure I.4 : Coupe schématique de capteurs plans à concentration [7]. | 11 |
| Figure I.5 : Concentrateur cylindro-parabolique « The EuroTrough »[4]. | 14 |
| Figure I.6 : Des installations solaire avec des capteurs cylindro-paraboliques [8, 9]..... | 15 |
| Figure I.7 : Photographies de l'Euro-dish et de la plus grande parabole solaire SG4 [10]. ... | 16 |
| Figure I.8 : Centrale à tour solaire avec system de stockage de Jülich [4]. | 17 |
| Figure I.9 : Illustration des composants d'une centrale solaire à tour [11]. | 18 |
| Figure I.10 : Principe de fonctionnement d'un concentrateur solaire de type Fresnel [12]. .. | 19 |
| Figure I.11 : Centrale solaire à collecteur linéaire de Fresnel de Llo en France [14]..... | 20 |
| Figure I.12 : Le programme Algérien des énergies renouvelables à l'horizon 2030 [3]. | 22 |
| Figure I.13 : LFR utilisant des éléments de miroir de différentes largeurs [30]..... | 24 |
| Figure I.14 : Variation du coefficient de perte thermique globale (U_L) avec la température moyenne de l'absorbeur ; 1. Avec absorbeur tubulaire enduit de peinture noire ordinaire 2. Avec absorbeur tubulaire revêtu par sélectif cobalt d'oxyde. 3. Avec absorbeur tubulaire plaqué revêtu par sélectif MAXORB foil [31]. | 24 |
| Figure I.15 : Distribution des miroirs entre deux tubes d'absorbeurs [35]..... | 26 |
| Figure I.16 : Comparatif entre les pertes thermiques calculées par modèle thermique avec l'équation développée par Mertins [40]. | 27 |
| Figure I.17 : Schéma du système de principe du système SORC DVG piloté par concentrateur LFR [42]..... | 28 |
| Figure I.18 : Variation de l'efficacité de l'ORC avec la température d'entrée de la turbine [42]. | 29 |
| Figure I.19 : Optimum largeur de miroir en dépend de la distance horizontale par rapport le récepteur pour spécifique et zénithal soleil référence [45]. | 30 |
| Figure I.20 : LFR avec absorbeur de cavité trapézoïdale ; a) tubes cylindrique, b) rectangulaires absorbeur [52]. | 31 |

| | |
|--|----------|
| Figure II.5 : Réflecteur de Fresnel linéaire examiné par E. Bellos et C. Tzivanidis [60]. | 33 |
| Figure II.6 : Schémas des configurations du CLFR étudié par J. Zhu et Z. Chen ; a) complet, b) hybride [97]. | 35 |
| Figure I.21 : Les quatre types d'absorbeurs utilisés par H. Esen [74]. | 36 |
| Figure I.22 : Evolutions des températures de sorties pour les trois types d'absorbeurs testés [74]. | 37 |
| Figure I.23 : Vues schématiques des plaques absorbantes: a) avec type I triangulaire, b) avec de type II feuille, c) avec type III rectangulaire, d) sans rugosités [64]. | 37 |
| Figure I.24 : Les cylindres en aluminium fixées à la plaque d'absorbeur [78]. | 38 |
| Figure I.25 : Vues schématiques des plaques absorbantes: a) avec rectangulaire rugosité, b) avec trapézoïdale rugosité [79]. | 39 |
| Figure I.26 : La géométrie étudiée par Karmare et Tikekar [90]. | 41 |
| Figure I.27 : Séchoir solaire à air avec le concentrateur conique. 1, Cellules photoélectriques; 2, Absorbeur; 3, Concentrateur conique; 4, Support de concentrateur conique; 5, Unité de poursuite 6, Unité de mesure de la température; 7, Bras d'inclinaison; 8, Tube d'écoulement d'air; 9, Système de poursuite; 10, Table de collectionneur; 11, Roue [92]. | 43 |
| Figure I.28 : Effet du débit massique d'air et de la longueur du capteur sur F' et les pertes thermiques « U_L » [96]. | 44 |
| Figure I.29 : Capteur solaire à concentration avec récepteur cylindrique servant de chauffage à l'air avec absorbeur muni de multi-ailettes internes [99]. | 45 |
| Figure II.1 : Capteur solaire avec effet de concentration par jeu de miroirs du type Fresnel. | 48 |
| Figure II.2 : Illustration de la position des thermocouples. | 48 |
| Figure II.3 : Photographies des instruments de mesure utilisés. | 49 |
| Figure II.4 : Photographie de la conduite rectangulaire. | 50 |
| Figure II.7 : Caractéristiques géométriques et optiques d'un collecteur linéaire Fresnel. | 52 |
| Figure II.8 : Schéma d'une section transversale occupée par une rangée de chicanes. | 63 |
| Figure II.9 : Schéma électrique équivalent relatif à une section du conduit rectangulaire. | 65 |
| Figure II.10 : Schématisation des échanges thermiques dans le conduit utile rectangulaire avec rugosité Type I. | 65 |
| Figure II.11 : Tranche fictive " δx ". | 66 |

| | |
|--|----|
| Figure III.1 : Configuration de système des unités dans EES. | 73 |
| Figure III.2 : Fenêtre indiquant la Fin de calcul. | 73 |
| Figure III.3 : Fenêtre comportant la solution du problème avec les valeurs des variables considérées. | 74 |
| Figure III.4 : Fenêtre de création des tableaux paramétrique par des variables. | 75 |
| Figure III.5 : Données paramétriques avec les résultats de calcul obtenus en Blue. | 75 |
| Figure III.6 : Tableau <i>Arrays</i> comportant les paramètres conceptions du concentrateur Fresnel étudié. | 76 |
| Figure III.7 : Fenêtre <i>Diagram Window</i> | 77 |
| Figure III.8 : Exemple d'un écoulement d'air chaude sur une plaque plan. | 79 |
| Figure III.9 : Fenêtre pour déterminer la propagation des incertitudes. | 79 |
| Figure III.10 : Fenêtre des incertitudes de chaque variable mesuré. | 80 |
| Figure III.11 : Exemple de résultats de calcul avec incertitudes estimées par EES. | 80 |
| Figure III.12 : Résultats obtenus par la configuration du conduit utile type I. | 81 |
| Figure IV.1 : Variation de la température ambiante dans la région de Biskra 21 Avril. | 84 |
| Figure IV.3 : Comparaison de la variation du rayonnement solaire pour les trois journées de tests considérés. | 86 |
| Figure IV.4 : Variation des températures de sortie en fonction du temps pour débit massique d'air véhiculé égale à 0,018 [Kg/s]. | 87 |
| Figure IV.5 : Variation de rayonnement solaire, la température de la plaque du récepteur et de l'air en fonction du temps pour un conduit utile avec des rugosités artificielles de Type I. | 87 |
| Figure IV.6 : Variation de rayonnement solaire, la température de la plaque du récepteur et de l'air en fonction du temps pour un conduit utile avec des rugosités artificielles de Type II. | 89 |
| Figure IV.7 : Variation de rayonnement solaire, la température de la plaque du récepteur et de l'air en fonction du temps pour un conduit utile totalement lisse (sans rugosités) de Type III. | 89 |
| Figure IV.8 : Evolution de rayonnement solaire, la température de la plaque du récepteur et de l'air en de temps pour un débit massique d'air égal à 0,02 [kg/s] type I. | 91 |

| | |
|--|----|
| Figure IV.9 : Evolution de rayonnement solaire, la température de la plaque du récepteur et de l'air en de temps pour un débit massique d'air égal à 0,02 [kg/s] type II..... | 92 |
| Figure IV.10 : Evolution de rayonnement solaire, la température de la plaque du récepteur et de l'air en de temps pour un débit massique d'air égal à 0,02 [kg/s] type III..... | 92 |
| Figure IV.11 : Evolution du rendement thermique en fonction du temps du temps local de la région de Biskra. | 93 |
| Figure IV.12 : Evolution du rendement Exergétique en fonction du temps. | 94 |
| Figure IV.13 : Evolution des pertes de charge en fonction du débit volumique pour les 03 configurations du conduit utile absorbeur type I, II et III..... | 95 |
| Figure IV.14 : Evolution du rendement thermique théorique et expérimental en fonction de temps local. | 96 |
| Figure IV.15 : Evolution du rendement éxergétique théorique et expérimentale en fonction du temps local. | 97 |

Nomenclature

| | |
|-------------------------|---|
| A | Surface active de l'absorbeur [m ²] |
| a _{ch} | Hauteur des chicanes [m] |
| A _f | Section de passage de l'air [m ²] |
| b _{ch} | Espace entre chicanes [m] |
| C _p | Chaleur massique spécifique de l'air [J/kg-K] |
| CR | L'énergie solaire concentrée valable |
| D _H | Diamètre hydraulique [m] |
| e | Epaisseur de la veine d'air mobile [m] |
| e _b | Epaisseur de la paroi en bois « Isolant » [m] |
| F' | Coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur |
| F _R | Coefficient global de transfert thermique air-absorbeur |
| h _{c,(p+ch)-f} | Coefficient de transfert par convection (absorbeur chicanes et l'air) [W/m ² -K] |
| h _{c,f-v} | Coefficient de transfert convectif air- vitre [W/m ² -K] |
| h _{r,p-v} | Coefficient de transfert radiatif vitre-absorbeur [W/m ² -K] |
| h _w | Coefficient de transfert convection due au vent [W/m ² -K] |
| I _g | Rayonnement solaire direct [W/m ²] |
| l | Largeur de l'absorbeur [m] |
| L | Longueur de l'absorbeur [m] |
| L _{ar} | Largueur du capteur [m] |
| ṁ | Débit d'air massique [kg/s] |
| n | Nombre de miroirs du concentrateur Fresnel |
| n _{ch} | Nombre de chicanes d'une rangée |
| N | Nombre de vitrage |
| p | Espace entre chicanes [m] |
| P _m | Périmètre mouillé en contact avec le fluide [m] |
| p _t | Pression atmosphérique 101,325 [Pa] |
| Q _u | Quantité de chaleur utile récupérée [W/m ²] |
| Q _p | Quantité de chaleur totale perdue [W/m ²] |
| Q _{p1} | Quantité de chaleur perdue par la face avant [W/m ²] |
| Q _{p2} | Quantité de chaleur perdue par la face arrière [W/m ²] |
| t | Temps [s] |
| s | Court chemin de maille [m] |
| S _{cap} | Surface d'ouverture moins la surface ombrée. |

| | |
|-----------|---|
| S_r | Rayonnement solaire [W/m^2] |
| T_a | Température ambiante [$^{\circ}C$] |
| T_{en} | Température d'entrée [$^{\circ}C$] |
| T_f | Température moyenne de l'air mobile [$^{\circ}C$] |
| T_{fe} | Température de l'air à l'entrée du capteur [$^{\circ}C$] |
| T_{fs} | Température de l'air à la sortie de capteur [$^{\circ}C$] |
| T_p | Température de l'absorbeur [$^{\circ}C$] |
| T_v | Température de la vitre [$^{\circ}C$] |
| U_{arr} | Coefficient de perte thermique arrière [W/m^2-K] |
| U_{av} | Coefficient de perte thermique avant [W/m^2-K] |
| U_b | Coefficient de perte thermique à l'avant du conduit [W/m^2-K] |
| U_L | Coefficient global des pertes thermiques [W/m^2-K] |
| v_f | Vitesse de l'air dans la veine d'air mobile [m/s] |
| V_v | Vitesse du vent [m/s] |

Nombres Adimensionnels :

| | |
|------|--------------------|
| Nu | Nombre de Nusselt |
| Pr | Nombre de Prandtl |
| Ra | Nombre de Rayleigh |
| Re | Nombre de Reynolds |

Lettres grecques :

| | |
|--------------------|---|
| α_p | Coefficient d'absorption de la plaque absorbante = 0,95 |
| α_v | Coefficient d'absorption de la vitre = 0,06 |
| α_c | Taux de concentration géométrique |
| β | Angle d'inclinaison du capteur |
| ϵ_p | Porosité apparente du lit de particules placées dans une claie du séchoir |
| ϵ_{p-mat} | Emissivité de l'absorbeur peint en noir mat = 0,95 |
| ϵ_v | Emissivité du vitrage = 0,9 |
| ρ | Surface réfléchive [-] |
| ρ_f | Masse volumique de l'air [kg/m^3] |
| τ_v | Coefficient de transmission optique du vitrage 0,84 |
| γ | Facture due à la fausse orientation de concentrateur |
| λ_f | Conductivité de l'Air [$W/m-K$] |
| μ_f | Viscosité cinématique de l'air [kg/ms] |
| ν_f | Viscosité dynamique de l'air [m^2/s] |
| η_{th} | Rendement thermique [%] |

| | |
|------------------------|---|
| η_{Carnot} | Rendement théorique maximum de Carnot [%] |
| σ | Constante de Stephan-Boltzmann égale à $5,67 \cdot 10^{-8}$ [W/m ² -K ⁴] |

Introduction générale

Le réchauffement de la planète, ou soi-disant le changement climatique, est la question la plus controversée au monde entre les pays industrialisés et les organisations gouvernementales et non gouvernementales actives dans la protection du climat contre le réchauffement planétaire. Pour cela, la première convention internationale la plus importante signée en 2015 dans ce domaine est la conférence internationale qui s'est tenue à Paris (COP21), qui a accepté ses termes les États-Unis, deuxième émetteur de gaz à effet de serre (GES) du monde.

Cet accord (COP21) définit un plan d'action international visant à mettre le monde sur la bonne voie pour éviter un changement climatique dangereux, en maintenant le réchauffement planétaire largement en dessous de 2°C. Basé sur les résultats d'une publication d'un Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat (GIEC) publié en 1990, *First Assessment Report* (FAR) [1], qui était le premier consensus scientifique sur l'impact des activités humaines sur le climat. Cette étude a présenté quatre scénarios différents basés sur les actions de notre société pour réduire les émissions de GES. Ils ont montré que si rien n'était fait pour le réduire, les effets du réchauffement de la planète entraîneraient un réchauffement de la planète irréversible et sans précédent.

Cette conscience collective d'une part, ainsi que l'épuisement continu des ressources fossiles ou notre réserve en charbon est estimé d'environ 130 jusqu'à 150 ans avant qu'il s'épuise, le Pétrole 53 ans, Gaz 55 ans, et l'Uranium de 120 ans, sans oublié les problèmes liés à la sûreté nucléaire et à la gestion des déchets, d'autre part, ont conduit au développement des technologies d'efficacité énergétique par construction de nouveaux dispositifs de conversion et de production d'énergie durable à partir de ressources renouvelable et adopté des maisons intelligentes à basses consommation énergétique.

Le choix de la technologie dépend des normes géographiques et géopolitiques et bien entendu, des critères économiques. Au niveau mondial, de nombreuses études scientifiques sur l'intégration des énergies renouvelables ont conclu que l'exigence actuelle consistant à intégrer

plusieurs technologies constitue la solution la plus appropriée, c'est-à-dire l'utilisation simultanée de plusieurs techniques dans la même région [2].

Possédant un énorme gisement en rayonnement solaire, l'Algérie a lancé un programme des Energies Renouvelables (EnR) et de l'efficacité énergétique afin d'apporter des solutions globales et durables aux défis environnementaux et aux problématiques de préservation des ressources énergétiques d'origine fossile. Le programme consacre au solaire thermique et photovoltaïque une part essentielle. Le solaire devrait atteindre d'ici 2030 plus de 37% de la production nationale d'électricité [3].

Le programme des EnR est défini ainsi pour les différentes phases :

- D'ici 2020, il est attendu l'installation d'une puissance totale d'environ 2 600 [MW] pour le marché national et une possibilité d'exportation de l'ordre de 2 000 [MW];
- D'ici 2030, il est prévu l'installation d'une puissance de près de 12000 [MW] pour le marché national ainsi qu'une possibilité d'exportation allant jusqu'à 10 000 [MW].

Plusieurs recherches sont faites pour améliorer les performances des dispositifs conçus pour la valorisation des énergies renouvelables, parmi ces dispositifs, les chauffe-eau solaire, les capteurs plans (séchoir solaire), et les collecteurs solaires cylindro-paraboliques, collecteurs linéaires Fresnel, et les collecteurs paraboliques, ayant pour but de les intégrer sur les toits des maisons, c'est le cas des capteurs plans et les chauffe-eau solaire ainsi que pour le chauffage ou bien la climatisation solaire par absorption.

Dans ce travail, on s'intéresse aux concentrateurs Fresnel couplés avec un conduit utile absorbeur de forme rectangulaire. L'objectif principal de ce travail est d'étudier l'effet des paramètres de conception sur les performances thermiques d'un séchoir solaire avec effet de concentration (collecteur linéaire Fresnel) destiné pour les applications de séchage et le chauffage. Pour cela, une étude d'analyse et investigation expérimentale a été faite sur trois type d'absorbeur ; 1) absorbeur muni par des rugosités rectangulaires tordues, 2) absorbeur muni par des rugosités rectangulaires, 3) absorbeur sans rugosités.

Pour arriver à notre objectif, nous avons suivie la méthodologie suivante :

- ✓ Nous avons effectué plusieurs essais expérimentaux sur notre dispositif expérimental (toutes les informations de dispositif sont en détail dans le chapitre II) avec les trois types d'absorbeur sous les mêmes conditions climatiques.

- ✓ Ensuite, les données expérimentales ont été traitées sur Excel pour élaborer l'analyse des performances thermique et tracer les courbes.
- ✓ En parallèle, un modèle numérique a été développé sous Engineering Equation Solver (EES). Le modèle est conçu pour :
 - 1) Déterminer le rayonnement solaire théorique de plusieurs sites en Algérie.
 - 2) Calculer les performances thermiques et les propriétés thermodynamiques.
 - 3) Analyser énergétique et exergétique.
 - 4) Analyser les incertitudes en fonction de l'incertitude associée à des valeurs calculées par les instruments de mesure.

Afin d'arriver aux objectifs mentionnés précédemment, ce travail de recherche a été structuré comme suit :

- ✓ Tout d'abord, on commence par une introduction générale qui précède les chapitres qui constituent ce manuscrit.
- ✓ Dans le premier chapitre, nous avons présenté une recherche bibliographique générale sur les technologies des centrales solaires à concentration CSP, les séchoirs solaires plan et l'utilisation des rugosités artificielles.
- ✓ Dans le deuxième chapitre, nous nous intéressons aux caractéristiques géométriques du dispositif expérimental et aux modèles mathématiques décrivant les mécanismes de transfert de chaleur dans le conduit utile rectangulaire, aux différentes équations des bilans thermiques ainsi qu'à la simulation sous l'environnement *EES*.
- ✓ Le troisième chapitre comporte une présentation du programme de simulation *EES* et ces caractéristiques techniques, ainsi qu'à la méthode suivie pour la résolution des problèmes thermodynamique par *EES*.
- ✓ Le quatrième chapitre est consacré à la présentation, discussion et interprétation des résultats expérimentaux et théoriques obtenus par le modèle développé, ainsi que l'analyse exergétique.
- ✓ Enfin, une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus.

Chapitre I :

Etat de l'art de la conversion thermique d'énergie solaire

I.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à une recherche bibliographique dans le domaine de développement des dérivants technologiques et d'exploitation des énergies solaires, dans les littératures, nous pouvons trouver énormément de recherches et publications, ce qui nous a permis d'avoir une idée sur ce domaine, qu'est en développement continu et rapide. Cependant, le problème majeur pour le développement de cette technologie réside aux coûts d'investissement et les prix de revient qui sont toujours élevés par rapport aux sources d'énergies traditionnelles comme le charbon et le pétrole.

Dans ce premier chapitre on essayera de citer les travaux de recherches réalisés ainsi que les programmes de développement de cette technologie de l'énergie solaire les plus importants au monde et en Algérie en particulier, où nous présenterons un résumé de chaque technologie et les caractéristiques les plus importantes.

I.1.1 Les capteurs solaires à conversion thermiques

Les capteurs solaires à conversion thermiques transmettent directement les irradiations venant du soleil sous forme de chaleur à un fluide caloporteur, généralement liquide comme l'eau ou des huiles, ou gazeux généralement de l'air, ou bien des fluides diphasiques qui sont souvent utilisés dans des centrales thermiques DSG : *Direct Steam Generation*.

Parmi les technologies existantes des capteurs solaires à conversion thermiques, il y a les capteurs plans statiques et les capteurs avec système de poursuite à grande concentration solaire

orientés en permanence vers le soleil. Dans le cas des capteurs plans statiques, on trouve les capteurs plans à simple ou à double vitrage et les capteurs sous vide. Dans la deuxième catégorie, on trouve les capteurs paraboliques et cylindro-paraboliques, les réflecteurs héliostats qu'ils sont utilisées les centrales solaires à tour ainsi que les capteurs à lentille de Fresnel. Ces technologies permettent d'atteindre des températures élevées aux niveaux de leurs zones de concentration qui correspondent aux points focaux.

I.1.2 Les capteurs solaires statiques plans

Généralement leurs niveaux de température sont faibles jusqu'à 100-120°C [4]. Durant les dernières années, ce type de capteur a connu un développement rapide, et leur utilisation a largement augmenté, surtout pour les applications de chauffage domestique ou bien dans les procédés du séchage et climatisation solaire (Figure I.1). Ils sont caractérisés par leur conception simple et leur facilité d'implantation dans les toits des maisons et un moindre coût de maintenance.

I.1.3 Capteurs solaire plans sans vitres

La technologie des capteurs solaire plans est plus simple à maîtriser, sont composés d'une surface réceptrice plate qui absorbe le rayonnement solaire qu'il soit direct ou bien diffus, pour le transmettre directement à un fluide caloporteur qui circule dans un réseau de tubes en contact avec la surface absorbante.

Ils sont généralement utilisés pour chauffer les piscines à des températures comprises entre 30°C et 50°C pour un faible cout, ou bien pour produire de l'eau chaude sanitaire [4].

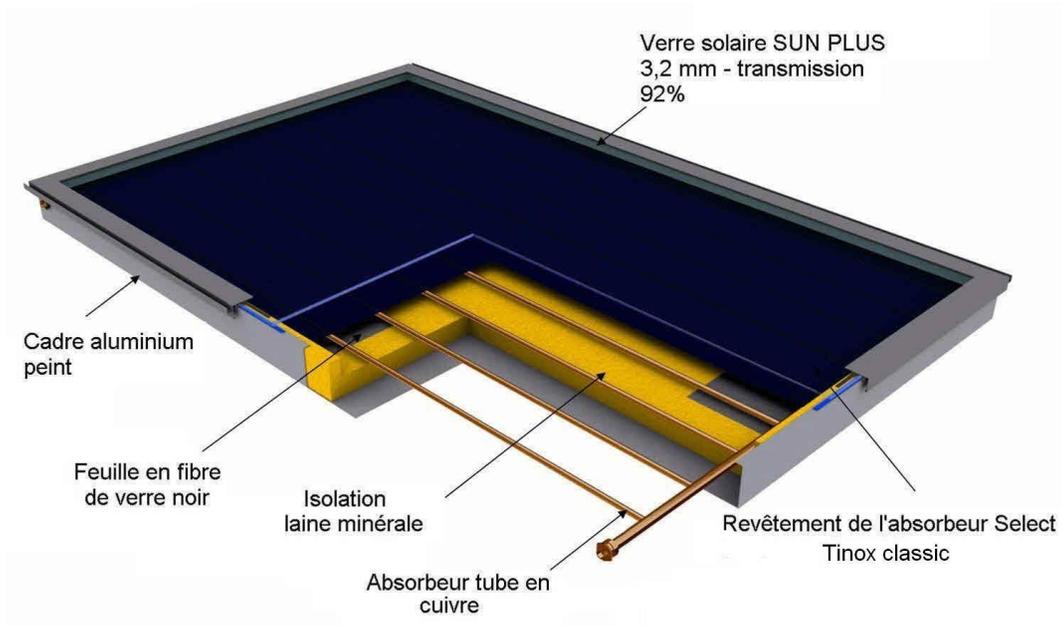


Figure I.1 : Les différents éléments composants un capteur solaire plan [4].

I.1.4 Capteurs solaire plans à vitres

Les capteurs solaires plans à vitres sont conçus pour la conversion de l'énergie solaire par voie thermodynamique ou par conversion thermique de l'énergie solaire, reposent sur la technologie la plus simple. Ils sont constitués d'une surface réceptrice noire qui absorbe le rayonnement solaire incident visible de bande spectrale ($0,3 < \lambda < 3\mu\text{m}$), du rayonnement direct et diffus. Au-dessus de l'absorbeur se trouve un système de couverture à simple ou à double vitrage, limite les pertes thermiques convectives avec l'air ambiant, ainsi que les pertes radiatives grâce à la propriété du verre pratiquement opaque dans le domaine de l'infra-rouge [1]. Une isolation sur la face arrière du capteur limite également les pertes thermiques par conduction et par convection voir Figure I.2.

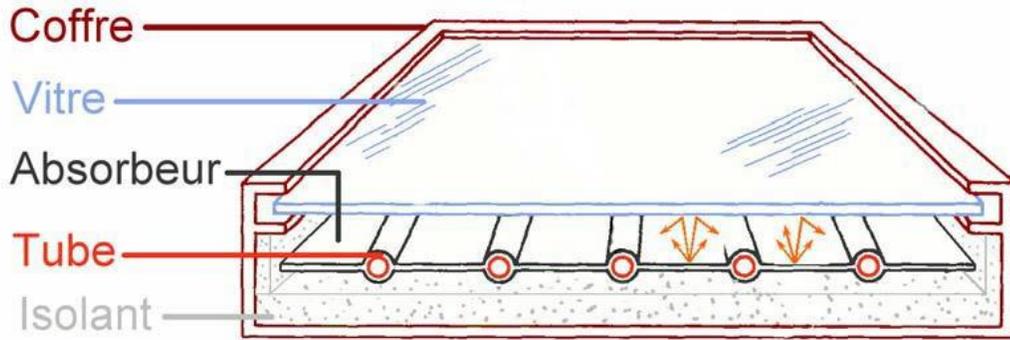


Figure I.2 : Vue en coupe d'un capteur plan avec vitrage [5].

À partir de ce dispositif de base, on trouve un grand nombre de système plus ou moins performant liés à la qualité de l'absorbeur. Dans le cas d'un capteur plan, le meilleur absorbeur n'est pas un corps noir, mais plutôt une surface sélective fortement absorbante dans le visible et faiblement émissive dans l'infra-rouge.

Le rendement maximum du capteur plan à eau η_{capt} est exprimé par le rapport de l'énergie extraite par le fluide caloporteur sur l'énergie solaire globale incidente, généralement dans les bonnes conditions de fonctionnement se situe entre 60 et 80% [6], et décroît quasiment linéairement lorsque la température de fluide croît.

Enfin, un fluide qui circule dans le capteur est le récepteur final de la chaleur cédée par l'absorbeur, qui est fournie par le rayonnement solaire, est destinée pour le transport à des fins diverses. On rencontre différents types des fluides caloporteurs, les plus courants sont l'eau et l'air [6]. Dans notre travail de recherche expérimental, on a employé l'air comme fluide caloporteur.

I.1.5 Capteurs sous vide (circulation ou caloduc)

Ces capteurs sont employés lorsque le besoin en chaleur est important, dont les températures atteintes sont supérieures à 100°C, ou bien que la surface disponible d'installation est limitée. Ils se présentent sous la forme de tubes de faible diamètre (quelques centimètres) dans lesquels est placé l'absorbeur. L'intérieur du tube est vide de son air, supprimant ainsi les pertes par convection entre l'absorbeur et la paroi du tube. La surface de l'absorbeur est comme dans le cas précédent, recouverte d'une couche dite sélective, dont le verre est traité de sorte à éviter les émissions infrarouges voir Figure I.3.

Chapitre I : Etat de l'art de la conversion thermique de l'énergie solaire

Le capteur solaire plan sous vide est la version récente et la plus performante des capteurs plans, en raison de ces particularités apportées à l'absorbeur, surtout grâce à la diminution des pertes thermiques. En effet, l'absorbeur est placé à l'intérieur d'une enceinte sous forme d'ampoule de verre ou de pyrex dans laquelle un vide poussé est réalisé (vide de l'ordre 10^{-3} [Pa]) [6]. Dans les conditions du vide, presque toutes les pertes thermiques par convection et conduction sont éliminées. Les pertes radiatives sont également limitées grâce à l'effet de serre de l'enveloppe de verre. Dans certains cas, une faible concentration solaire est réalisée, par l'intermédiaire d'un CPC (Concentrateur Parabolique Composé) ou grâce à un dépôt argenté sur une partie intérieure de l'enveloppe. L'énergie est récupérée soit directement par un fluide caloporteur qui circule à l'intérieur de l'ampoule, ou par l'intermédiaire d'un caloduc.

Les températures maximales sont voisines de 250°C . Le rendement du capteur est au maximum voisin de 80% et décroît en fonction de la température du fluide. Sa décroissance est cependant beaucoup plus faible que pour un capteur plan, notamment avec de bonnes conditions d'ensoleillement. L'inconvénient majeur est lié à la technologie de réalisation qui est jusqu'à l'heure actuelle très coûteuse [7].

Ils sont largement utilisés pour l'application de conversion solaire thermodynamique. On les rencontre essentiellement dans la gamme des puissances élevées supérieures au [MWe]. Associés à des concentrateurs cylindro-paraboliques. Le fluide caloporteur utilisé varie selon les cas, dans la centrale de LUZ dont la puissance estimée est de 80 [MW], le fluide caloporteur utilisé est une huile synthétique qui atteint la température de 391°C avec un rendement moyen annuel de 53% [7].

Cette huile permet de produire de la vapeur à une pression de 100×10^5 [Pa] et à une température de 371°C . Le système de conversion d'énergie solaire en électricité est effectué à un rendement global moyen annuel de 14%.

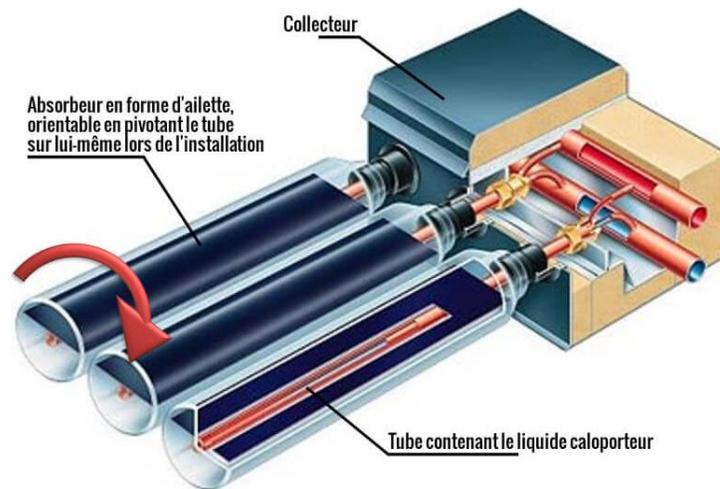


Figure I.3 : Capteur solaire à tubes sous vide [7].

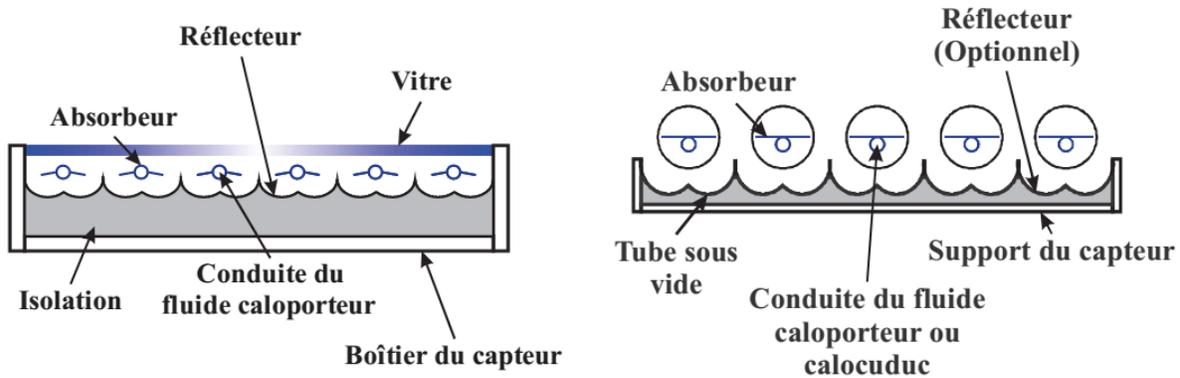


Figure I.4 : Coupe schématique de capteurs plans à concentration [7].

I.1.6 Capteurs plans vitres ou sous vide avec miroir de concentration parabolique

L'innovation a été apportée aux capteurs solaires plans par quelques années suite au développement des capteurs à concentration et à l'observation de leurs performances. Elle consiste en l'utilisation de réflecteurs composés paraboliques, *Compound Parabolic Concentrator* (CPC) possédant un important angle d'admission, afin d'orienter l'énergie solaire vers l'absorbeur. L'importance de cet angle permet d'éviter l'utilisation d'un système de pointeur solaire et ainsi d'avoir un capteur fixe.

Présenté sur la Figure I.4, les deux principaux types de configuration connue de capteurs, à gauche le cas d'un capteur solaire plan à vitre, et à droite le cas d'un capteur solaire plan à tube sous vide. Cette technologie permet de concentrer plus de rayonnement solaire sur un même absorbeur en utilisant le rayonnement arrivant sur les surfaces séparant les absorbeurs afin d'améliorer le rendement et de réduire le coût.

I.2 Les concentrateurs solaires

A l'aide d'une surface parfaitement réfléchissante et un système de poursuite, les capteurs à concentrateurs reçoivent le rayonnement solaire, ensuite le dirigent vers un absorbeur de surface réduite par l'intermédiaire de réflexions multiples (sur des miroirs) ou par des réfractions (à travers des prismes ou lentilles). Le taux de concentration géométrique est défini par le rapport entre ces deux surfaces. Ces capteurs permettent une réduction des pertes thermiques

(proportionnelles à la surface du récepteur) et par conséquent d'obtenir de meilleurs rendements et de plus hautes températures au niveau de fluide caloporteur. Mais l'inconvénient major de ce type de capteur, c'est qu'ils utilisent uniquement le rayonnement solaire direct et nécessitent un système de pointage plus ou moins évolué en fonction de la technologie. Leur rendement optique est réduit du fait des techniques de concentration utilisées, d'autre part ils nécessitent plus d'entretien pour maintenir un état de propreté indispensable à leur bon fonctionnement, de plus ils occupent un espace de terrain considérable.

Le taux de concentration géométrique α_c , est défini par [6] :

$$\alpha_c = \frac{A_a}{A_c} \quad (I.1)$$

Avec A_a surface d'ouverture, A_c surface de l'absorbeur.

Dans la pratique on rencontre aussi d'autre désignation du taux de concentration du rayonnement désigné par C_R mais qu'est moins utilisé [6], défini par le rapport :

$$C_R = \frac{E_c}{E_a} \quad (I.2)$$

Avec E_a étant l'éclairement solaire reçu par la surface d'ouverture (rayon perpendiculaire à la surface d'ouverture) et E_c l'éclairement moyen reçu par la surface de l'absorbeur.

Les propriétés optiques des miroirs sont caractérisées par un coefficient qui désigne les performances des concentrations souvent désignées par C_R , qui regroupe quatre paramètres, sont respectivement désignés par :

τ : Coefficient de transmission,

ρ : Coefficient de réflexion,

γ : Facteur d'interception qui tient compte des défauts optiques du système,

α_c : Taux de concentration géométrique,

$$C_R = \tau \rho \gamma \alpha_c \quad (I.3)$$

Dans le cas où les pertes optiques sont nulles ou négligeables, le taux de concentration géométrique α_c et le taux de concentration de rayonnement C_R sont égaux.

Il existe différents systèmes de capteurs avec effet de concentration du rayonnement solaire :

- ✓ Les concentrateurs linéaires, à deux dimensions,
- ✓ Les concentrateurs ponctuels, à trois dimensions,
- ✓ Les concentrateurs paraboliques composés,
- ✓ Les héliostats ou champs de miroirs.

I.2.1 Les avantages

- ✓ La diminution de la surface de l'absorbeur se traduit par une baisse des pertes thermiques qui sont proportionnelles à la surface,
- ✓ Les rendements sont par conséquent plus élevés,
- ✓ Les températures obtenues varient d'une certaine de °C à plus de 4000°C en fonction du taux de concentration.

I.2.2 Les inconvénients

- ✓ Seul le rayonnement direct est utilisé,
- ✓ Les pertes optiques peuvent être importantes, car elles sont dues aux phénomènes de réflexion ou de réfraction, et aux caractéristiques géométriques du système,
- ✓ Les pertes thermiques sont importantes à cause du niveau de température plus élevé de l'absorbeur,
- ✓ Ces capteurs nécessitent un entretien régulier afin de conserver la qualité optique des miroirs soumis aux poussières et à la corrosion de l'environnement.

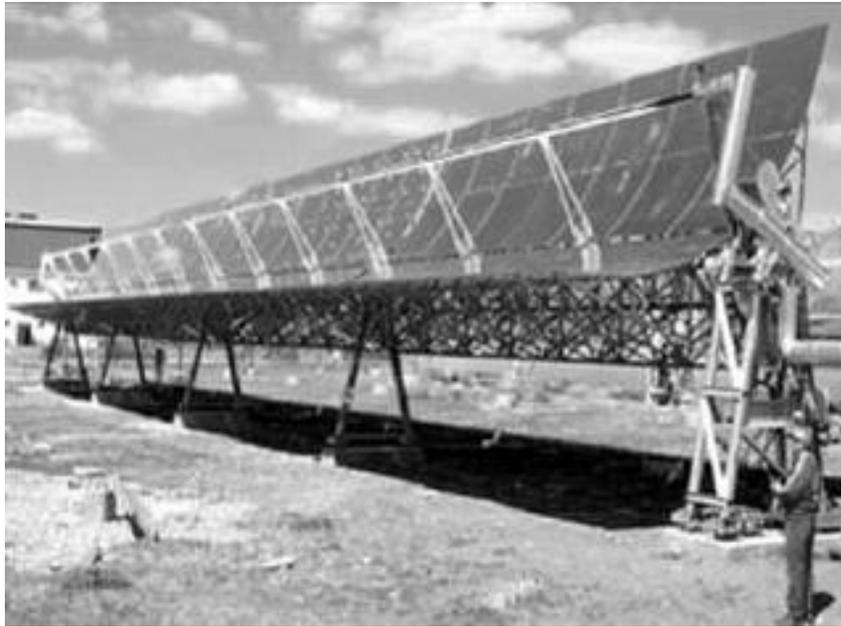


Figure I.5 : Concentrateur cylindro-parabolique « The EuroTrough »[4].

I.3 Les concentrateurs solaires linéaires

Ils concentrent le rayonnement vers une ligne focale ou bien récepteur. Ils sont composés par des surfaces réfléchissantes cylindriques, cylindro-parabolique ou coniques ainsi que par des dispositifs réfracteurs à lentilles de Fresnel linéaire.

Ils sont orientés vers le soleil grâce à des montures mobiles autour d'un ou de deux axes :

- ✓ La monture est-ouest : elle permet une rotation autour d'un axe horizontal, afin de suivre les variations de la hauteur de soleil au cours de la journée. Le problème de ce type de monture provient des angles d'incidences du rayonnement sur les miroirs qui peuvent être très faibles en début et en fin de journée.
- ✓ La monture parallèle à l'axe de rotation de la terre, tourne autour de cet axe entre les positions extrêmes du lever et du coucher du soleil,
- ✓ La monture Alt azimutale, tourne autour de deux axes, l'un vertical, l'autre horizontal. Dans ce cas, le fonctionnement est optimal, en effet le rayonnement est toujours perpendiculaire à la surface réceptrice du capteur.

Les systèmes de poursuite simplifiés (mobiles autour d'un seul axe) ne permettent pas pour une même surface d'ouverture de recueillir autant d'énergie que le système à poursuite intégrale (Alt

azimutale) en raison de la réduction de la surface de captation efficace (effet cosinus), et la réduction de la concentration qui provient de l'élargissement de l'image du soleil.

I.3.1 Capteurs cylindro-parabolique (1 axe)

Il s'agit de la technologie la plus utilisée dans les grandes centrales solaires thermodynamiques de production d'électricité. Le miroir concentrateur est un cylindre de section parabolique et ne comporte qu'une seule direction de courbure (Figure I.5). La concentration a lieu sur la ligne où est placé le récepteur tubulaire dans lequel circule le fluide caloporteur (eau ou huile) qui peut être chauffé jusqu'à 450°C.

De très grandes puissances peuvent être installées par interconnexion de plusieurs capteurs. La limitation dans ce cas vient des pertes de charges et des pertes thermiques qui augmentent avec la taille de l'installation. La Figure I.6 montre deux exemples d'installations utilisant ce type de capteurs à concentration. La photo de gauche présente l'installation de production d'eau chaude sanitaire de la prison du comte de Jefferson (Colorado, Etats-Unis), où 100 [m²] de capteurs cylindro-paraboliques de petites tailles alimentent un ballon d'eau chaude de 20 [m³] [8]. La photo de droite quant à elle, n'est autre qu'un aperçu du champ de capteurs de la centrale solaire thermodynamique *Solar Electric Generating System* (SEGS) de Kramer Junction (Californie, Etats-Unis) [9]. Dans le désert de Mojave, on trouve 9 centrales solaires utilisant des capteurs cylindro-paraboliques pour une capacité totale de 354 [MWe].



Figure I.6 : Des installations solaire avec des capteurs cylindro-paraboliques [8, 9].

I.3.2 Parabole de révolution (2 axes)

Elle est le concentrateur idéal pour concentrer les rayons du soleil (Figure I.7). Par contre, il est indispensable d'orienter l'axe de la parabole dans la direction du soleil, afin que les rayons solaires réfléchis convergent vers le foyer (zone de concentration maximale). La nécessité de mobiliser la parabole selon deux axes de rotation pour assurer la poursuite du soleil. Entraîne une limitation de la dimension unitaire de ce type d'installation. Par conséquent, la surface courante de ces paraboles est de 50 à 100 [m] (la plus grande réalisée faisant 500 [m]). Le facteur de concentration moyen obtenu au foyer dépasse généralement le millier et permet d'atteindre de très hautes températures (plus de 800°C).

La Figure I.7 montre les deux échelles de paraboles de révolution réalisées jusqu'à présent, la taille courante avec « l'EuroDish » (8,5 [m] de diamètre) et la plus grande jamais réalisée, la « SG4 - Big Dish » (25 [m] de diamètre). La première est un « Dish Stirling » de 10 [kW] électrique avec un rendement de près de 22% [10], c'est-à-dire que le rayonnement solaire concentre sert de source chaude a un moteur Stirling relie à une génératrice de 10 [kWe]. Il s'agit de celui présent à Font Romeu Odeillo (Pyrenees-Orientales, France). La seconde photographie représente le plus grand concentrateur parabolique solaire du monde avec une surface d'ouverture de 500 [m²]. Il se trouve sur le campus de l'Université Nationale Australienne. Cette parabole concentre plus de 2000 fois le rayonnement solaire, ce qui lui permet d'atteindre de très hautes températures 380°C [10].

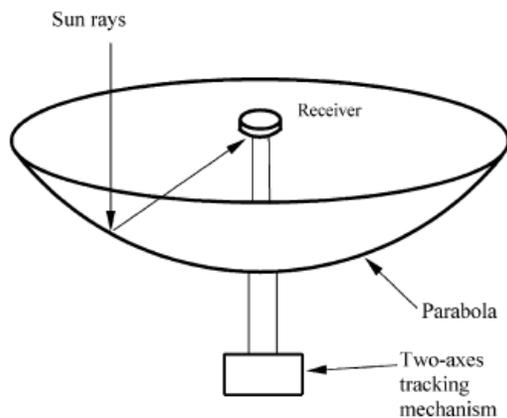


Fig. 11. Schematic of a parabolic dish collector.



Figure I.7 : Photographies de l'Euro-dish et de la plus grande parabole solaire SG4 [10].

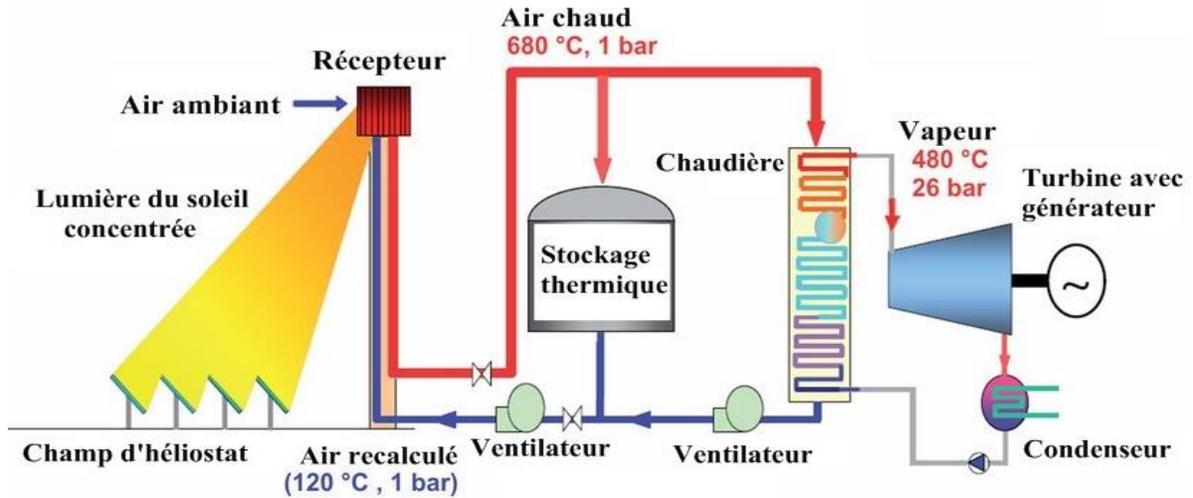


Figure I.8 : Centrale à tour solaire avec system de stockage de Jülich [4].

I.3.3 Les héliostats ou réflecteurs plans

Dans beaucoup d'installations à haute concentration, en particulier les fours solaires et les centrales à tour, on utilise des champs d'héliostats (miroirs qui dirigent et concentrent le rayonnement solaire vers un point fixe). Ils doivent être orientés au cours de la journée par des systèmes de poursuite solaire mobiles autour de 2 axes (monteur altzimuthale par exemple). Dans certains cas, une deuxième réflexion est effectuée dans un dispositif convergent. C'est le cas par exemple du four solaire d'Odeillo, dont la température de travail peut atteindre des milliers de °C (1000 – 4000°C) [7].

Dans les centrales à tour, le rayonnement solaire est directement dirigé vers une cavité réceptrice située en haut de la tour, les températures de travail atteignent 800 à 1200°C voire Figure I.8.

I.3.4 Les centrales solaires à tours

Une centrale solaire à tour consiste en un champ de réflecteurs de poursuite à deux axes (héliostats) qui concentrent la lumière sur un récepteur central situé en haut d'une tour Figure I.9. Le fluide actif se trouvant dans le récepteur est chauffé à 500–1000°C, puis utilisé comme source de chaleur pour un système de production ou de stockage d'énergie. Les centrales à tour sont moins évoluées que les systèmes cylindro-paraboliques, mais elles offrent un meilleur rendement et une meilleure capacité de stockage de l'énergie

Chapitre I : Etat de l'art de la conversion thermique de l'énergie solaire

L'énergie solaire thermique concentrée est la principale technologie proposée pour une collaboration visant à produire de l'électricité et de l'eau dessalée dans les régions arides.

Une centrale à tour comprend deux unités principales sont les suivantes :

Unité de captage : Présente sous la forme d'une tour géante autour de laquelle sont situés plusieurs centaines ou milliers de miroirs qui reflètent les rayons du soleil à un point unique au sommet de la tour. Les miroirs aussi appelés "héliostats" (en grec : qui fixe le soleil) suivent le déplacement du soleil. Le point situé au sommet de la tour, appelé absorbeur, permet de transformer les rayons émis par le soleil en chaleur à haute température ; elle peut atteindre 600°C. Ainsi, le liquide placé en haut de la tour va se chauffer et va être en contact avec de l'eau.

L'unité de production : dans cette partie on peut utiliser une installation de turbine à vapeur (cycle de Rankine), ou une turbine à gaz (cycle de Brayton), ou bien une installation de cycle combinée. La chaleur nécessaire pour faire fonctionner l'unité de production est assurée par le récepteur solaire.

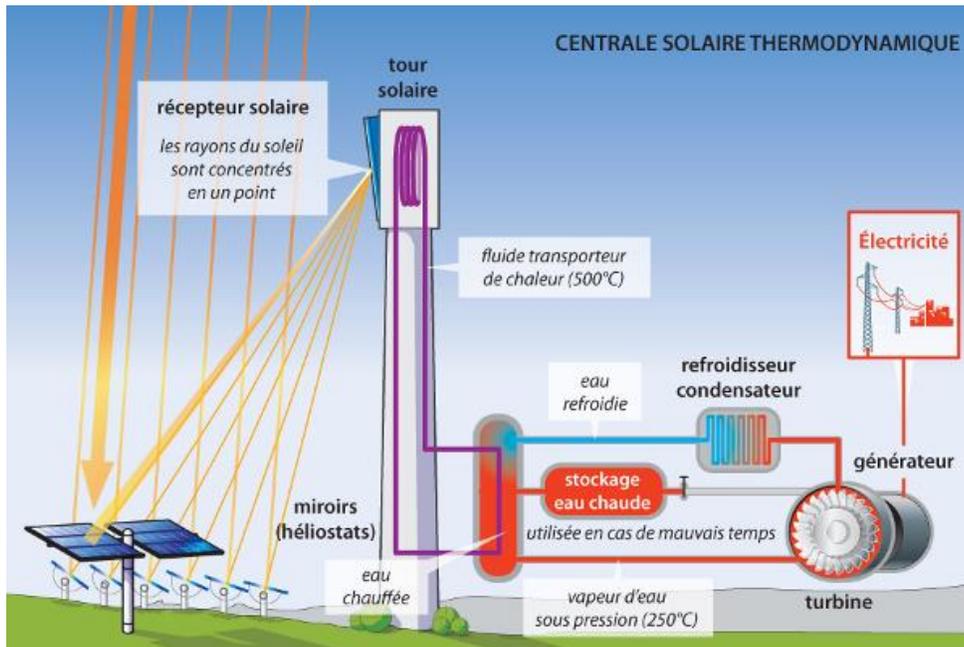


Figure I.9 : Illustration des composants d'une centrale solaire à tour [11].

I.3.5 Les capteurs linéaires de Fresnel

La technologie des capteurs solaires du type Fresnel a pris la place dans le domaine des procédés solaires à concentration, dont l'intérêt est de développer cette technique de conversion de l'énergie solaire.

Cette technologie qui a été inventée par le physicien français Augustin Fresnel a pour but d'utiliser dans le système optique des phares de signalisation marine [12], ces types ont été appliqués premièrement pour la concentration solaire par Francia (1968), qui a développé les deux types des réflecteurs de Fresnel à un et à deux axes de poursuite.

Leur concept est simple et facile par rapport aux autres capteurs solaires à concentration de même la famille, sont formés de miroirs plans, ils sont moins chers que les autres types des capteurs solaires à effet de concentration. Ce système met en œuvre des miroirs plans, très légèrement incurvés, disposés en lames parallèles qui s'inclinent par rotation de manière à éclairer un récepteur tubulaire fixe. Avec une performance optique diminuée de 30 ou 40% par rapport aux capteurs solaires cylindro-paraboliques [13].

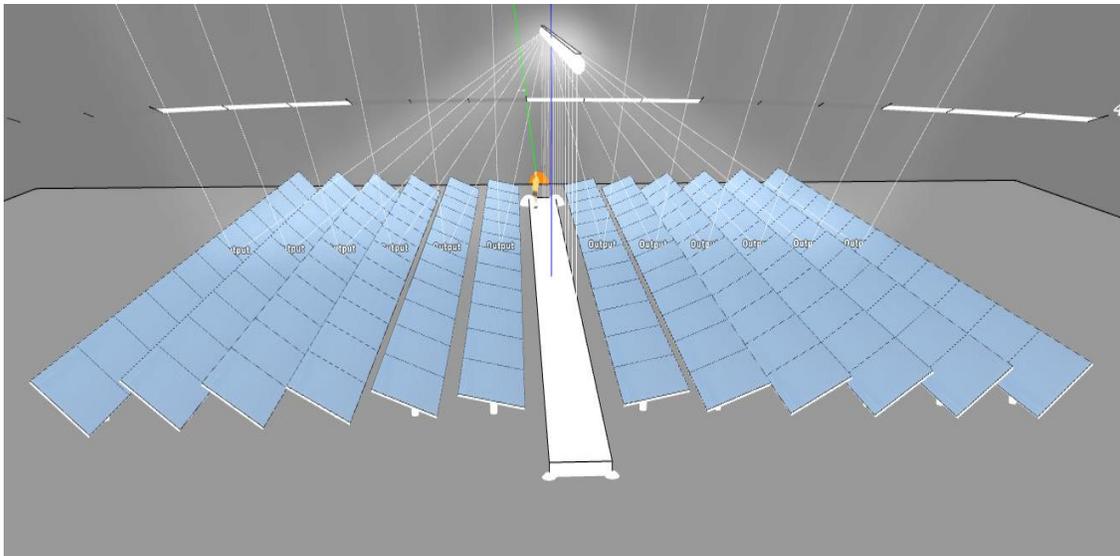


Figure I.10 : Principe de fonctionnement d'un concentrateur solaire de type Fresnel [12].

I.3.5.1 Principe de fonctionnement

Le principe de fonctionnement de ce type de capteur à concentration repose sur un système de miroirs plans Réflecteurs Linéaires Compacts (RLC), dont l'orientation de chacun de ces miroirs

vers un récepteur en suivant la course du soleil pour rediriger et concentrer en permanence les rayonnements solaires directs vers un ou deux tubes absorbeurs fixes ou mobiles (Figure I.10).

L'énergie solaire concentrée sert à chauffer un fluide caloporteur circulant dans un tube horizontal ou la température de travail peut atteindre 500°C [12], ensuite grâce à un cycle de Rankine nous pouvons produire de l'électricité ou l'utiliser directement dans divers procédés tels que le chauffage et le séchage.

Un fluide caloporteur généralement l'eau est chauffée entre 200 et 500°C en circulant dans ce tube horizontal. Cette énergie thermique est transférée à un autre circuit par des échangeurs pour produire de la vapeur, ce dernier sert à fonctionner une turbine qui produit de l'électricité. Un exemple d'une centrale solaire en France dans les Pyrénées orientales étendue sur 15 hectares présenté dans la Figure I.11, les miroirs qui concentreront les rayons du soleil pour produire de la vapeur d'eau et faire ainsi tourner une turbine de 9 [MW].

La centrale pourra stocker 3 heures l'énergie thermo-solaire produite par ses miroirs de Fresnel montés sur les dispositifs de poursuite.

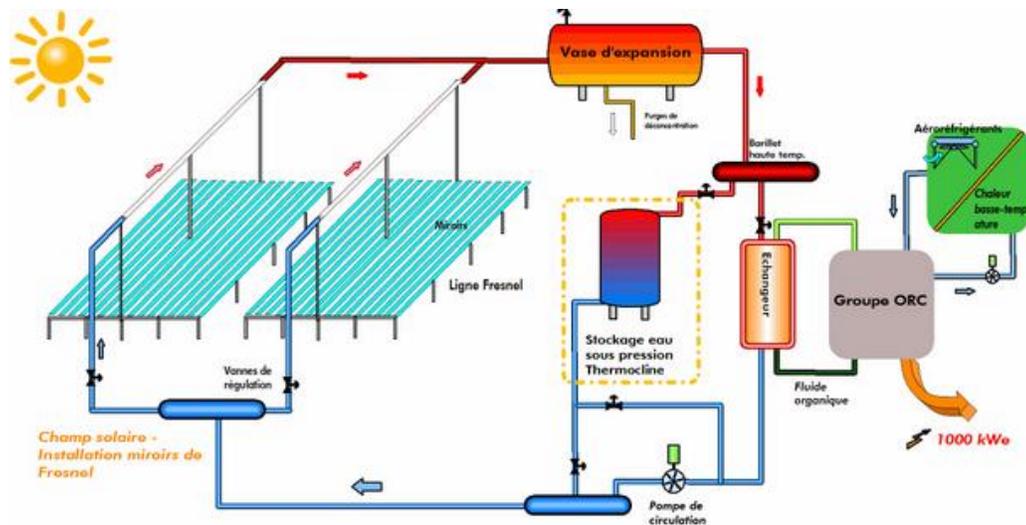


Figure I.11 : Centrale solaire à collecteur linéaire de Fresnel de Llo en France [14].

I.3.5.2 Les principaux avantages

- ✓ Coût inférieur des miroirs par rapport au coût des Concentrateurs Cylindro-Parabolique (CCP).

- ✓ Les contraintes mécaniques imposées par la poussée du vent sont réduites grâce à la disposition plane des miroirs, infrastructure moins importante.

I.3.5.3 Inconvénients

- ✓ Performances optiques inférieures d'environ 30% par rapport aux réflecteurs paraboliques et cylindro-paraboliques [12].

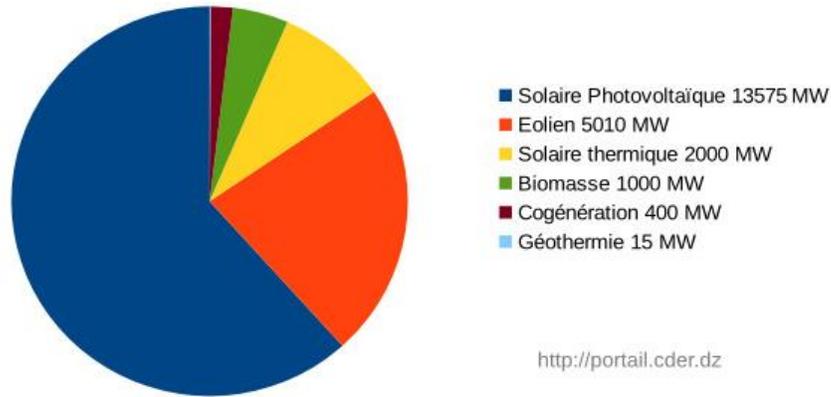
Dans le cadre du développement et des recherches concernant la technologie de Fresnel, il existe quelques centrales et prototypes, parmi eux nous pouvons citer : la plateforme de test, Fresdemo à Almería « Tabernas » en Espagne, qui appartient à « Solar Power Group », un consortium d'entreprises dirigé par MAN Ferrostaal, est actuellement à l'essai et d'évaluation avec l'assistance scientifique et technique de la « Platforma Solar de Almería » (PSA). Cette plateforme a pour but la génération directe de la vapeur à l'intérieur des tubes sous vide. Les tubes alimentés en eau liquide à 100×10^5 [Pa] permet de produire de la vapeur à 450°C avec une puissance de 800 [kW]. thermique et d'un coût économique de 2,6 millions [12].

I.4 Programme nationale de développement des centrales thermodynamiques solaire à concentration

L'Algérie s'engage dans une nouvelle ère énergétique durable. Le programme des énergies renouvelables actualisé consiste à installer une puissance d'origine renouvelable de l'ordre de 22 000 [MW] à l'horizon 2030 pour le marché national (Figure I.12), avec le maintien de l'option de l'exportation comme objectif stratégique, si les conditions du marché le permettent. Donc les autorités se lancent le défi d'atteindre, à l'horizon 2030, une part de renouvelable de près de 27% dans le bilan national de production d'électricité [15].

Objectifs du programme algérien des Energies Renouvelables

22 GW à l'horizon 2030



<http://portail.cder.dz>

Figure I.12 : Le programme Algérien des énergies renouvelables à l'horizon 2030 [3].

Le potentiel national en énergies renouvelables étant fortement dominé par le solaire, l'Algérie considère cette énergie comme une opportunité et un levier de développement économique et social, notamment à travers l'implantation d'industries créatrices de richesse et d'emplois.

La stratégie de l'Algérie en la matière vise à développer une véritable industrie des énergies renouvelables associée à un programme de formation et de capitalisation des connaissances, qui permettra à terme, d'employer le génie local algérien, notamment en matière d'engineering et de management de projets. Le programme des énergies renouvelables, pour les besoins d'électricité du marché national, permettra la création de plusieurs milliers d'emplois directs et indirects voir Tableau I.1.

| <i>N</i> | <i>Projets</i> | <i>Capacité [MW]</i> | <i>technologie</i> | <i>situation</i> |
|----------|------------------------------|----------------------|----------------------|-------------------|
| 01 | Naama | 70 | Cylindro parabolique | annoncé |
| 02 | El-Meghaier | 70 | Cylindro parabolique | annoncé |
| 03 | Hassi R'mel II | 70 | Cylindro parabolique | annoncé |
| 04 | DLR Algérie projet Bouguzoul | 07 | Tour solaire | en développement. |
| 05 | El-oued | 150 | Tour solaire | annoncé |
| 06 | Beni Abbas | 150 | Tour solaire | annoncé |

Tableau I.1 : Les futurs projets des centrales solaire à concentration en Algérie [3].

Deux projets pilotes de centrales thermiques à concentration avec stockage d'une puissance totale d'environ 150 [MW] chacune sera lancés entre 2011-2013. Ces projets s'ajouteront à la centrale hybride de Hassi R'mel (réalisée en 2011) d'une puissance de 150 [MW], dont 25 [MW] en solaire. Entre la période 2016-2020, quatre centrales solaires thermiques avec stockage d'une puissance totale d'environ 1200 [MW] devraient être mises en service. Le programme de la phase 2021-2030 prévoit l'installation de 500 [MW] par an jusqu'à 2023, puis 600 [MW] par an jusqu'à 2030 [3, 15, 16].

I.5 Etat de l'art et recherche scientifique

I.5.1 Etat de l'art du concentrateur Fresnel

En raison de la demande croissante de consommation d'énergie et du manque de culture sur le contrôle de l'énergie, l'Etat algérien a mis en place une série de mesures préventives pour contrôler sa facture d'importation en première main. D'autre part, pour réduire la fuite sur les stocks de gaz et de pétrole. Ce dernier, qui a connu une forte fluctuation sur le marché mondial ces dernières années. Pour ces raisons, l'État augmente le prix de l'électricité et du gaz de 50% [17]. En outre, tous les coûts des produits dérivés du pétrole ont été relevés. De plus, le désir grandissant des gens de se reconforter, fait que le ministère de l'énergie lance rapidement des campagnes de sensibilisation pour éduquer les citoyens à guider leur consommation énergétique, en utilisant l'équipement électrique économique et en changeant les lampes incandescentes et les climatiseurs bon marché [18]. Cette situation a précipité la tendance inévitable à l'utilisation de l'énergie solaire comme alternatives encourageante notamment avec la disponibilité d'environ 1700 [kWh/m²/an] au nord et 2263 [kWh/m²/an] dans le sud du pays [15]. Par conséquent, le ministère de l'énergie a développé un programme visant à faire en sorte que l'énergie solaire atteigne plus de 27% de la production nationale d'électricité d'ici 2030 [16]. Le Tableau I.2 montre le potentiel solaire dans les différentes zones de l'Algérie.

| <i>Régions</i> | <i>Région côtière</i> | <i>Hauts plateaux</i> | <i>Sahara</i> |
|--|-----------------------|-----------------------|---------------|
| Superficie (%) | 4 | 10 | 86 |
| Durée moyenne d'ensoleillement (heures/an) | 2650 | 3000 | 3500 |
| Energie moyenne reçue (kWh/m ² .an) | 1700 | 1900 | 2650 |

Tableau I.2 : Potentiel solaire en Algérie [19].

Dans ce même contexte, quel que soit l'application du chauffage solaire, du refroidissement solaire et de la production de vapeur, le domaine de l'énergie solaire thermique a connu de nombreuses recherches qui ont donné des résultats encourageants pour améliorer la performance de l'énergie solaire [20]. Le *Linear Fresnel Reflector* (LFR) » occupe une place particulière parmi ses pairs de l'énergie solaire concentrateur à focale linéaire *Central Solar Power* (CSP), car il se caractérise par son coût le plus bas et la simplicité de conception.

Plusieurs études ont été menées dans ce domaine pour simuler et optimiser le transfert de chaleur, la perte de chaleur entre le fluide caloporteur et l'absorbeur, dans certains cas il a été réalisé en tuyauterie, conduit rectangulaire ou trapézoïdal, ainsi que l'effet d'ombrage sur miroirs et l'efficacité thermique [21-29].

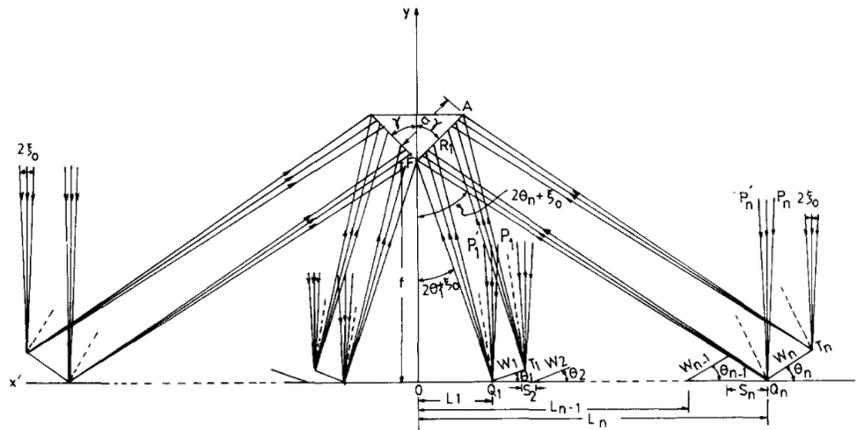


Figure I.13 : LFR utilisant des éléments de miroir de différentes largeurs [30].

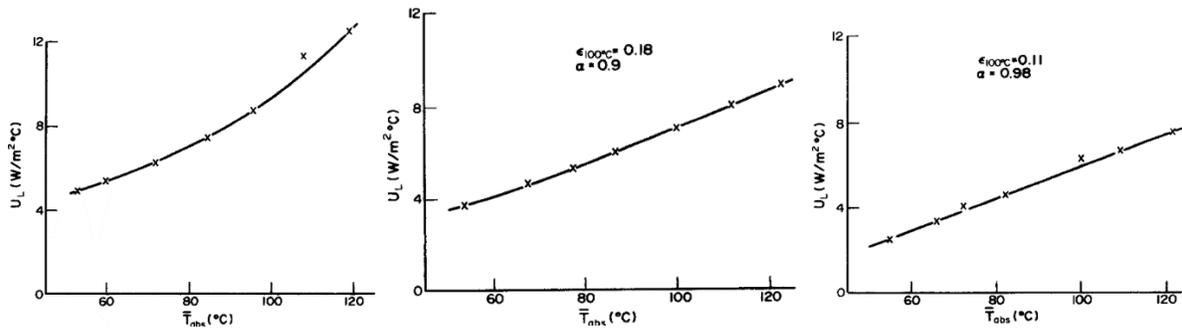


Figure I.14 : Variation du coefficient de perte thermique globale (U_L) avec la température moyenne de l'absorbeur ; 1. Avec absorbeur tubulaire enduit de peinture noire ordinaire 2. Avec absorbeur tubulaire revêtu par sélectif cobalt d'oxyde. 3. Avec absorbeur tubulaire plaqué revêtu par sélectif MAXORB foil [31].

Parmi les études théoriques basée sur la conception optique et les caractéristiques de performance, on trouve l'étude présentée par S.S. Mathur et al. [32] ont concentré sur l'emploi de la même largeur d'éléments de miroir avec trois configurations d'absorbeurs différents lorsque l'angle d'altitudes solaires était maximum. Autre étude présentée par R.P. Goswami et al. [30], ils donnent deux approches différentes avec fixe et variation de la largeur des miroirs pour la conception de LFR avec une configuration d'absorbeur triangulaire (voir Figure I.13). Avec la même méthode basée sur la largeur des miroirs. B.S. Negi et al. [33] ont effectué une analyse détaillée des performances, y compris l'effet de divers paramètres de conception comme la largeur de l'absorbeur et des miroirs. Les résultats ont montré que la première approche de conception obtenue à partir d'un pré-spécifié de l'absorbeur vertical donne un meilleur résultat, mais la conception semble être gênante et nécessite des éléments de miroir de largeur variable et trop petits pour être fabriqués.

B.S. Negi et al. [31] ont réalisé une étude expérimentale des performances optiques et thermiques; ils ont utilisé trois absorbeurs tubulaires identiques en cuivre avec un revêtement absorbant différent. Les résultats ont montré un avantage significatif dans le rendement optique moyen avec le revêtement « MAXORB » de 0,57% comparé à 0,46 et 0,36% avec l'oxyde de cobalt et la peinture noire ordinaire respectivement. La Figure I.14 présente les températures de l'absorbeur moyennes pour les trois absorbeurs tubulaires. Comme on pouvait s'y attendre, la valeur du coefficient de perte de chaleur globale augmente dans chaque cas avec la température de l'absorbeur. L'utilisation de revêtements sélectifs à la surface d'absorbeurs tubulaires entraîne toutefois une diminution considérable du coefficient de perte de chaleur global. Par exemple, la valeur du coefficient de déperdition thermique global de l'absorbeur peint en noir ordinaire à 100°C est d'environ 9,1 [W/m²°C], alors qu'il est de l'ordre de 6,0 à 7,2 [W/m²°C] en présence d'un revêtement sélectif. D. Feuermann et J.M. Gordon [34] ont présenté une étude de simulation et d'analyse expérimentale d'un système nominalelement installé de 220 [kW] de LFR à deux étages; ils ont constaté que le système fournit une énergie annuelle inférieure d'un quart par rapport au collecteur cylindro-parabolique. Mills et Morrison [35] ont présenté une étude d'évaluation d'un concept LFR compact adapté pour le champ solaire à grande échelle à l'aide de deux récepteurs, un sur chaque côté du réflecteur (Figure I.15), et ils ont proposé une nouvelle configuration de tube absorbeur.

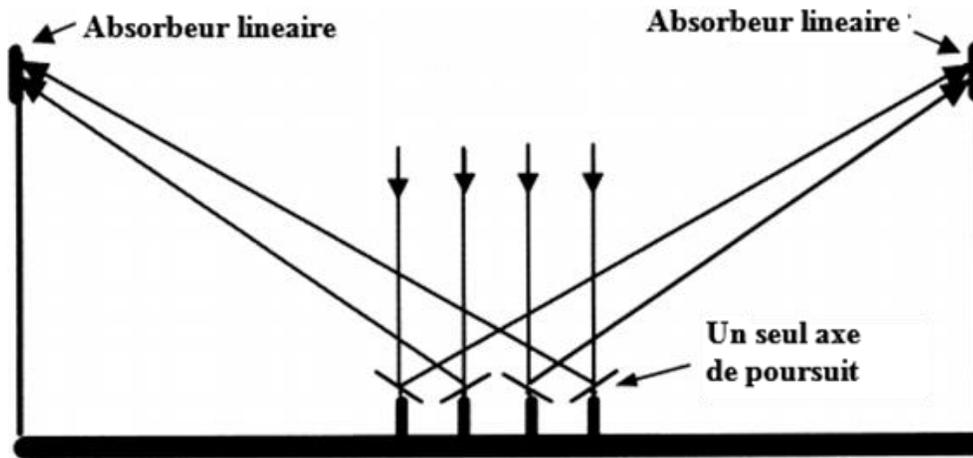


Figure I.15 : Distribution des miroirs entre deux tubes d'absorbeurs [35].

Ainsi, A. Barbónet et al. [36-38] ont réalisé des études théoriques et mathématiques pour trouver la conception optimale d'un LFR à petite échelle. Ils ont analysé 12 configurations différentes en tenant compte de la vue frontale et latérale. Tous les aspects des paramètres de conception, dont le nombre, la largeur et la position des miroirs primaires, la longueur et l'emplacement de l'absorbeur ont été analysés. Sans aborder les aspects thermiques et économiques, ils présentent une nouvelle modélisation mathématique de la largeur du champ miroir. Montes et al. [39, 40] ont proposé et développé un modèle thermique sur deux dimensions de LFR. Le modèle permet de simuler les performances du récepteur avec différents fluides de travail. Ils ont simulé également le transfert de chaleur par convection et par rayonnement dans la cavité du récepteur, la comparaison de ce modèle avec les résultats de M. Mertins [41] donne un très bon accord voir Figure I.16.

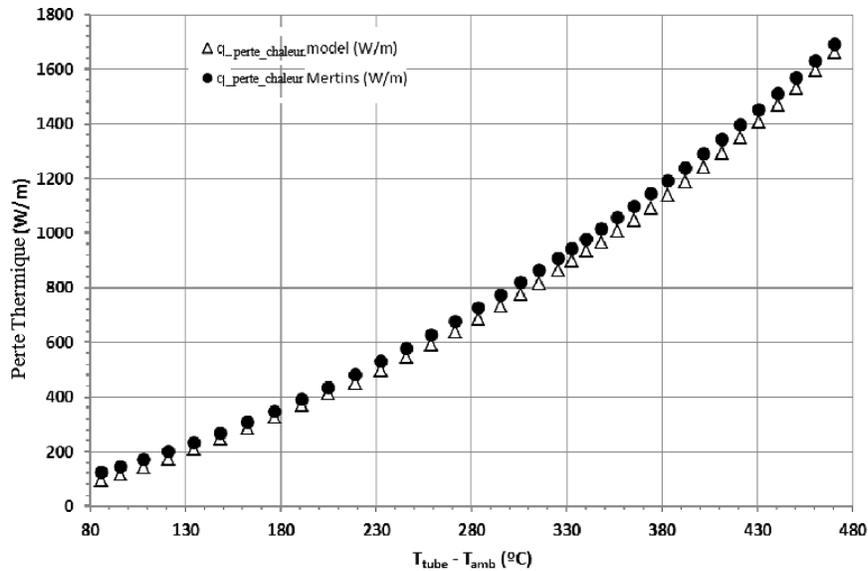


Figure I.16 : Comparatif entre les pertes thermiques calculées par modèle thermique avec l'équation développée par Mertins [40].

Xu et al. [42] ont évalué la performance d'un cycle organique supercritique de Rankine pour génération de vapeur directe couplé avec LFR. Ils ont présenté une étude de modélisation du fluide de travail à température moyenne-élevée entre (150°C-350°C). Les résultats ont montré que l'efficacité globale est d'environ 19,65%. Considérant que, le meilleur fluide de travail était le cyclohexane pour le cycle de Rankine organique supercritique. Le concept de base du système proposé par Xu et al. [42] est illustré par la Figure I.17. Le système comprend un champ des collecteurs (LFR), une turbine, un condenseur, un échangeur de chaleur interne (IHE) et une pompe pour recyclage de fluide de travail.

Wang et al. [43] ont effectué une simulation et une analyse théorique où une étude de la performance de concentration a été menée. Les résultats ont montré une bonne efficacité optique du bande-focus de la lentille de Fresnel par rapport à la lentille linéaire.

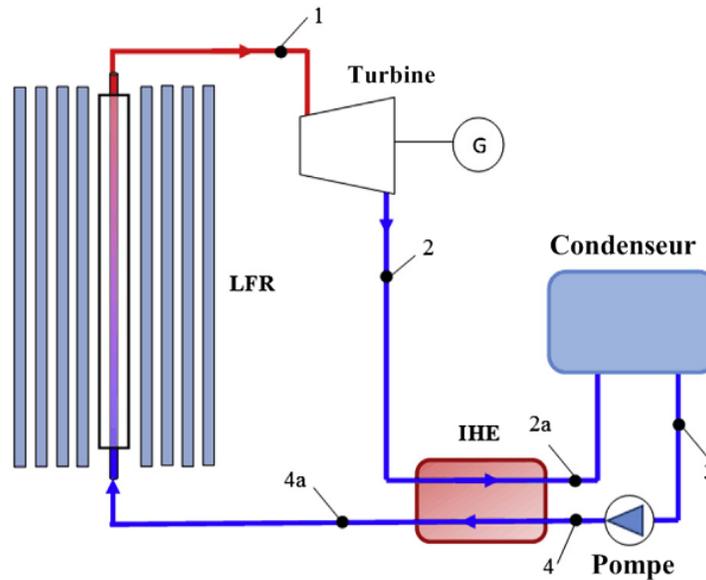


Figure I.17 : Schéma du système de principe du système SORC DVG piloté par concentrateur LFR [42].

La Figure I.18 montre la variation du rendement SORC η_{ORC} avec la température d'entrée de la turbine T_{in} . Parce que la température de sortie de LFR T_o et la température d'entrée de la turbine T_{in} sont essentiellement les mêmes dans le système DVG, l'augmentation de T_{in} signifie l'augmentation de la différence entre la température d'évaporation et la température de condensation. Par conséquent, selon la deuxième loi de la thermodynamique, une augmentation de T_{in} entraîne une augmentation de la chute d'enthalpie dans la turbine et une augmentation de l'efficacité du cycle Organique de Rankine. Les résultats indiquent que le cyclohexane offre la plus grande efficacité [42].

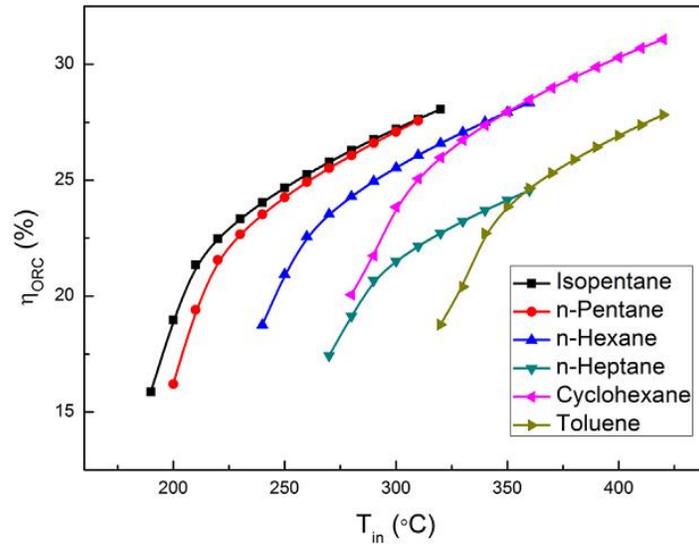


Figure I.18 : Variation de l'efficacité de l'ORC avec la température d'entrée de la turbine [42].

Pino et al. [44] ont effectué une validation expérimentale d'un modèle thermique et de conception pour simuler les performances optiques et thermiques d'un système LFR pour le processus de refroidissement. La différence entre la modélisation et la valeur réelle de la chaleur absorbée par l'eau a été trouvée inférieure à 7%. Cependant, l'erreur entre la mesure et le calcul des résultats était inférieure à 1% lorsque la température de sortie est prise en compte. Les résultats du modèle thermique sont présentés sur le Tableau I.3 à différentes heures du même jour. Pour chaque temps est présenté: débit massique d'eau, pression d'eau dans le tuyau, température ambiante, pourcentage des miroirs focalisés, rayonnement incident dans le tuyau de réception (calculé à l'aide d'un modèle optique), température d'entrée d'eau, chaleur absorbée par l'eau (calculée à l'aide d'un modèle et mesurée) et la température de sortie d'eau (calculée à l'aide d'un modèle thermique et mesurée).

R. Abbas et J.M. Martínez-Val [45, 46] ont présenté une étude analytique et une caractérisation optique complète utilisant différentes largeurs et décalages des miroirs pour obtenir une conception cohérente et une efficacité significative au coût le plus bas possible [47]. Après une année de tests, ils ont obtenu une augmentation de l'efficacité de la concentration de rayonnement solaire par rapport à d'autres modèles par augmentation de la surface de concentration sur le récepteur et minimisation de l'effet d'ombrage entre les miroirs Figure I.19. D'autres études réalisées pour analyser le processus de concentration par l'utilisation de différentes formes des miroirs et différentes positions [48, 49].

| <i>Temps local</i> | <i>Temps Solaire</i> | <i>Flux (m³h⁻¹)</i> | <i>Press. (bar)</i> | <i>Temp. Ext. (C)</i> | <i>% Miroir En focal</i> | <i>Ray. (kW)</i> | <i>Temp. Entrée (C)</i> | <i>Temp. Sortie Calcu.(C)</i> | <i>Temp. Sortie mesuré.(C)</i> | <i>Q_{abs} Calcu. (C)</i> | <i>Q_{abs} mesuré (kW)</i> |
|--------------------|----------------------|---|---------------------|-----------------------|--------------------------|------------------|-------------------------|-------------------------------|--------------------------------|-----------------------------------|------------------------------------|
| 13 :00 | 10 :39 | 10,1 | 11,1 | 27,5 | 100,0 | 149,9 | 137,2 | 147,0 | 145,9 | 108 | 102 |
| 13 :30 | 10 :09 | 10,5 | 11,3 | 28,8 | 100,0 | 152,3 | 142,3 | 151,8 | 151,2 | 110 | 109 |
| 14 :00 | 11 :39 | 12,2 | 11,8 | 29,0 | 96,7 | 148,9 | 158,5 | 166,2 | 165,2 | 106 | 96 |
| 14 :30 | 12 :09 | 12,2 | 11,8 | 29,5 | 83,6 | 127,8 | 158,9 | 165,8 | 166,0 | 93 | 100 |
| 15 :00 | 12 :39 | 12,8 | 12,0 | 30,1 | 57,1 | 88,5 | 169,4 | 173,9 | 173,8 | 63 | 65 |
| 15 :30 | 13 :09 | 12,2 | 11,8 | 31,0 | 68,6 | 105,4 | 162,8 | 168,5 | 169,4 | 77 | 93 |

Tableau I.3 : Calcul de la température de sortie le 27 mai 2009 [44].

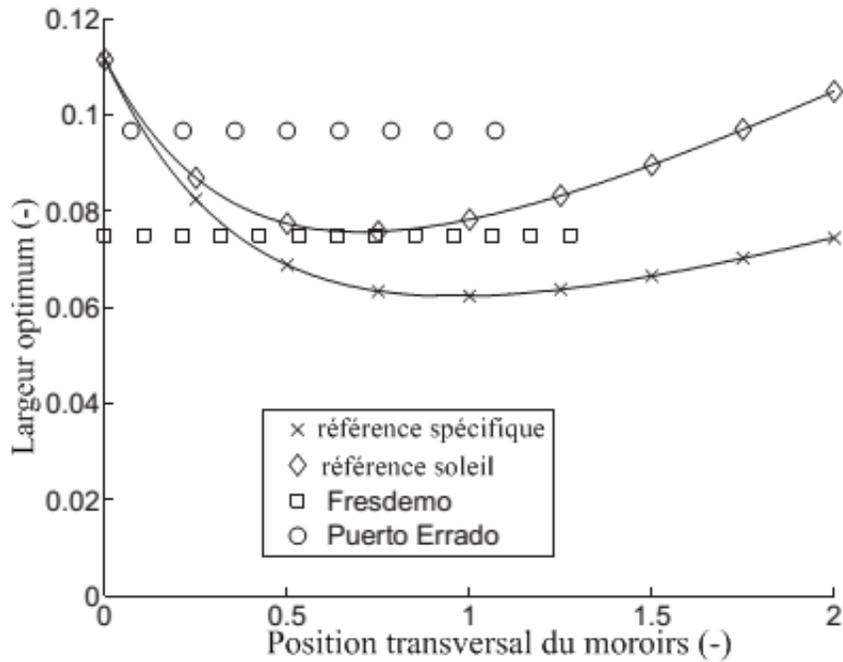


Figure I.19 : Optimum largeur de miroir en dépend de la distance horizontale par rapport le récepteur pour spécifique et zénithal soleil référence [45].

I. B. Askari et M. Ameri [50] ont étudié la possibilité de produire l'énergie thermique requise pour un Cycle de Rankine par un champ solaire du réflecteur linéaire de Fresnel. Une analyse économique a été également réalisée pour déterminer les coûts de la consommation en eau et d'électricité produite par le système. Dans une autre étudié, I. B. Askari et al. [51] ont intégré une unité de dessalement multi-effets avec un cycle de Rankine alimenté par le champ du réflecteur linéaire de Fresnel. Une analyse exergo-économique a été réalisée pour estimer les coûts unitaires de l'eau produite. Ils ont constaté qu'à des prix du combustible de 0,23 \$/m³, les

coûts de production d'eau par des centrales à double usage seraient égaux à ceux des centrales à source d'énergie solaire.

L.S. Panna et al. [52] ont mené une étude théorique et expérimentale en utilisant un absorbeur de cavité trapézoïdale comme absorbeur d'un concentrateur LFR, avec deux types d'absorbeur à tubes cylindrique et rectangulaires Figure I.20. Via des résultats expérimentaux à différents taux de concentration, ils ont trouvé que le rendement thermique du tube rond est plus élevé, près de 8% par rapport à l'absorbeur du tube rectangulaire.

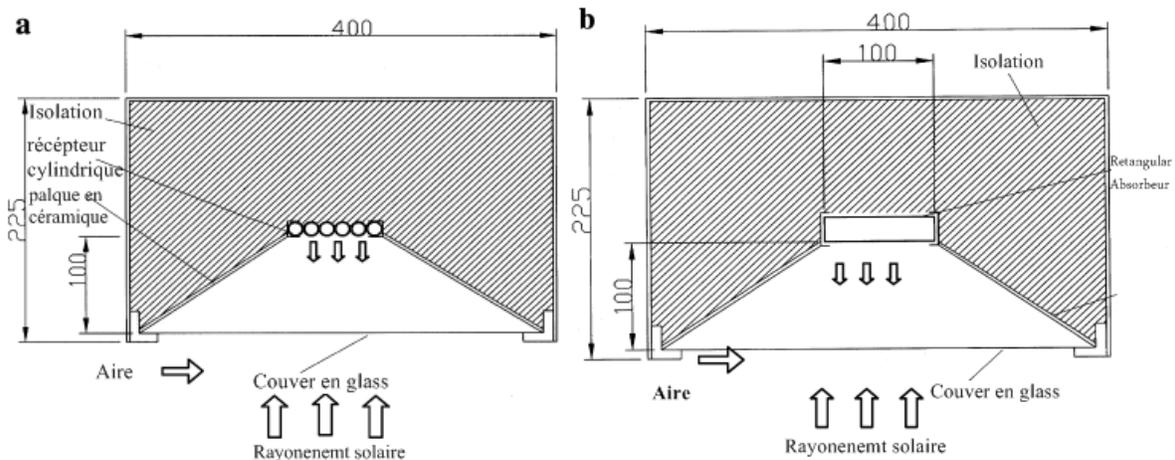


Figure I.20 : LFR avec absorbeur de cavité trapézoïdale ; a) tubes cylindrique, b) rectangulaires absorbeur [52].

De plus, N, Velázquez et al. [53] ont essayé de comprendre l'effet des paramètres de conception sur les performances thermiques d'un système de réfrigération. Grâce à une simulation numérique d'un concentrateur solaire LFR utilisé comme un générateur de vapeur d'eau, et couplé avec un cycle de réfrigération par absorption du mélange Ammoniaque-Eau. Ils ont développé un modèle théorique, validé ensuite par des résultats expérimentaux et des résultats qui ont montrés que l'utilisation de LFR comme générateur de vapeur pour le cycle d'absorption donne un rendement global de 17,9% plus élevé comparé avec un cycle couplé à un concentrateur cylindro-parabolique. R, Pujol-Nadal et V, Martinez-moll [54, 55] par les outils de (*Ray Tracing 3D*), ils ont construit un collecteur LFR avec des miroirs fixes et un absorbeur trapézoïdal mobile. Ce collecteur était destiné à des applications à température moyenne avec

une intégration facile sur les toits des bâtiments, il s'agissait des résultats des modèles numériques confirmés avec une étude expérimentale.

Une étude détaillée est menée par M. Cagnoli et al. [56] pour évaluer les pertes thermique d'un récepteur d'une installation pilote réelle de 1 [MWe] à base de collecteurs Fresnel et refroidie avec une huile thermique. Le récepteur est composé d'un tube absorbeur et d'un concentrateur parabolique composé (CPC). Afin de déterminer les performances du récepteur dans différentes directions du vent, une étude numérique de deux configurations de récepteur a été présentée : un absorbeur simplement encapsulé et un tube sous-vide.

I.6 Etat de l'art sur la modélisation des concentrateurs solaires Fresnel

Le principe de conception des concentrateurs linéaires de type Fresnel est basé sur l'analyse mathématique des paramètres optiques et des performances thermiques. Plusieurs chercheurs ont développé des modèles mathématiques pour estimer convenablement les paramètres de conception et les performances thermiques. On cite à titre d'exemple, le travail réalisé par Mathur S.S et al [32, 57], qui ont développé le premier modèle mathématique basé sur la conception optique et la caractérisation de la concentration des concentrateurs Fresnel pour déterminer l'énergie solaire focaliser, le taux de concentration, ainsi que toutes les détails de conception. A. Barbón et al. [37, 38, 58] ont analysé et optimisé un prototype d'un concentrateur Fresnel adopté pour les toits des bâtiments. D'autre part, H. Beltagy et al. [59] ont réalisé une étude expérimentale pour valider un modèle théorique basé sur un prototype avec effet de concertation Fresnel. Le modèle théorique utilisé permet de déterminer divers paramètres essentiels de la conception de l'installation et faire une comparaison avec les données mesurées. Ils ont montré que la production d'énergie thermique et l'efficacité journalière peuvent êtres prédites par rapport aux données mesurées.

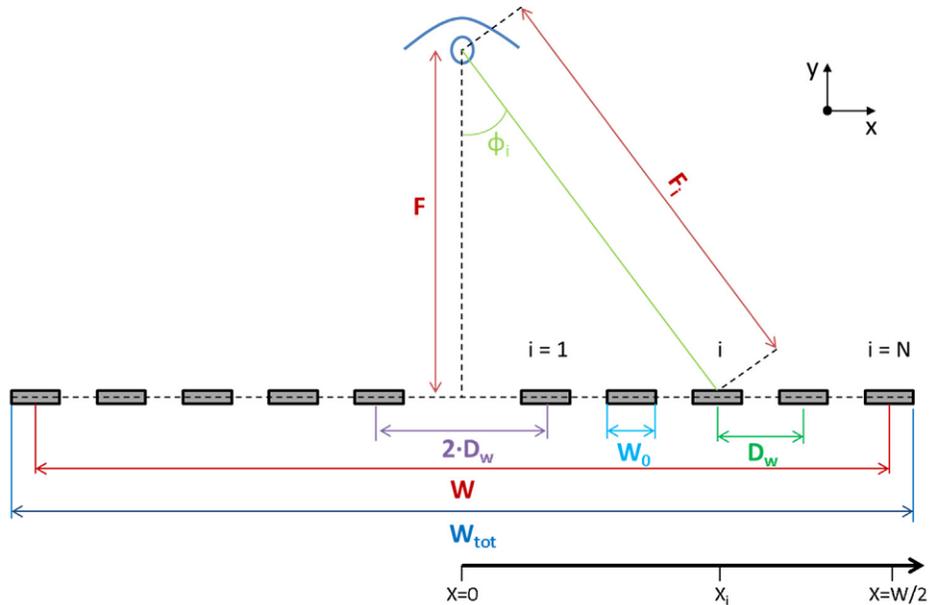


Figure I.21 : Réflecteur de Fresnel linéaire examiné par E. Bellos et C. Tzivanidis [60].

E. Bellos et al [61] ont réalisé une analyse optique et thermique d'un collecteur linéaire de Fresnel avec miroirs primaires plats et un réflecteur secondaire de forme parabolique. L'analyse optique est réalisée avec Solid Works Flow Simulation. Les résultats ont montré que les performances exergetiques du collecteur sont améliorées de 30,20% à une température de 700 [K] avec le sodium liquide et de 30,05% avec du sel fondu. Le sodium liquide s'est montré le meilleur fluide caloporteur en fonction des critères de performances, suivi du sel fondu et les huiles thermiques. Le coefficient de transfert de chaleur élevé est la raison de la performance supérieure du sodium liquide. Durant une deuxième étude, E. Bellos et C. Tzivanidis [60] ont développé des expressions analytiques pour l'angle d'incidence modifié d'un réflecteur de Fresnel linéaire pour les directions longitudinale et transversale Figure I.21.

L'objectif est de créer une relation simple et précise pour toutes les gammes d'angles solaires possibles. Les équations développées sont basées sur des hypothèses raisonnables et sur l'analyse géométrique d'un collecteur simple à miroirs primaires plats. Les équations développées sont confrontées avec les données de la littérature provenant d'autres études et de collecteurs commerciaux. Ils ont constaté que les équations développées conduisent à des résultats précis avec des déviations moyennes pouvant atteindre 5%. Les expressions analytiques développées peuvent être utilisées pour le calcul rapide des performances optiques d'un réflecteur Fresnel linéaire, ainsi que pour l'optimisation de la géométrie du collecteur.

P. Boito et R. Gren [62] ont présenté des méthodes et des résultats concernant l'optimisation optique d'un collecteur linéaire de Fresnel, dont Les variables prises en compte dans l'optimisation sont les positions, les largeurs et la distance focale des miroirs. Ces derniers peuvent ne pas être espacés uniformément. La fonction cible à optimiser est le coût de l'installation par rapport au rayonnement solaire collecté en un an. Le calcul du rayonnement collecté et de sa moyenne sur l'année, ainsi que l'optimisation de la fonction coût/rayonnement sont effectués via des méthodes mathématiques appropriées et le choix d'une fonction de coût plausible. Quatre niveaux d'optimisation différents sont présentés ; a) miroirs identiques uniformément espacés, b) miroirs identiques espacés de manière non uniforme, c) miroirs de même largeur avec un espacement uniforme et d) des distances focales variables. Finalement, une optimisation complète. Les résultats montrent que l'application de stratégies d'optimisation appropriées peut générer un gain estimé d'environ 12% par rapport à la configuration initiale, tous les miroirs étant identiques et adjacents, et qu'une optimisation complète entraîne un gain de 4,5% par rapport à une optimisation simple et uniforme. Ce gain est dû en grande partie à la possibilité de réguler des distances focales. L'optimisation des distances focales conduit à un gain de 2,8% par rapport au cas uniforme, tandis que seule une amélioration mineure (inférieure à 0,4%) est obtenue avec des miroirs identiques espacés de manière non uniforme.

J. Zhu et Z. Chen [63] ont présentés deux configurations d'un réflecteur compact linéaires Fresnel (CLFR) utilisant plusieurs récepteurs voir Figure I.22. Des modèles géométriques du système CLFR avec miroirs et récepteurs plats sont développés sur la base de l'orientation polaire. Une étude comparative des caractéristiques de concentration entre les systèmes LFR, CLFR-complet et CLFR-hybride est menée sur la base des résultats numériques (*Ray tracing*) simulation et de résultats expérimentaux. Ils ont trouvé que pour un système hybride CLFR à petite échelle avec une largeur de champ solaire de 2100 [mm] et une distance focale de 1500 [mm], le taux de concentration géométrique est de 15,14. Les résultats démontrent la faisabilité du système hybride CLFR avec miroirs plats et orientation polaire, qui permet de faire progresser la technologie de l'énergie solaire à concentration. Il convient de noter que la disposition des miroirs et la distance focale doivent être optimisées pour le système CLFR-hybride en tenant compte des caractéristiques géométriques et des performances optiques associées.

Y. Zhu et al. [28] ont montré que le système *Compact Linear Fresnel Reflector* (CLFR) utilisant plusieurs récepteurs est prometteur avec de meilleures performances optiques et un meilleur rapport coût-efficacité par rapport au système de réflecteur linéaire de Fresnel (LFR), en particulier pour les applications avec des disponibilités au sol limitées. Néanmoins, peu d'études ont été menées pour évaluer la conception optique et les performances du système CLFR.

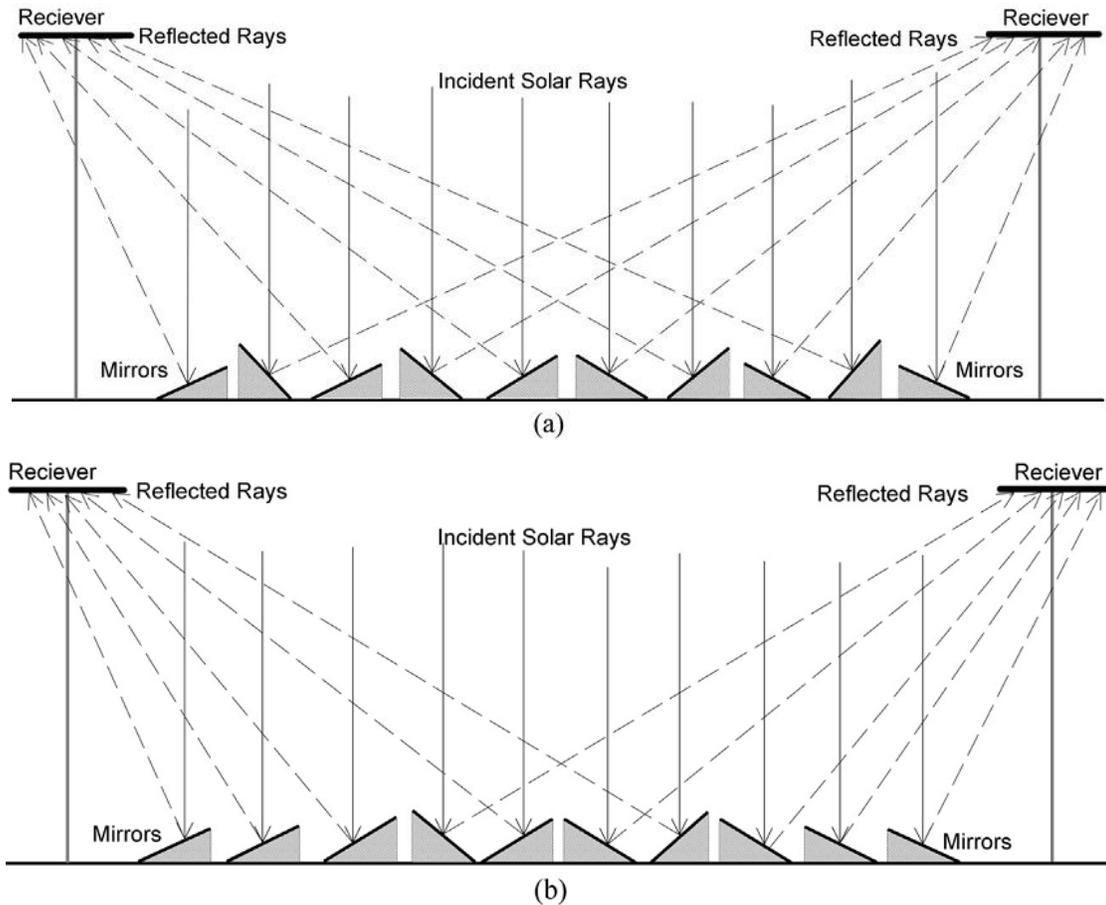


Figure I.22 : Schémas des configurations du CLFR étudié par J. Zhu et Z. Chen ; a) complet, b) hybride [97].

L'optimisation du profil du réflecteur secondaire est une tâche extrêmement difficile, car il n'existe aucune théorie établie pour assurer une performance supérieure des profils dérivés. Pour cela, G. Zhu [25] a présenté une nouvelle méthode adaptative pour optimiser le réflecteur secondaire d'un collecteur linéaires de Fresnel. La méthode d'optimisation innovante est

proposée pour optimiser avec précision les impacts des aspects géométriques et optiques. En tant que test, la méthode est appliquée à une conception du collecteur industrielle de Fresnel et les résultats montrent que le réflecteur secondaire optimal dérivé est capable de rediriger plus de 90% de la puissance vers l'absorbeur dans une large plage d'angles d'incidence. Cette méthode peut être étendue à d'autres types de capteurs solaires. Elle constituera un outil précieux pour la conception de capteurs solaires à réflecteurs secondaires.

I.6.1 Etat de l'art du séchoir solaire plan avec rugosité artificielle

L'utilisation des rugosités artificielles a pour but d'augmenter les performances thermiques des capteurs solaires plans ou bien les séchoirs solaires à air SAH (*Solar Air Heater*) qui sont largement utilisés dans le domaine de chauffage et séchage solaire, de nombreux chercheurs ont étudié les collecteurs plans et le rôle des rugosités artificielles sur les performances thermiques [64-73].

H. Esen [74] a présenté une étude énergétique et exergétique détaillée de quatre types d'absorbeurs avec double passe d'air pour différents débits massiques d'air voir Figure I.23.

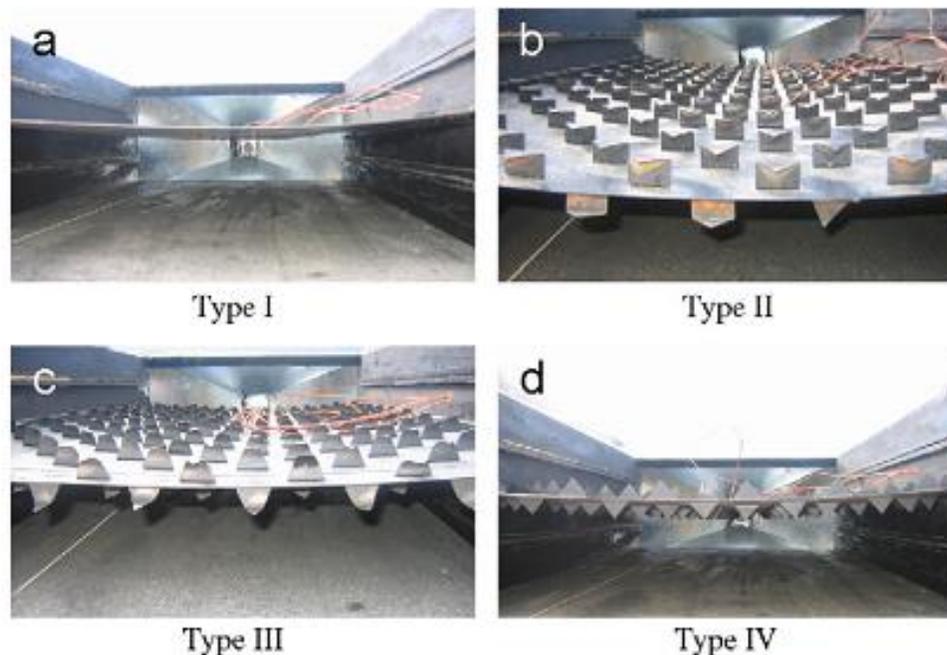


Figure I.23 : Les quatre types d'absorbeurs utilisés par H. Esen [74].

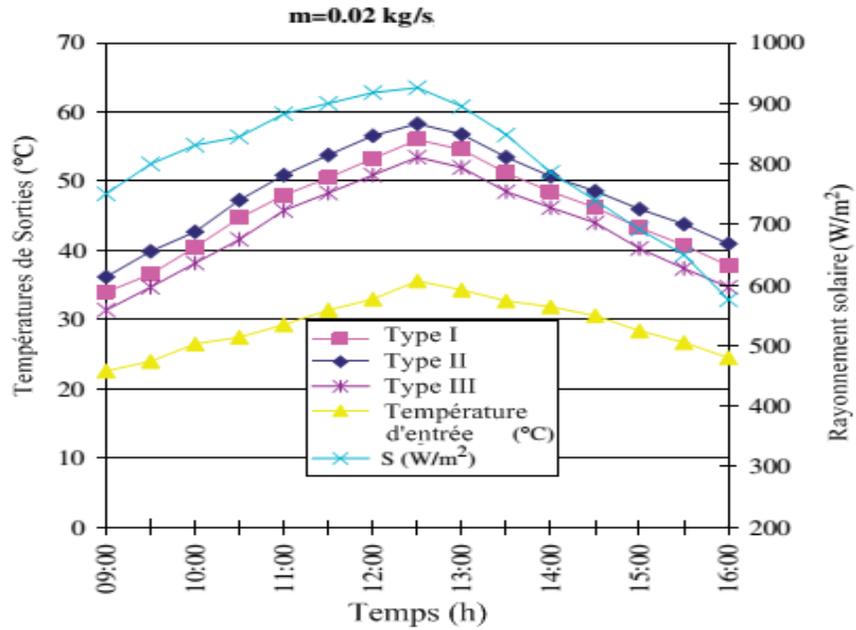


Figure I.24 : Evolutions des températures de sorties pour les trois types d'absorbants testés [74].

Les résultats ont montrés que les températures les plus élevés sont enregistrés avec l'absorbant avec rugosités artificielles type II, comme il est montré sur la courbe d'évolution des températures de sorties d'air Figure I.24 pour un débit massique de 0,02 [kg/s] pour les quatre types des rugosités artificielles étudiées.

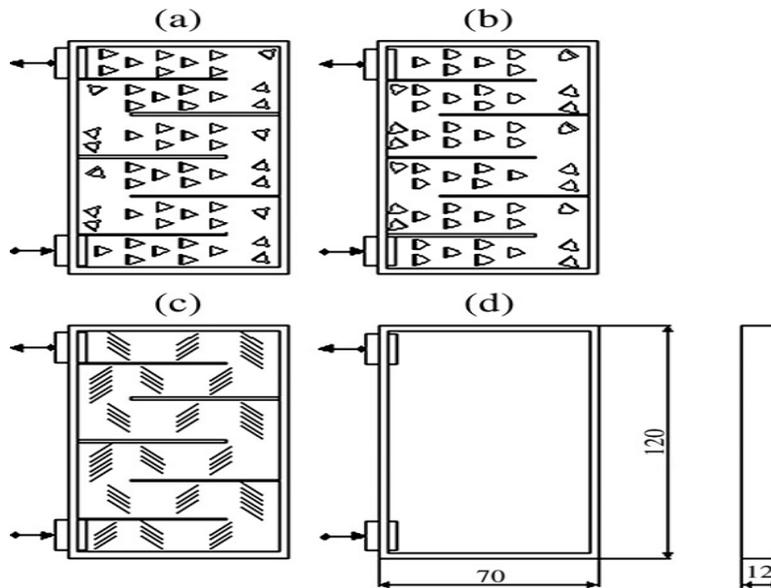


Figure I.25 : Vues schématiques des plaques absorbantes: a) avec type I triangulaire, b) avec de type II feuille, c) avec type III rectangulaire, d) sans rugosités [64].

E. K. Akpınar and F. Koçyiğit [64] ont étudié les performances d'un nouveau type d'absorbeur à plusieurs rugosités artificielles (Type I, Type II et Type III) placées dans un SAH, les résultats expérimentaux sont comparés avec un absorbeur sans rugosités artificielles (Type IV). Les efficacités, les facteurs de gain de chaleur et les coefficients des pertes thermiques sont déterminés pour les 04 capteurs, des comparaisons ont été effectuées entre eux, ainsi que des corrélations obtenues par régression linéaire sont présentées. La valeur optimale d'efficacité a été déterminée pour l'absorbeur muni des rugosités artificielles type II, voir Figure I.25. Karoua et al. [75-77] ont mené une étude théorique et expérimentale sur deux types d'absorbeurs munis par des rugosités artificielles différentes et un absorbeur sans rugosités. Ils ont trouvé que les absorbeurs munis par des rugosités ont un rendement 12% plus élevé que celui sans rugosités. Le dispositif est destiné pour des applications du chauffage ou pour le séchage des produits agricoles. Ozgen et al. [78] ont utilisé des canettes en aluminium comme rugosités artificielles dans un SAH à double passage. Ils ont expérimenté trois types de collecteurs différents: (i) type I : bidons disposés en quinconce sur la plaque absorbante, (ii) type II: bidons disposés en ligne sur la plaque absorbante et (iii) type III: plaque absorbante comme indiqué sur la Figure I.26. Les expériences ont été effectuées en utilisant des débits massiques compris entre 0,03 [kg/s] et 0,05 [kg/s]. Les bidons garantissent une bonne circulation d'air et une bonne turbulence des deux côtés des absorbeurs. L'efficacité optimale a été trouvée dans le cas de type I à un débit massique de 0,05 [kg/s].

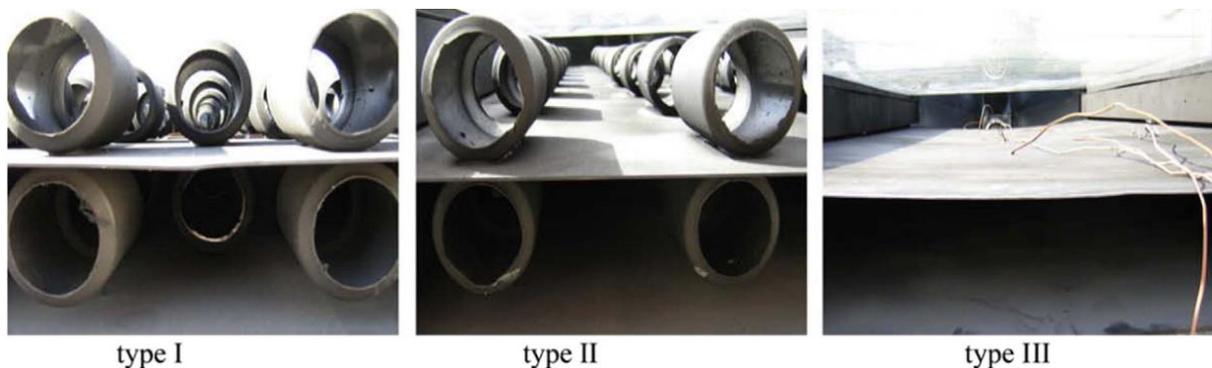


Figure I.26 : Les cylindres en aluminium fixées à la plaque d'absorbeur [78].

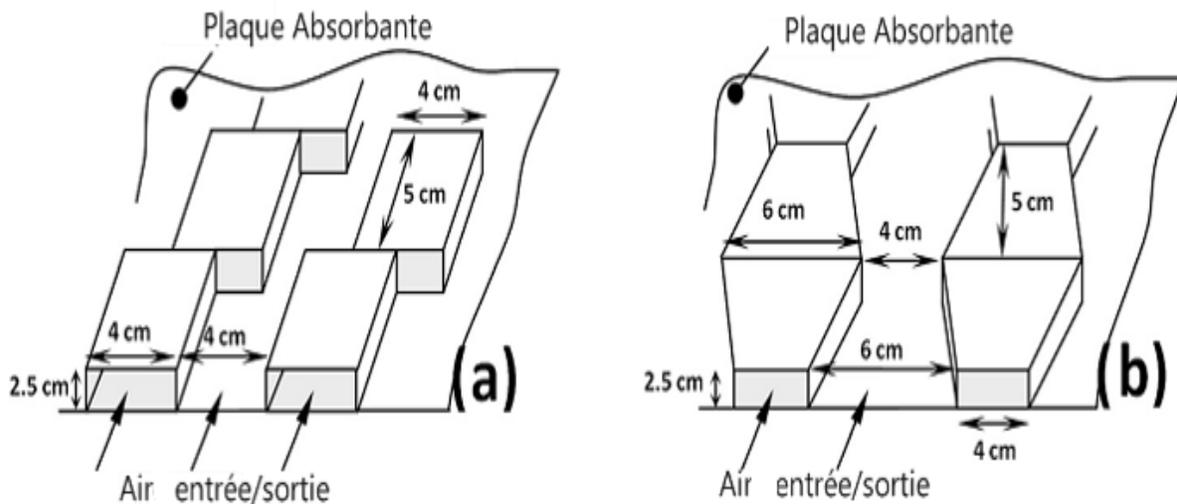


Figure I.27 : Vues schématiques des plaques absorbantes: a) avec rectangulaire rugosité, b) avec trapézoïdale rugosité [79].

S. Youcef-Ali et A. Labeled et al. [80, 81] ont mené des études expérimentales pour étudier le rôle critique de l'utilisation de la rugosité sous différents débits massiques d'air avec trois types de rugosité incluant la même rugosité étudiée dans notre étude Figure I.27. O. Mahfoud et al. [82] à l'aide d'une simulation dynamique et thermique, ont constaté que l'utilisation de la rugosité augmente le transfert de chaleur de 23% dans le collecteur d'un chauffe-air solaire. Varun et al. [83] ont présenté une revue des différents types de géométries de rugosités utilisées dans les séchoirs solaires, avec leurs corrélations. Ils ont montré que l'utilisation de la rugosité artificielle a un rapport important sur l'amélioration du transfert de chaleur dans le conduit rectangulaire du séchoir solaire.

Lorsque le capteur solaire plan est exposé au soleil, une quantité de chaleur utile est transportée par l'air ainsi que des pertes inévitables de chaleur vers l'environnement ont lieu. Les pertes de chaleur vers l'environnement sont réparties en trois pertes thermiques, à savoir; les pertes vers l'arrière (*back losses*), les pertes latérales (*side edge losses*) et les pertes par le haut (*Top losses*). Bien que les pertes par le haut se produisent à travers la vitre de verre au niveau la face supérieure de la plaque absorbante, qui peut être réduite au minimum, soit en ajoutant des vitres en verre ou en utilisant une vitre en verre opaque. L'évaluation du coefficient vers le haut des pertes thermiques est très complexe et nécessite un système d'itération. Bien que, certains

chercheurs ont proposé des corrélations pour les coefficients des pertes vers le haut comme indiqué dans le Tableau I.4.

| <i>chercheurs</i> | <i>Année</i> | <i>Coefficients de perte U_t</i> | <i>Remarques</i> |
|----------------------------|--------------|--|---|
| Hottel et Whillier [84] | 1999 | $U_t = \left[\frac{N_g}{\frac{C_t}{T_p} \left(\frac{T_p - T_a}{N_g + f_t} \right)^{0,25} + h_{w1}} + 1 \right]^{-1,0} + \frac{\sigma(T_p^2 + T_a^2)(T_p + T_a)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{(2N_g + f_t - 1)}{\varepsilon_g} - N_g \right)}$ | - |
| Klein [85] | 1975 | $U_t = \left[\frac{N_g}{\frac{C_t}{T_p} \left(\frac{T_p - T_a}{N_g + f_t} \right)^e + h_{w1}} \right]^{-1,0} + \frac{\sigma(T_p^2 + T_a^2)(T_p + T_a)}{\left((\varepsilon_p + 0,005591.N_g . h_w)^{-1,0} + \frac{(2N_g + f_t - 1) + 0,133\varepsilon_p}{\varepsilon_g} \right) - N_g}$ | Applicable pour une température maximale du capteur de 200 [°C] avec une précision de ± 0,3 [W/m ² °C] |
| Malhotra et al. [86] | 1981 | $U_t = \left[\frac{N_g}{\left(\frac{204,43}{T_p} \right) \left(\frac{L_s^3 \cos(S)(T_p - T_a)}{N_g + f_t} \right)^{0,252} L_s^{-1} + h_{w1}} \right]^{-1,0} + \frac{\sigma(T_p^2 + T_a^2)(T_p + T_a)}{\left((\varepsilon_p + 0,0425.N_g (1 - \varepsilon_p))^{-1,0} + \frac{(2N_g + f_t - 1)}{\varepsilon_g} \right) - N_g}$ | Inclure l'effet de l'espacement et de l'inclinaison du collecteur |
| Agrawal et Larson [87] | 1981 | $U_t = \left[\frac{N_g}{\frac{C_t}{T_p} \left(\frac{T_p - T_a}{N_g + f_t} \right)^e + h_{w1}} \right]^{-1,0} + \frac{\sigma(T_p^2 + T_a^2)(T_p + T_a)}{\left((\varepsilon_p + 0,005.N_g (1 - \varepsilon_p))^{-1,0} + \frac{(2N_g + f_t - 1)}{\varepsilon_g} \right) - N_g}$ | Obtenu par méthode itérative et la précision de cette corrélation est de ± 0,25 [W/m ² °C] |
| Mullick et Samdharshi [88] | 1988 | $U_t = \left[\frac{12,75[(T_p + T_a)\cos\beta]^{-0,264}}{(T_p + T_a)^{0,46} L_s^{0,21}} + \frac{\sigma(T_p^2 + T_a^2)(T_p + T_a)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_g} - 1 \right)} \right]^{-1,0} + \left[\left(h_w + \frac{\sigma\varepsilon_g(T_p^2 + T_a^2)}{(T_g - T_a)} \right)^{-1,0} + \frac{dg}{kg} \right]^{-1,0}$ | Coefficient de perte maximal pour le capteur avec un seul couvercle en verre. Erreur maximale dans les 3% |
| Samdharshi et Mullick [89] | 1991 | $U_t^{-1} = \left[\frac{5,78[(T_p + T_a)\cos\beta]^{0,27}}{L_{m23}^{0,31} L_{s23}^{0,21}} + \frac{\sigma(T_p^2 + T_{gi}^2)(T_p + T_{gi})}{\left(\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_g} - 1 \right)} \right]^{-1,0} + \left[\frac{5,78[(T_{gi} + T_{go})\cos\beta]^{0,27}}{L_{m23}^{0,31} L_{s23}^{0,21}} + \frac{\sigma(T_{gi}^2 + T_{go}^2)(T_{gi} + T_{go})}{\left(\frac{2}{\varepsilon_g} - 1 \right)} \right]^{-1,0} + \left(h_w + \varepsilon_p \sigma(T_{go}^2 + T_a^2)(T_{go}^2 + T_a^2) \right)^{-1} + \frac{2dg}{kg}$ | Coefficient de perte maximal pour le capteur à double vitrage. Erreur maximale dans les 5% |

Tableau I.4 : Coefficients des pertes thermique vers le haut proposés par différents chercheurs [65].

Karmare et Tikekar [90] ont étudié expérimentalement les caractéristiques de transfert de chaleur et de frottement d'une plaque absorbante munie de rugosités en forme de grilles métalliques circulaires dans un conduit rectangulaire (Figure I.28). L'étude s'est portée sur une hauteur de rugosité relative (e/D) comprise entre 0,035 et 0,044, une plage de rugosités avec un pas relatif (w/e) entre 12,5 et 36, une plage de longueur relative du maillage de la grille (l/s) compris entre 1 et 1,72 et un intervalle du nombre de Reynolds (Re) compris entre 4000 et 17000. L'amélioration du nombre de Nusselt enregistrée est égale à 187% et le coefficient de frottement augmente de 213%, avec une performance optimale observée pour une longueur relative du maillage de la grille (l/s) égale à 1,72, avec une hauteur relative de la rugosité (e/D) égale à 0,044 et un pas relatif de rugosité (p/e) égal à 17,5. Sur la base des résultats expérimentaux, des corrélations du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement ont été développées.

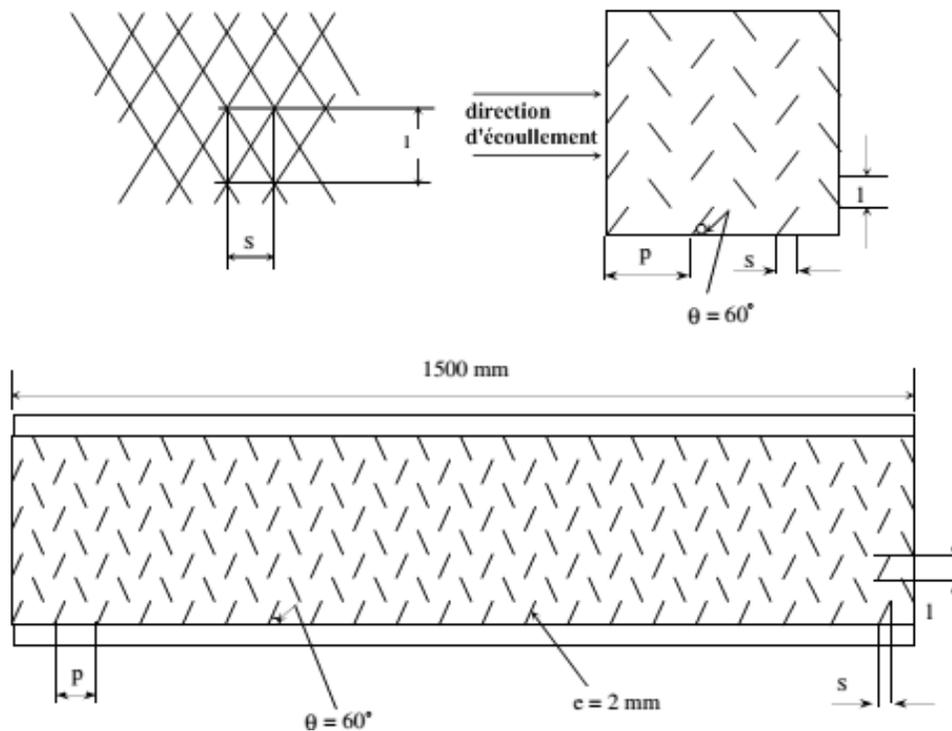


Figure I.28 : La géométrie étudiée par Karmare et Tikekar [90].

I.6.2 Etat de l'art du couplage de SAH avec les concentrateurs solaires

Les capteurs solaires à concentration fournissent de l'énergie à des températures supérieures à celles des capteurs solaires plans *Flat Plate Collector* (FPC). Ils concentrent le rayonnement solaire vers l'absorbeur et nécessitent généralement une poursuite du soleil. Il existe différents capteurs solaires à concentration de formes, tailles et orientation différentes, sont en cours d'utilisation aujourd'hui. Beaucoup d'entre eux ont des qualités uniques liées principalement aux moyens rendant les capteurs plus efficaces pour la concentration du rayonnement solaire. La principale considération dans la conception d'un SAH avec concentrateur est d'atteindre des rendements élevés et d'obtenir des débits d'air à des températures supérieures à celles des FPC ainsi que pour répondre à la demande d'air chaud [91]. Quelques concepts novateurs de séchoirs solaires SAH intégrés au concentrateur sont discutés ci-dessous.

Togrul et al. [92] ont évalué les performances d'un SAH avec un absorbeur de forme cylindrique, positionné au centre d'un concentrateur conique pour focaliser le rayonnement solaire incident Figure I.29. Il a été remarqué qu'un angle d'inclinaison sous une latitude locale serait approprié pour l'installation du capteur solaire. Bien que, le rendement de système dans des conditions de convection libre était très inférieur à celui des séchoirs solaires plans, mais les températures de sorties obtenues ont atteint avec succès la valeur de 150°C. Les rendements thermiques ont été augmentés jusqu'à 12% et les températures de l'air ont été augmentées jusqu'à 150°C pour un SAH à l'effet de concentration avec un système de poursuit du soleil dans des conditions de convection naturelle.

Avec le même dispositif présenté sur la Figure I.29, Togrul et Pehlivan [93] ont réalisé une étude expérimentale sur deux absorbeurs, un absorbeur avec surface sélective et l'autre avec une revêtement ordinaire, puis ils ont analysé leurs effets sur les rendements. Ils ont constaté que l'efficacité en mode de convection forcée du système pouvait être augmentée de 60% avec une surface sélective et de 6% avec un revêtement ordinaire, enfin de 68% en utilisant les deux.

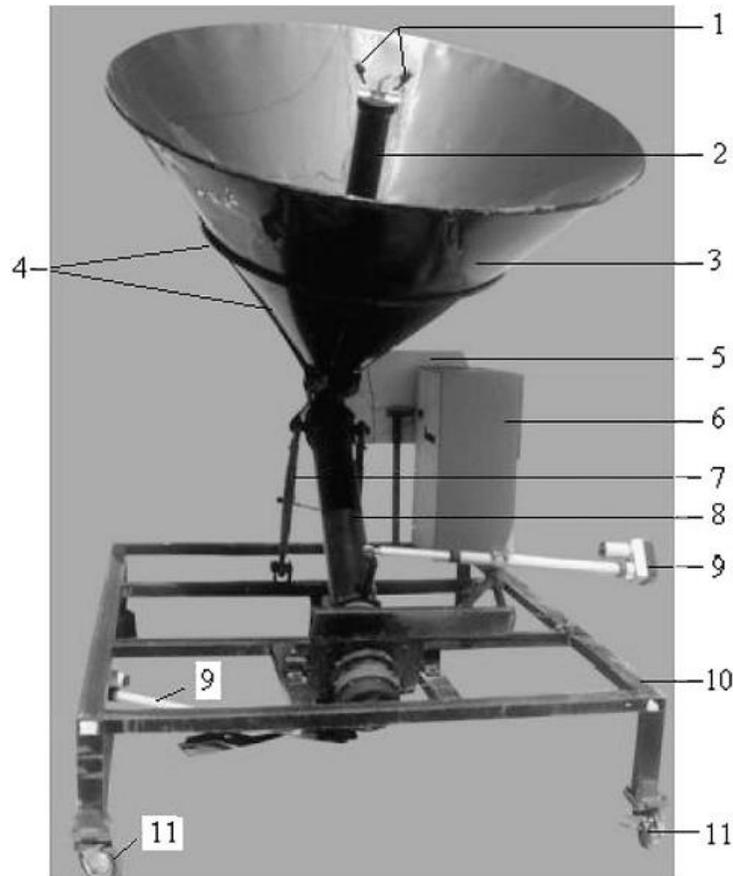


Figure I.29 : Séchoir solaire à air avec le concentrateur conique. 1, Cellules photoélectriques; 2, Absorbeur; 3, Concentrateur conique; 4, Support de concentrateur conique; 5, Unité de poursuite 6, Unité de mesure de la température; 7, Bras d'inclinaison; 8, Tube d'écoulement d'air; 9, Système de poursuite; 10, Table de collectionneur; 11, Roue [92].

Nasir [94] a effectué une étude expérimentale pour évaluer les performances d'un capteur *Parabolic Trough Collector* (PTC) avec un SAH. Le SAH est un *Flat Plant Solar Collector* (FPSC), construit avec des tuyaux carrés galvanisés et assemblé dans un concentrateur PTC, capable de générer de la chaleur après avoir réfléchi et concentré le rayonnement solaire directe vers l'absorbeur. La température maximale atteinte est de 97°C avec un rendement plus de 65%. Le système a été conçu avec des matériaux disponibles localement pour produire de l'air chaud aux alentours de 120°C pour les procédés de séchage et de chauffage domestique et industriel.

Pramuang et Exell [95] ont présenté une méthodologie permettant de mesurer les paramètres de performance d'un capteur solaire dans des conditions de fonctionnement instables, en particulier pour un SAH avec une CPC ayant une ouverture approximative de 1,44 [m²] et un absorbeur plat avec un rapport de concentration (CR) de 3. Les paramètres tels que; le rendement optique, les pertes thermiques linéaire et non linéaire, ainsi que la capacité thermique effective ont été obtenus une analyse numérique. Un accord à 2% a été trouvé entre le rendement optique mesuré dans les expériences et le rendement optique déterminé à partir des mesures directes des propriétés optiques des matériaux.

Tchinda [96] avait développé un modèle mathématique pour calculer les performances thermiques d'un SAH avec un CPC tronqué ayant un absorbeur plat unilatéral. Les effets de débit massique et la longueur du capteur sur les performances thermiques du SAH ont été étudiés. Les prévisions de performance de SAH montrent également un accord raisonnable entre les résultats du modèle et les données expérimentales avec une erreur moyenne de 7%.

La Figure I.30 montre l'effet du débit massique d'air sur les pertes thermiques U_L et le coefficient de conductance ou d'efficacité F' . D'après la figure, le facteur d'efficacité du capteur F' augmente avec le débit massique d'air. Comme on pouvait observer également que le coefficient des pertes U_L diminue avec l'augmentation du débit massique de l'air.

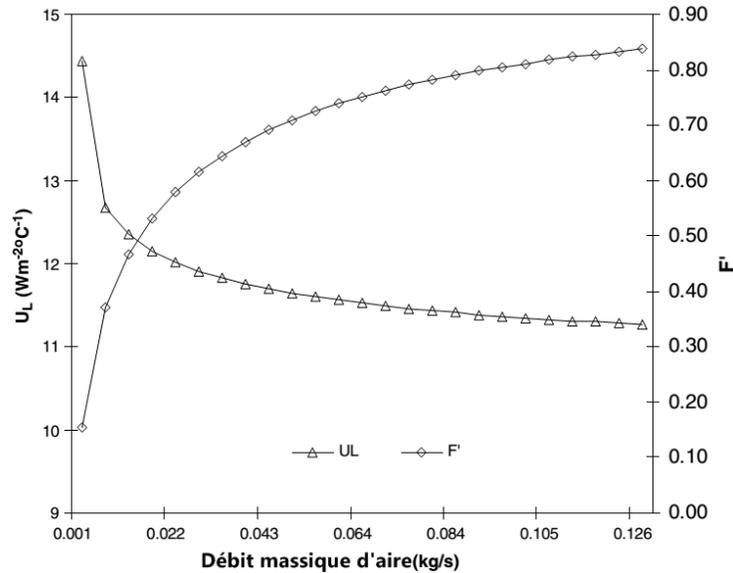


Figure I.30 : Effet du débit massique d'air et de la longueur du capteur sur F' et les pertes thermiques « U_L » [96].

F. Demichelis et Minetti-Mezzetti [97] ont examiné un séchoir solaire à effet de concentration Fresnel destiné pour chauffage de l'air. Le rayonnement solaire concentré vers des feuilles métalliques noires, contenues dans une boîte isolée pour transférer la chaleur à l'air. Les miroirs, de la même longueur sont disposés à distance les uns des autres, en augmentant du centre vers les bords pour capter toute l'énergie incidente. Une analyse thermo-technique du système a été faite afin de déterminer les conditions optimales pour le transfert de chaleur.

Kasperski et Nems [98] ont réalisé une investigation sur un SAH à concentration de type PTC. La surface externe du cylindre du récepteur était recouverte d'une peinture noire résistante aux températures élevées. Dans cette étude, deux types de SAH ont été examinés et analysés: le premier avec double tuyau en verre sous-vide avec absorbeur peint en noir et le second avec un seul tuyau en verre avec absorbeur recouvert d'une couche sélective. Une amélioration de 14% a été observée dans l'efficacité thermo-hydraulique du système avec la deuxième configuration. Deux ans plus tard, Nems et Kasperski [99] ont expérimenté un SAH à effet de concentration PTC Figure I.31, et un absorbeur à ailettes planes **Error! Reference source not found.** Un modèle numérique a été développé et validé avec les résultats expérimentaux, le modèle a donné des résultats théoriques acceptables.

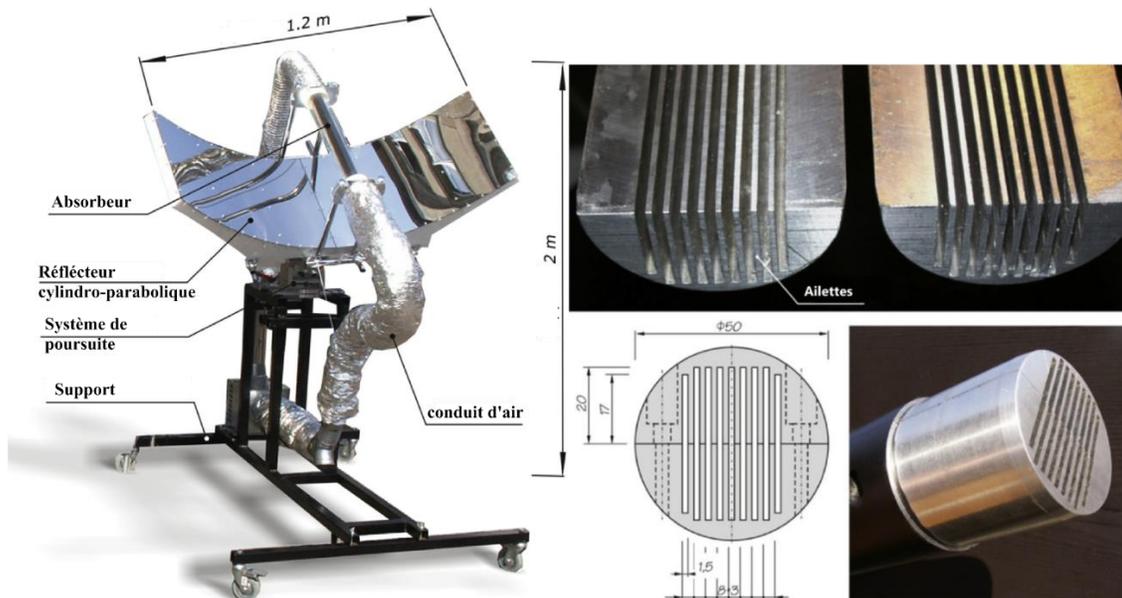


Figure I.31 : Capteur solaire à concentration avec récepteur cylindrique servant de chauffage à l'air avec absorbeur muni de multi-ailettes internes [99].

Chapitre II :

Modélisation et simulation des paramètres de la conception du dispositif expérimental

II.1 Introduction

La concentration solaire est l'un des moyens les plus prometteurs pour la production d'électricité. L'utilisation d'une centrale solaire linéaire de Fresnel pour la production d'électricité ou la fourniture de chaleur est l'une des solutions les plus attrayantes pour les pays en développement fortement ensoleillés en raison du niveau de technologie accessible qui y est associé. Dans la suite de ce chapitre, nous présentons des études théoriques et expérimentales utilisant la technologie du concentrateur de type Fresnel.

Dans ce chapitre nous présenterons le dispositif expérimental réalisé au niveau du laboratoire de Génie mécanique (LGM) et les différents choix qui ont été réalisés concernant la rugosité artificielle. Les résultats des essais obtenus durant les journées des expérimentations les plus intéressantes sont présentées dans le chapitre IV.

Tout d'abord, le dispositif expérimental testé en première étape, est conçu avec un absorbeur muni de rugosités rectangulaires de forme tordus inspirés d'un corps de refroidissement dans un microprocesseur d'un ordinateur HP, considéré comme la rugosité artificielle de type I. Ensuite, le même protocole expérimental est réutilisé avec les mêmes dimensions du conduit utile, où on a modifié l'absorbeur par adjonction d'une autre forme de rugosités artificielles rectangulaire type II. A savoir que ce modèle de rugosité a été étudié auparavant avec un capteur plan sans effet de concentration par A. Labed et al. [79]. Enfin, une troisième configuration est testée type III, où l'absorbeur du conduit utile est dépourvu de rugosités artificielles, c'est le cas d'une plaque absorbante lisse.

II.2 Méthodologies

Plusieurs types de capteurs à air ont été construits et testés. Ils se différencient par leurs configurations, de la nature de l'écoulement du fluide caloporteur, du nombre et de type de vitrage utilisé [6], de la forme et de la géométrie de l'absorbeur (rugueux ou lisse), de la géométrie de la veine d'air mobile entre l'isolant et l'absorbeur et de l'état de surface lisse ou rugueuse. La rugosité est généralement réalisée par introduction d'ailettes ou de chicanes de formes diverses, conçues de tôles métalliques minces placées en quinconce ou en rangées entre l'absorbeur et l'isolant.

Dans ce travail, on a introduit l'effet de concentration solaire par la technologie de réflecteurs linéaires de Fresnel, il s'agit d'un concentrateur solaire linéaire avec jeu de miroirs ordinaires fixes qui focalisent le rayonnement solaire vers un conduit rectangulaire (absorbeur) Figure II.1. Le fluide caloporteur (l'air dans notre cas) circule à l'intérieur d'un conduit rectangulaire dit conduit utile absorbeur, dont le débit exigé est assuré par une pompe à air de la marque MAXWELL doté par un variateur de vitesse pour ajuster convenablement un débit d'air.

Le conduit utile rectangulaire est d'une configuration similaire à celle d'un séchoir solaire plan, de même conception mais de dimensions réduites constitué d'une vitre en verre, d'un isolant en bois, et d'un absorbeur en acier galvanisé peint en noir mat afin de lui acquérir les propriétés optiques convenables d'un bon absorbeur vis-à-vis du rayonnement solaire.

Pour suivre l'évolution des performances thermiques en fonction des paramètres de conception sur le dispositif proposé, on a opté pour expérimenter trois différentes configurations d'absorbeurs comme suit :

- ✓ La première configuration : le conduit utile absorbeur est muni de plusieurs rangées de rugosités rectangulaires tordues (type I). Les expériences sont faites durant plusieurs jours, à partir de 9 :00 Heure jusqu'à 15 :00 Heure de l'après-midi, pour une valeur de débit massique d'air 0,018 [kg/s],
- ✓ La seconde configuration : on a pratiquement reconduit le même protocole expérimental, sauf que le conduit utile absorbeur est doté par des rugosités rectangulaires (type II).
- ✓ La troisième configuration : le conduit utile absorbeur est dépourvu de rugosités, autrement le plan d'écoulement constitué de la plaque absorbante est totalement lisse

(type III), à savoir que les mesures sont effectuées pour les mêmes débits massiques d'air soufflé respectivement pour les trois configurations testées.

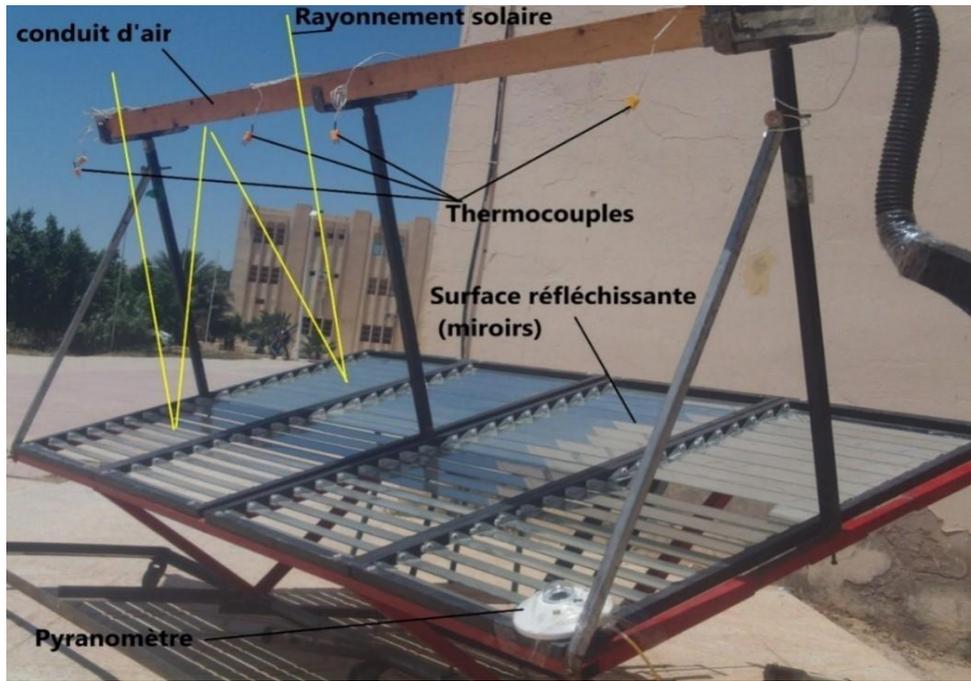


Figure II.1 : Capteur solaire avec effet de concentration par jeu de miroirs du type Fresnel.

Pour suivre l'évolution de la température de l'air, des thermocouples sont placés à des positions identiques le long du sens de l'écoulement du fluide caloporteur de l'entrée jusqu'à la sortie, permettant de mesurer la température de l'air. De plus, d'autres thermocouples sont placés dans la plaque de l'absorbeur pour mesurer la température de ce dernier, comme illustré sur la Figure II.2.

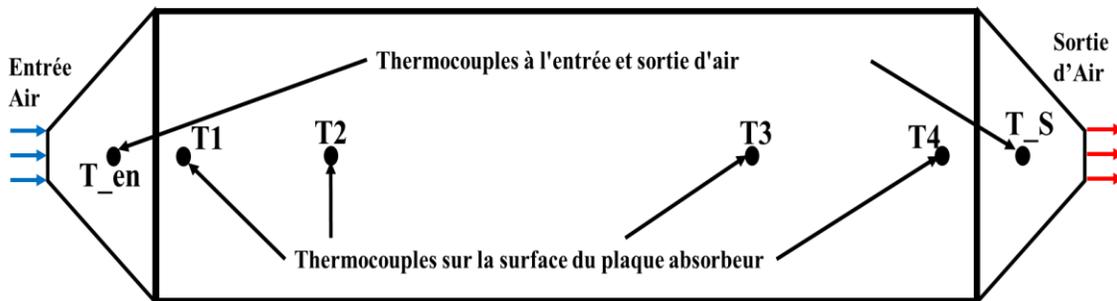


Figure II.2 : Illustration de la position des thermocouples.

II.3 Instruments des mesures

Les relevés expérimentaux sont effectués dans un intervalle de 15 minutes durant les jours des tests. Les instruments de mesures utilisés sont illustrés sur la Figure II.3, dont les principales caractéristiques sont présentées d'après le tableau II.1 ci-dessous.

| <i>Instrument</i> | <i>Modèles</i> | <i>Intervalle et mesure</i> | <i>Précisions</i> |
|----------------------------|--------------------|-----------------------------|---------------------|
| Pyranomètre | Analogique | Rayon. solaire global | / |
| Pyranomètre | Kipp & Zonen CM 11 | 0-4000 W/m ² | 10 W/m ² |
| Thermocouples | Type K | 0-400 °C | 0,5°C |
| Anémomètre à Multifonction | Kimo LV 110 | 3% | 10 m ³ |
| Manomètre différentiel | Kimo CP 300 | / | 0-100 Pa |

Tableau II.1 : Instruments de mesure employés.



Pyranomètre analogique



Pyranomètre électronique
(Kipp & Zonen(CM 11))



afficheur digital de
température



Anémomètre à hélice Kimo (LV 110)



Manomètre différentiel Kimo (CP 300)

Figure II.3 : Photographies des instruments de mesure utilisés.

II.4 Description du dispositif expérimental

Il s'agit d'un capteur solaire avec effet de concentration linéaire par miroirs réfléchissants de type Fresnel. Le banc d'essai est réalisé au laboratoire de génie mécanique. Ce dispositif expérimental est constitué de quatre supports métalliques solidaires, qui comporte chacun un jeu de 20 miroirs Figure II.1. Le conduit utile est placé dans la ligne focale, dont les dimensions sont de 2,32 [m] de longueur, 0,23 [m] de largeur et de 0,05 [m] d'épaisseur voir Figure II.4.

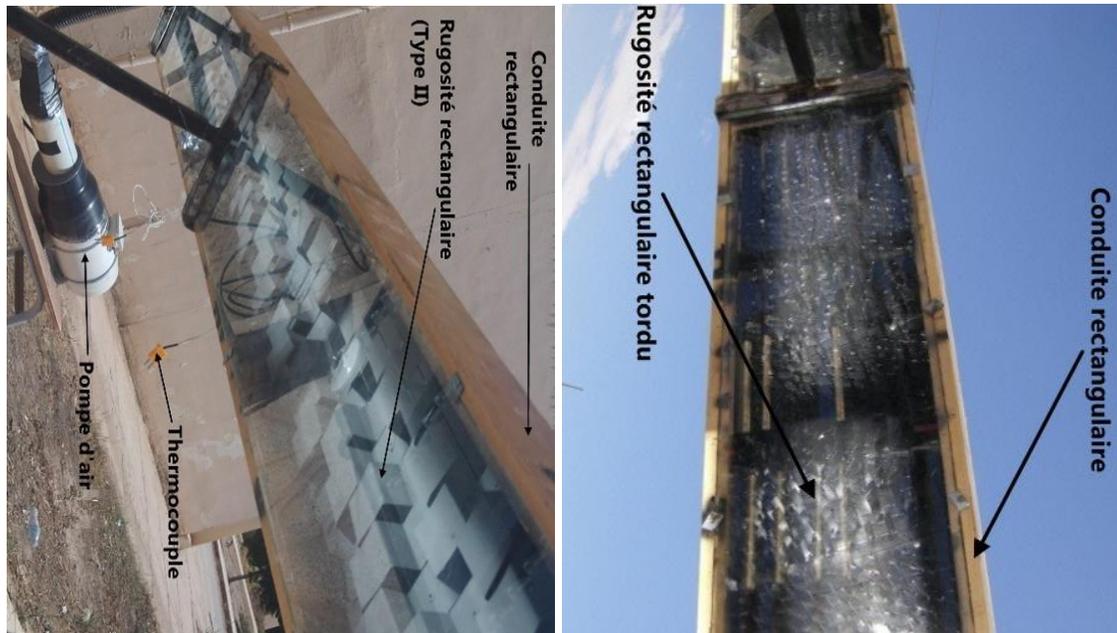


Figure II.4 : Photographie de la conduite rectangulaire.

Les dimensions et les caractéristiques géométriques de dispositif sont indiquées dans le Tableau II.2 ci-après.

| Désignation | Dimensions [m] |
|---|-----------------------|
| Longueur du conduit absorbeur [L] | 2,32 |
| Largueur du capteur [Lar] | 1,18 |
| Nombre total de miroirs [n] | 80 |
| Largueur des miroirs | 0,1 |
| Distance focale [f] | 1 |
| Largueur du conduit absorbeur [l] | 0,23 |
| Epaisseur du conduit absorbeur [e] | 0,05 |
| Hauteur des chicanes [$a_{chicane}$] | 0,045 |
| Pas entre chicanes [$b_{chicane}$] | 0,01 |
| Epaisseur des parois en bois [e_{bois}] | 0,012 |

Tableau II.2 : Dimensions du capteur Fresnel.

II.5 Méthode de modélisation proposé

II.5.1 Modélisation optique du concentrateur Fresnel

Pour bien détailler la théorie de conception du concentrateur Fresnel, on a développé une méthode mathématique décrite ci-dessous. Nous nous sommes basée sur les fondements de la conception des concentrateurs Fresnel, ceci étant, en vue de déterminer l'énergie solaire concentrée au niveau du conduit rectangulaire, ainsi que les principes fondamentaux de modélisation de la température de sortie du fluide caloporteur adoptée dans les capteurs et les séchoirs solaires plans.

En considère les hypothèses suivantes :

- (i) Le concentrateur est parfaitement orienté de manière à suivre le mouvement apparent du soleil d'Est en Ouest,
- (ii) Les éléments du miroir sont à réflexion spéculaire,
- (iii) Le rayonnement solaire incident sur le plan du capteur est essentiellement composé du direct.

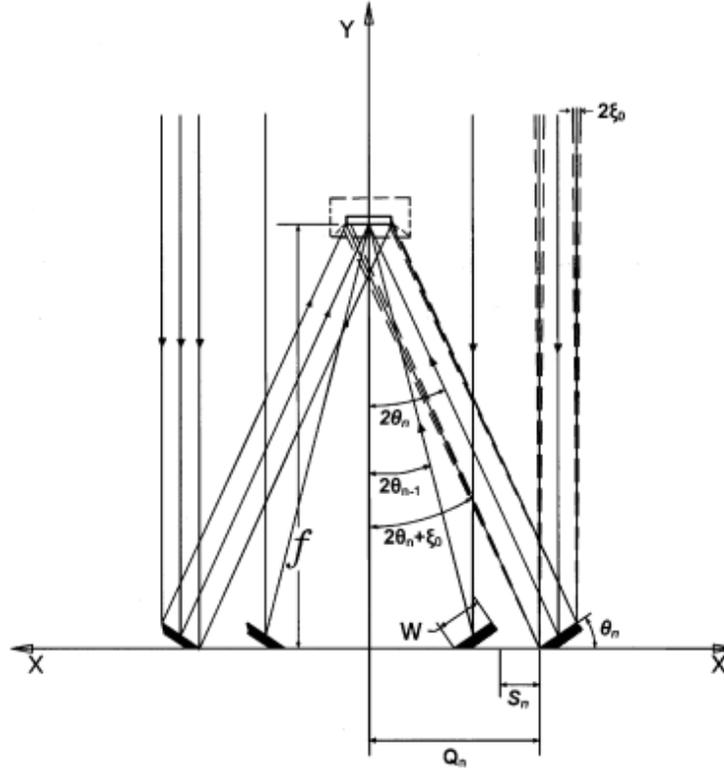


Figure II.5 : Caractéristiques géométriques et optiques d'un collecteur linéaire Fresnel.

La Figure II.5 montre le schéma des principaux caractéristiques géométriques et optiques du collecteur linéaire Fresnel, avec un conduit utile absorbeur de forme rectangulaire ; dont la largeur des miroirs (W) est constante et l'inclinaison de chaque miroir a été calculée de telle sorte que le rayonnement solaire soit incident sur le plan d'ouverture. D'autre part, une distance appropriée a été maintenue entre deux miroirs consécutifs pour éviter l'effet d'ombrage entre les miroirs adjacents. Chaque miroir (n) peut être caractérisé par trois paramètres, à savoir, l'emplacement (Q_n), l'inclinaison (θ_n), et la distance entre deux miroirs adjacents (S_n) comme illustré ci-après. Les expressions suivantes ont été utilisées pour obtenir ces paramètres en utilisant de simples relations géométriques et optiques :

$$\theta_n = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{\theta_n + \frac{w}{2} \cos(\theta_{n-1})}{f + \frac{w}{2} \sin(\theta_{n-1})} \right) \quad (\text{II.1})$$

$$S_n = w \sin(\theta_{n-1}) \tan(2\theta_n + \xi_0) \quad (\text{II.2})$$

$$Q_n = Q_{n-1} + w \cos(\theta_{n-1}) + S_n \quad (\text{II.3})$$

Avec :

ξ_0 : la moitié de l'angle apparent du soleil en un point quelconque sur la terre égale à (16') [33, 53].

Dont les valeurs initiales des différents paramètres de conception sont données comme suit :

$$\theta_0 = 0, S_1 = 0, Q_0 = \frac{-w}{2}, Q_1 = \frac{w}{2}$$

Où : $n = 1, 2, \dots, m$, avec m est le nombre de miroirs placé dans chaque côté de la moitié du capteur.

Le taux de concentration (C_R) du dispositif expérimental a été obtenu en additionnant la contribution de concentration des (m) miroirs (CI_n) donnée par les expressions suivantes :

$$CR = 2 \sum_{n=1}^{n=m} CI_n \quad (\text{II.4})$$

$$CI_n = \frac{w \cos \theta_n}{U_n + D_n + I_n} \quad (\text{II.5})$$

Où, les valeurs des rayons solaire réfléchis sur l'absorbeur U_n , D_n et I_n sont calculés par les expressions suivantes ;

$$U_n = \frac{(f - w \sin \theta_n) \sec 2\theta_n \sin \xi_0}{\cos(2\theta_n - \xi_0)} \quad (\text{II.6})$$

$$D_n = w \cos \theta_n \sec 2\theta_n \quad (\text{II.7})$$

$$I_n = \frac{f \sec 2\theta_n \sin \xi}{\cos(2\theta_n + \xi_0)} \quad (\text{II.8})$$

Remarque : $\sec(a) = 1/\cos(a)$; La sécante de (a) notée $\sec(a)$, c'est l'inverse du cosinus de (a), $1/\cos(a)$, autrement, c'est le rapport de la longueur de l'hypoténuse par la longueur du côté adjacent.

Partant des équations (II.4)-(II.8), on peut estimer le taux de concentration (C_R) du collecteur.

Le rayonnement solaire incident absorbé par l'absorbeur est calculé avec l'équation suivante ;

$$S_r = (1,01 \tau_v \alpha_p) I_g \rho \gamma \quad (\text{II.9})$$

Où γ est le facteur de forme en raison de l'orientation inexacte du concentrateur (dans notre cas est supposé proche de 1, cas idéal), et le facteur 1,01 est dû aux multiples réflexions du rayonnement solaire entre les parois des couvertures transparentes et l'absorbeur.

II.5.2 Modélisation des échanges thermiques dans le conduit utile rectangulaire

Pour la modélisation des échanges thermiques dans le conduit utile absorbeur situé dans la zone focale du capteur solaire avec effet de concentration du type Fresnel, on a adopté les mêmes démarches que celles dans les capteurs solaires plans à air, du fait des ressemblances entre le principe de fonctionnement et la géométrie de configuration de l'absorbeur qui sont très proches à ceux d'un capteur solaire plan à air.

Généralement, le réchauffeur d'air solaire est utilisé dans le chauffage des bâtiments, les processus industriels et la climatisation. Cela signifie qu'il fonctionne dans des conditions quasi-stables permettant de décrire les performances à partir d'un bilan énergétique indiquant la répartition de l'énergie solaire concentrée en gain d'énergie utile, en pertes thermiques et en énergie stockée.

II.5.3 Bilan thermique global

Le bilan thermique appliqué sur l'absorbeur rapporté à l'unité de surface, peut être écrit par l'expression :

$$\phi_{sc} = \phi_u + \phi_p + \phi_s \quad (\text{II.10})$$

Où : ϕ_{sc} ; le flux solaire concentré par les miroirs Fresnel et reçu par l'absorbeur, étant égal à la somme de l'énergie utile ϕ_u emportée par le fluide caloporteur, ϕ_p ; des déperditions thermiques par les différents modes de transfert vers le milieu ambiant et ϕ_s ; l'énergie stockée dans les différentes parties.

En régime thermique permanent, pour un capteur solaire plan à air, la quantité d'énergie stockée dans les différentes parties de l'absorbeur est négligeable, par conséquent on aura :

$$\phi_{sc} = \phi_u + \phi_p \quad (\text{II.11})$$

La puissance thermique disponible utile à l'échauffement du fluide caloporteur est équivalente à la puissance incidente du rayonnement diminuée des pertes :

$$\phi_u = \phi_a + \phi_p \quad (\text{II.12})$$

Détermination de pertes thermiques ϕ_p

Pour le calcul des pertes thermiques nous supposons les hypothèses suivantes :

- ✓ Le régime thermique est permanent,
- ✓ La puissance ϕ_v absorbée par le vitrage est négligeable,

Ces hypothèses nous permettent d'exprimer les pertes thermiques globales de l'absorbeur ϕ_p par le m² de surface de captation de l'absorbeur à l'aide du coefficient des pertes globales U_L , l'inverse ($1/U_L$) correspond à la résistance thermique globale :

$$\phi_p = U_L (T_p - T_a) = \phi_{p1} + \phi_{p2} \quad (\text{II.13})$$

Où : ϕ_{p1} ; désignera les pertes à l'avant, ϕ_{p2} ; les pertes à l'arrière, T_p ; température de la plaque réceptrice, et T_a ; la température ambiante.

Pertes à l'avant U_t

Le coefficient des pertes thermiques à l'avant U_t (coté active) du capteur, dépend essentiellement du nombre et de l'épaisseur des couvertures transparentes, Klein [85, 100] a proposé la corrélation suivante qui exprime les pertes à l'avant ϕ_{p1} en fonction de la température de l'absorbeur, indépendamment de celle des vitrages telle que :

$$\phi_{p1} = \frac{1}{\frac{N}{\left[\left(\frac{C}{T_p} \right) \left(\frac{T_p - T_a}{N + f} \right)^{0.43(1-100T_p)} \right] + \frac{1}{h_w}} + \frac{\sigma (T_p - T_a) (T_p^2 - T_a^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p + 0,000591N h_w} + \frac{2N + f - 1 + 0,133\varepsilon_p - N}{\varepsilon_v}} \quad (\text{II.14})$$

Où : N ; étant le nombre de couvertures transparentes, et T_a et T_p ; sont respectivement les températures ambiantes et de la plaque absorbante [K].

f : est le facteur correctif tenant compte de l'effet du vent, il s'exprime par [85, 100] :

$$f = (1 + 0,089 h_w - 0,1166 h_w \varepsilon_p) (1 + 0,07866 N) \quad (\text{II.15})$$

C : est un facteur qui tient en compte de l'inclinaison du conduit utile, qui caractérise les pertes thermiques convectives sur les faces actives du conduit absorbeur qui s'exprime par la relation [85, 100] :

$$C = 520(1 - 0,000051\beta^2) \text{ pour } 0^\circ < \beta < 70^\circ, \text{ et } \beta = 70^\circ \text{ pour } 70^\circ < \beta < 90^\circ \quad (\text{II.16})$$

Où ; β : Inclinaison du conduit utile absorbeur (degré), ε_v : émissivité des couvertures en verre (0,88), ε_p : émissivité de la plaque absorbante.

Finalement, les pertes thermiques sur la face active U_t sont données par

$$U_t = \frac{\phi_{p1}}{T_p - T_a} \quad (\text{II.17})$$

Pertes à l'arrière U_b

L'expression des pertes au niveau de la face arrière du conduit absorbeur est estimée comme suit ;

$$U_b = \frac{1}{\frac{e_p}{\lambda_b} + \frac{1}{h_w}} \quad (\text{II.18})$$

Où, h_w ; est le coefficient d'échange convectif dû au vent, entre la face inférieure du conduit utile et l'environnement extérieur [$\text{W/m}^2\text{°C}$].

Calcul du coefficient global des pertes thermiques U_L

En tenant compte des échanges radiatifs, des pertes globales dans le conduit utile absorbeur, sont évaluées par l'expression générale suivante

$$U_L = \frac{(U_t + U_b)(h_{c,f-v} h_{c,(p+ch)-f} + h_{c,f-v} h_{r,p-v} + h_{c,(p+ch)-v} h_{r,p-v}) + U_b U_t (h_{c,(p+ch)-f} + h_{c,f-v})}{h_{c,f-v} h_{r,p-v} + h_{c,(p+ch)-f} U_t + h_{c,(p+ch)-f} h_{r,p-v} + h_{c,(p+ch)-f} h_{c,f-c}} \quad (\text{II.19})$$

Sachant que $h_{c,(p+ch)-f} = h_{c,f-v}$ il vient alors :

$$U_L = \frac{(U_t + U_b)((h_{c,f-v})^2 + h_{c,f-v} h_{r,p-v} + h_{c,f-v} h_{r,p-v}) + U_b U_t (2h_{c,f-v})}{h_{c,f-v} h_{r,p-v} + h_{c,(p+ch)-f} U_t + h_{c,(p+ch)-f} h_{r,p-v} + (h_{c,f-c})^2} \quad (\text{II.20})$$

Calcul de la puissance utile ϕ_u

L'énergie thermique utile fournie par l'absorbeur est décrite par la relation suivante :

$$\phi_u = A F_R \left[(\tau_v \alpha_p (1,01) \rho \gamma I_g CR) - U_L (T_{fe} - T_a) \right] \quad (\text{II.21})$$

Méthode globale

La méthode globale a été élaborée par, Whillier et Bliss (1955-1959) [84], elle ne prend pas en considération les effets de l'inertie thermique, elle suppose que le régime est quasi-permanent et que les éléments de l'absorbeur se trouvent chacun à une température moyenne constante.

Pour la modélisation des performances des capteurs solaires plans, généralement ont recours à cette méthode pour décrire globalement le comportement thermique et les paramètres de performances du conduit absorbeur considéré, du fait que la variation de la température à l'entrée du capteur est faible, d'autre part les performances sont instantanées.

L'équation de la chaleur dans le fluide caloporteur s'écrit :

$$\rho_{\text{aire}} Cp \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + \vec{V}_f \overrightarrow{\text{grad}} T_f \right) = \text{div} (\vec{q}) + \sigma_T \quad (\text{II.22})$$

Où, q est le flux de chaleur par conduction dans le fluide, σ_T l'amplitude volumique de la source de chaleur d'origine solaire par unité de volume du fluide caloporteur de masse volumique ρ_{air} . En régime permanent, en négligeant la conduction dans le fluide, il vient que :

$$\rho_{\text{aire}} Cp \vec{V}_f \overrightarrow{\text{grad}} T_f = \sigma_T \quad (\text{II.23})$$

Nous supposons que l'écoulement s'effectue suivant la direction x, cette équation s'écrit :

$$\rho_{\text{aire}} Cp \vec{V}_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = \sigma_T \quad (\text{II.24})$$

$$\sigma_T = \frac{\phi_u}{e} \quad (\text{II.25})$$

Avec e : étant l'épaisseur du conduit rectangulaire.

En introduisant le coefficient global des pertes thermiques de l'absorbeur vers l'ambiance U_L , l'expression de la puissance utile apportée par l'air à la sortie du conduit s'écrira comme suit :

$$Pu = A \phi_u = A \left[(\tau_v \alpha_p (1,01) \rho \gamma I_g CR) - U_L (T_p - Ta) \right] \quad (\text{II.26})$$

Où, A est la surface active du conduit absorbeur face au rayonnement solaire.

Si le transfert était idéal, on aurait $T_f = T_p$, on pourrait écrire par conséquent :

$$P'_u = A \left[(\tau_v \alpha_p (1,01) \rho \gamma I_g CR) - U_L (T_f - Ta) \right] \quad (\text{II.27})$$

En fait, la condition $T_f = T_p$ n'est jamais satisfaite, on est donc amené à définir un coefficient d'efficacité local qui caractérise le transfert thermique entre l'air et l'absorbeur muni de chicanes noté (F'), qui représente le rapport de la puissance utile à la puissance récupérée par l'absorbeur lorsque la température de l'absorbeur est précisément celle du fluide, ce coefficient serait désigné par le rapport suivant :

$$F' = \frac{\tau_v \alpha_p (1,01) \rho \gamma I_g CR - U_L (T_p - Ta)}{\tau_v \alpha_p (1,01) \rho \gamma I_g CR - U_L (T_f - Ta)} \quad (\text{II.28})$$

Par conséquent la puissance utile véhiculée par le fluide serait :

$$Pu = A F' \left[(\tau_v \alpha_p (1,01) \rho \gamma I_g CR) - U_L (T_f - Ta) \right] \quad (\text{II.29})$$

Le débit massique est donné par l'expression suivante :

$$\dot{m} = V_f \rho_{\text{air}} \quad (\text{II.30})$$

Par conséquent la relation de la chaleur véhiculée par le fluide sera comme suit :

$$\dot{m} Cp \frac{\partial T_f}{\partial x} = l F' \left[(\tau_v \alpha_p (1,01) \rho \gamma I_g CR) - U_L (T_f - Ta) \right] \quad (\text{II.31})$$

F' et U_L ne dépendent pas de x, la solution est de la forme :

$$\frac{T_f - Ta - \frac{\tau_v \alpha_p (1,01) \rho \gamma I_g CR}{U_L}}{T_{fe} - Ta - \frac{\tau_v \alpha_p (1,01) \rho \gamma I_g CR}{U_L}} = \exp\left(-\frac{l F' U_L x}{\dot{m} Cp}\right) \quad (\text{II.32})$$

La température T_{fs} du fluide à la sortie du conduit utile capteur de longueur L est donc :

$$\frac{T_{fs} - Ta - \frac{\tau_v \alpha_p (1,01) \rho \gamma I_g CR}{U_L}}{T_{fe} - Ta - \frac{\tau_v \alpha_p (1,01) \rho \gamma I_g CR}{U_L}} = \exp\left(-\frac{l F' U_L L}{\dot{m} Cp}\right) \quad (II.33)$$

En effet, l'équation (II.32) qui est en fonction de F' , est aussi fonction de T_f et T_p qui dépend donc de ces deux températures. La première est une donnée du problème, alors que la seconde est une inconnue.

Il est pratique d'exprimer la puissance utile en termes de conditions d'entrée, en définissant un autre coefficient global de transfert air - (absorbeur + chicanes) par la relation suivante :

$$F_R = \frac{\tau_v \alpha_p (1,01) \rho \gamma I_g CR - U_L (T_p - Ta)}{\tau_v \alpha_p (1,01) \rho \gamma I_g CR - U_L (T_{fe} - Ta)} \quad (II.34)$$

En définissant le débit massique par m^2 de surface de captation du conduit absorbeur s'écrit :

$$H_c = \frac{\dot{m}}{l L} \quad (II.35)$$

La puissance ϕ_u récupérée par le fluide par m^2 de surface du conduit absorbeur deviendra alors :

$$\begin{aligned} \phi_u &= H_c Cp (T_{fs} - T_{fe}) \\ &= H_c Cp \left[\left(T_{fs} - Ta - \frac{\tau_v \alpha_p (1,01) \rho \gamma I_g CR}{U_L} \right) - \left(T_{fe} - Ta - \frac{\tau_v \alpha_p (1,01) \rho \gamma I_g CR}{U_L} \right) \right] \\ &= H_c Cp \left[\left(T_{fs} - Ta - \frac{\tau_v \alpha_p (1,01) \rho \gamma I_g CR}{U_L} \right) \exp\left(-\frac{F' U_L L}{H_c Cp}\right) - \left(T_{fe} - Ta - \frac{\tau_v \alpha_p (1,01) \rho \gamma I_g CR}{U_L} \right) \right] \\ &= \frac{H_c Cp}{U_L} \left[\left(1 - \exp\left(-\frac{F' U_L L}{H_c Cp}\right) \right) \left(\frac{\tau_v \alpha_p (1,01) \rho \gamma I_g CR}{U_L} - U_L (T_{fe} - Ta) \right) \right] \end{aligned} \quad (II.36)$$

$$\phi_u = F_R \left[\tau_v \alpha_p (1,01) \rho \gamma I_g CR - U_L (T_{fe} - Ta) \right] \quad (II.37)$$

Où ;

$$F_R = \frac{H_c Cp}{U_L} \left(1 - \exp \left(- \frac{F U_L}{H_c Cp} \right) \right) \quad (\text{II.38})$$

En introduisant la surface A de l'absorbeur, le coefficient F_R s'écrit :

$$F_R = \frac{\dot{m} Cp}{A U_L} \left(1 - \exp \left(- \frac{F U_L}{\dot{m} Cp} \right) \right) \quad (\text{II.39})$$

Modélisation des coefficients d'échanges thermiques

En plus des hypothèses générales mentionnées pour la modélisation des capteurs utilisant la méthode globale, on impose les hypothèses particulières suivantes :

- ✓ La conduction thermique dans le sens de l'écoulement est négligeable,
- ✓ Le vent extérieur est supposé de direction toujours parallèle aux faces du conduit absorbeur.
- ✓ Les gradients transversaux de température dans l'absorbeur sont négligés (la conductivité thermique de l'absorbeur est supposée très grande).

Afin de déterminer les coefficients d'échange thermique (h), on a utilisé les relations suivantes, selon qu'il s'agit d'un transfert par conduction, rayonnement ou convection.

Transfert par conduction

Le coefficient de transfert par conduction à travers le côté arrière en bois de l'absorbeur est donné par :

$$h_{cond} = \frac{\lambda_b}{\lambda_b} + \frac{\lambda_{is}}{\lambda_{is}} \quad (\text{II.40})$$

Où : λ_{is} et λ_b sont respectivement les conductivités thermiques de l'isolant et du bois,

e_{is} et e_b sont respectivement les épaisseurs de l'isolant et du bois.

Dans notre cas il n'y a pas d'isolant.

Transfert par radiation

On considère un transfert radiatif entre deux plaques parallèles de températures T_1 et T_2 (exprimées en Kelvin). On applique la relation exprimée par

$$h_{rad} = \frac{\sigma(T_1 + T_2)(T_1^2 + T_2^2)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} - \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} \frac{S_1}{S_2}} \quad (\text{II.41})$$

Où : T_1 et T_2 sont les températures absolues des deux faces, supposées uniformes, ε_i est l'émissivité du milieu i (de surface S_i), F_{12} est le facteur de forme géométrique entre les surfaces S_1 et S_2 , pris généralement pour les diverses parties de l'absorbeur égale à 1, σ est la constante de Stephan-Boltzmann.

Entre la vitre et absorbeur avec chicanes

Le transfert radiatif entre la vitre et l'absorbeur muni de chicanes peut être exprimé par :

$$h_{r,p-v} = \frac{\sigma(T_v + T_p)(T_v^2 + T_p^2)}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_{p\text{mat}}} - 1} \quad (\text{II.42})$$

Où Les températures T_v et T_p sont respectivement les températures de la vitre et l'absorbeur exprimées en Kelvin.

Transfert par convection

On distingue deux types d'échanges convectifs :

- ✓ Ceux qui sont dus au vent.
- ✓ Ceux intervenant dans le conduit utile absorbeur.

Transfert convectif dû au vent

Le coefficient de transfert par convection du au vent est décrit par la relation de Hottel et Woertz [84] suivante :

$$h_w = 5,67 + 3,86V_v \quad (\text{II.43})$$

Où : V_v est la vitesse du vent en ([m/s]).

Transferts convectifs dans le capteur

En ce qui concerne la convection forcée dans la veine d'air mobile, et dans le cas des conduits rectangulaires, l'échange entre l'absorbeur et le fluide caloporteur est caractérisé par un coefficient d'échange convectif donné par :

$$h_{c(p+ch)-f} = \frac{Nu \lambda_f}{D_H} \quad (\text{II.44})$$

Pour les capteurs munis d'ailettes, $h_{c(p+ch)-f}$ est généralement exprimé par un coefficient d'échange moyen

Pour exprimer le nombre de NUSSELT, nous avons utilisé trois corrélations qui dépendent de la géométrie interne du conduit utile et du régime d'écoulement :

1. Pour un capteur plan muni de plusieurs rangées de rugosités artificielles comme dans notre cas, aussi valable pour les collecteurs solaires plans à air, dont le nombre de Reynolds est compris entre 1900 et 2300, nous avons utilisé la corrélation de R.P Saini et J.S Saini [101] :

$$Nu = 4 \times 10^{-4} Re^{1,22} \left[\frac{a_{ch}}{D_H} \right]^{0,625} \left[\frac{s}{10a_{ch}} \right]^{2,22} \left[\frac{b_{ch}}{10a_{ch}} \right] \exp \left[-1,25 \ln \left(\frac{s}{10a_{ch}} \right)^2 \right] \exp \left[-0,824 \ln \left(\frac{b_{ch}}{10a_{ch}} \right)^2 \right] \quad (\text{II.45})$$

2. La corrélation de Kays et Crawford (1980) [102] pour les régimes turbulents où le nombre de Reynolds est compris entre $2300 \leq Re < 4000$:

$$Nu = 0,0158 Re^{0,8} \text{ pour } L/D_H > 10 \quad (\text{II.46})$$

3. Pour un écoulement turbulent correspondant à un Reynolds $4000 \leq Re < 17000$, le nombre de NUSSELT se calcule par la corrélation de Karmare et Tikekar (2007) [90] :

$$Nu = 2,4 Re^{1,3} \left[\frac{e}{D_H} \right]^{0,42} \left[\frac{l}{s} \right]^{-0,146} \left[\frac{p}{e} \right]^{-0,27} \quad (\text{II.47})$$

Où le nombre de Reynolds est exprimé par :

$$Re = V_f \frac{D_H}{\nu_f} \quad (\text{II.48})$$

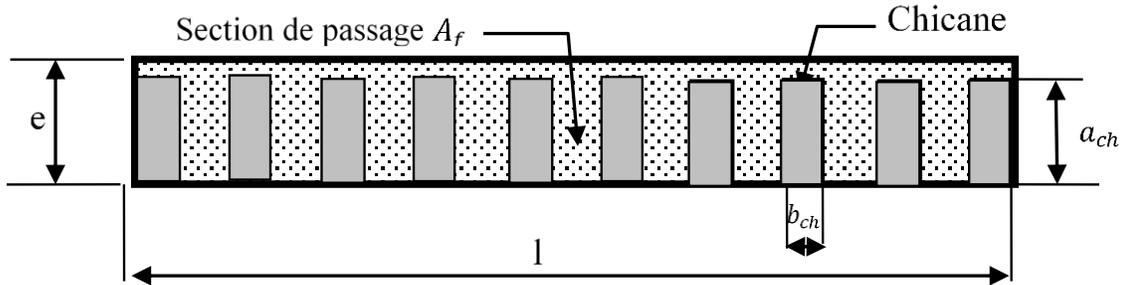


Figure II.6 : Schéma d'une section transversale occupée par une rangée de chicanes.

Dans le cas des capteurs plans muni d'ailettes, la longueur L dans l'équation (II.34) est remplacée par la distance x_{ch} , longueur d'une chicane.

- ✓ Le coefficient d'échange entre la vitre et le fluide caloporteur est décrit par la relation : $h_{c(p+ch)-f} = h_{c,f-v}$
- ✓ La vitesse débitante de l'air dans le conduit mobile v_f , dépend des paramètres géométriques de la veine d'air utile et de la forme des ailettes, elle s'exprime par

$$V_f = \frac{\dot{m}}{A_f \rho_f} \quad (\text{II.49})$$

La section de passage offerte devant le passage de l'air A_f dans la veine d'air mobile est calculée d'après le schéma descriptif suivant :

Où,

- e : épaisseur du conduit utile [m].
- n_{ch} : nombre de chicanes disposés sur une rangée.
- a_{ch} : hauteur d'une chicane (rugosité absolue) [m].
- b_{ch} : longueur d'une chicane [m].

L'aire de la section de passage du fluide qui correspond à une rangée de chicanes occupant toute la largeur du conduit utile, est estimée conformément au schéma de la Figure II.6.

$$A_f = l e - n_{ch} a_{ch} b_{ch} \quad (\text{II.50})$$

Le périmètre mouillé en contact avec le fluide est :

$$P_m = 2(l + e + n_{ch}(a_{ch} + b_{ch})) \quad (\text{II.51})$$

Par conséquent le diamètre hydraulique équivalent D_H serait :

$$D_H = \frac{4A_f}{P_m} = \frac{2(l + e - n_{ch} a_{ch} b_{ch})}{l + e + n_{ch}(a_{ch} + b_{ch})} \quad (\text{II.52})$$

II.5.4 Bilan énergétique par tranche

Cette méthode prend en compte l'évolution des températures de tous les éléments de l'absorbeur dans le temps et dans l'espace. Elle consiste à découper l'absorbeur en tranches fictives de longueur δx dans le sens de l'écoulement du fluide caloporteur, et à écrire le bilan des échanges dans chaque tranche.

Pour déterminer les différentes résistances thermiques, on utilisera les analogies qui existent entre le transfert de chaleur et le circuit électrique. La Figure II.7 correspond à l'absorbeur représenté sur la Figure II.8, après application de loi d'Ohm sur le schéma électrique équivalent, nous permis d'établir les expressions des bilans thermiques dans chaque élément constituant :

Bilan thermique dans la vitre :

$$\alpha_v \rho \gamma I_g CR + h_{c,f \rightarrow v}(T_f - T_v) + h_{r,p \rightarrow v}(T_p - T_v) = U_{av}(T_v - T_a) \quad (\text{II.53})$$

Bilan thermique dans la plaque absorbante

$$\tau_v \alpha_p (1,01) \rho \gamma I_g CR = h_{c,(p+ch) \rightarrow f}(T_p - T_f) + h_{r,p \rightarrow v}(T_p - T_v) + U_{arr}(T_p - T_a) \quad (\text{II.54})$$

Bilan thermique dans le fluide caloporteur

$$h_{c,(p+ch) \rightarrow f}(T_p - T_f) = \phi_u + h_{c,f \rightarrow v}(T_f - T_v) \quad (\text{II.55})$$

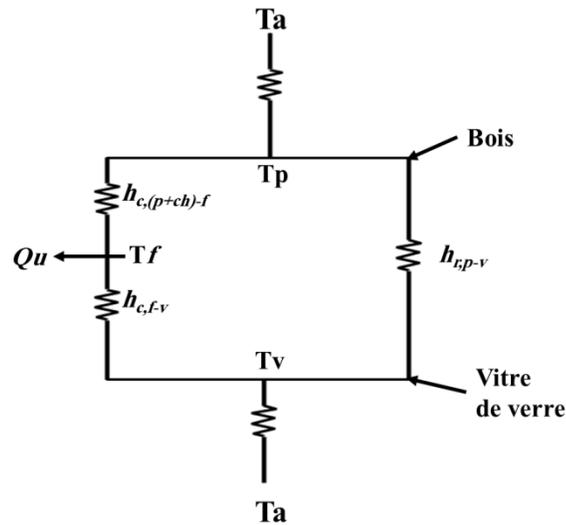


Figure II.7 : Schéma électrique équivalent relatif à une section du conduit rectangulaire.

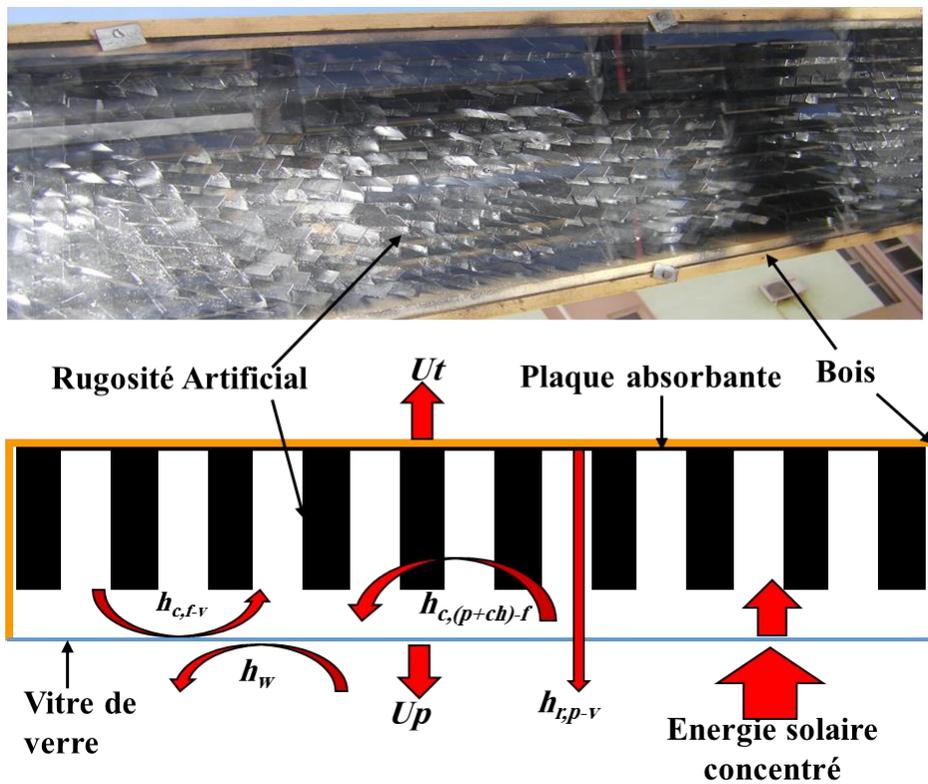


Figure II.8 : Schématisation des échanges thermiques dans le conduit utile rectangulaire avec rugosité Type I.

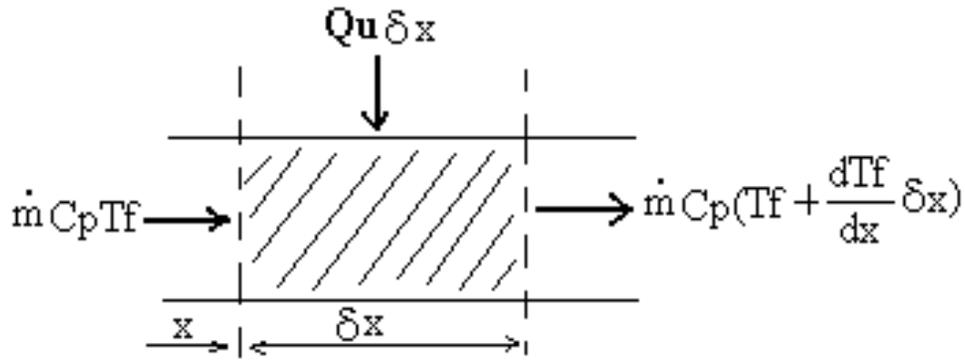


Figure II.9 : Tranche fictive " δx ".

Distribution de la température dans l'absorbeur suivant la direction de l'écoulement

On a découpé la section de la veine d'air mobile du conduit utile en des tranches " δx " voir la Figure II.9. Au niveau de cette section la température de l'air est supposée uniforme.

La conservation de l'énergie dans cette tranche nous donne, sachant que (l) étant la largeur du l'absorbeur :

$$\dot{m} C_p T_f + \phi_u l \delta x = \dot{m} C_p \left(T_f + \frac{dT_f}{dx} \delta x \right) \quad (\text{II.56})$$

Après simplification, on aboutit à :

$$\frac{dT_f}{dx} = \frac{\phi_u l}{\dot{m} C_p} \quad (\text{II.57})$$

Nous supposons, que le transfert de chaleur avec le fluide (air) de température T_f uniforme le long du l'absorbeur de longueur L , l'intégration de l'équation nous donne :

$$T_f (x) = \frac{\phi_u l}{\dot{m} C_p} x + T_{fe} \quad (\text{II.58})$$

Où, T_{fe} est la température de l'air à l'entrée de l'absorbeur et T_{fs} la température de l'air à la sortie, on aboutit par conséquent à l'expression :

$$T_{fs} = \frac{\phi_u l L}{\dot{m} C_p} + T_{fe} \quad (\text{II.59})$$

Supposons aussi que la température de l'air varie linéairement le long d'absorbeur, la valeur moyenne de la température est égale à la moyenne arithmétique entre l'entrée et la sortie du conduit absorbeur :

$$T_f = \frac{T_{fs} + T_{fe}}{2} \quad (\text{II.60})$$

A partir des deux dernières équations, on déduit :

$$\phi_u = \frac{2\dot{m}Cp(T_f - T_{fe})}{A} \quad (\text{II.61})$$

Où : $A = lL$ étant l'aire utile du conduit absorbeur.

En remplaçant la valeur de la puissance utile (II.61) dans les expressions des bilans thermiques, ce qui conduit aux équations suivantes :

$$(h_{r,p-v} + h_{c,f-v} + U_{av})T_v - (h_{r,p-v})T_p - h_{c,f-v}T_f = \alpha_v \rho \gamma I_g CR + U_{av}Ta \quad (\text{II.62})$$

$$-(h_{r,p-v})T_v + (h_{c,(p+ch)-f} + h_{r,p-v} + U_{arr})T_p - h_{c,(p+ch)-f}T_f = \tau_v \alpha_p (1,01) \rho \gamma I_g CR + U_{arr}Ta \quad (\text{II.63})$$

$$h_{c,f-v}T_v + h_{c,(p+ch)-f}T_p - \left(h_{c,f-v} + h_{c,(p+ch)-f} + \frac{2\dot{m}Cp}{A} \right) T_f = \frac{2\dot{m}Cp}{A} T_{fe} \quad (\text{II.64})$$

Ce système d'équations peut être écrit sous la forme d'une équation matricielle à trois inconnus de la forme :

$$[A][T] = [B] \text{ où } [T] = \begin{bmatrix} T_v \\ T_p \\ T_f \end{bmatrix} \quad (\text{II.65})$$

Où les températures sont déterminées par la matrice inverse : $[T]=[A]^{-1} [B]$

Les étapes de calcul des trois températures, nécessitent la connaissance des valeurs des coefficients d'échange par convection, par rayonnement et par conduction, ainsi que les valeurs de U_{av} et U_{arr} qui sont données par :

$$U_{av} = h_w$$

$$U_{arr} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{1}{h_w}}$$

Calcul de la température moyenne de l'absorbeur T_p

L'équation suivante permet de calculer la température moyenne de l'absorbeur

$$T_f = T_{fe} + \frac{\phi_u}{U_L F_R} \left(1 - \frac{F_R}{F'} \right) \quad (\text{II.66})$$

Calcul de la température moyenne de la vitre T_v :

D'après le bilan énergétique, elle s'écrit comme suit :

$$T_v = \frac{(\tau_v \alpha_p (1,01) \rho \gamma I_g CR) + h_{r,p-v} T_p + h_w Ta}{h_{r,p-v} + h_w} \quad (\text{II.67})$$

Calcul de la température du fluide à la sortie du capteur :

Elle est exprimée par l'équation (II.33)

Rendement thermique du concentrateur η_{th} :

Le rendement thermique global du conduit absorbeur représente le rapport de la puissance utile à la puissance incidente reçu par la surface active du capteur solaire, exprimé par le rapport de la puissance utile à l'énergie solaire concentrée par les miroirs du concentrateur

$$\eta_{th} = \frac{\phi_u}{(\tau_v \alpha_p (1,01) \rho \gamma I_g CR) S_{ouverture}} \quad (\text{II.68})$$

Avec,

$S_{ouverture}$: étant la surface d'ouverture moins la surface de l'absorbeur, elle est donnée par :

$$S_{ouverture} = (L \times Lar) - (l \times L) = 2,20 [m^2] \quad (\text{II.69})$$

II.6 Bilan exergetique

L'exergie est défini comme le potentiel de travail utile maximum d'un système. L'analyse exergetique permet de concevoir des systèmes énergétiques plus efficaces. Le bilan exergetique pour les systèmes ouverts dans des conditions stables peut donner les éléments suivants:

$$\sum \dot{E}x_{in} - \sum \dot{E}x_{out} = \sum \dot{E}x_{dest} \quad (II.70)$$

Où

$$\sum \left(1 - \frac{T_e}{T_s}\right) \dot{\phi}_s - \dot{w} + \sum \dot{m}_{in} \psi_{in} - \sum \dot{m}_{out} \psi_{out} = \dot{E}x_{dest} \quad (II.71)$$

$$\psi_{in} = (h_{in} - h_e) - T_e (s_{in} - s_e) \quad (II.72)$$

$$\psi_{out} = (h_{out} - h_e) - T_e (s_{out} - s_e) \quad (II.73)$$

En remplaçant (II.72) et (II.73) dans(II.71), on obtient

$$\sum \left(1 - \frac{T_e}{T_s}\right) \dot{\phi}_s - \dot{m} [(h_{out} - h_{in}) - T_e (s_{out} - s_{in})] = \dot{E}x_{dest} \quad (II.74)$$

Où T_s est la température apparente du soleil, qui est approximativement égale à 6000 K et ϕ correspond au débit d'énergie solaire absorbé par la plaque absorbante; elle est évaluée par la relation suivante [74, 75, 103, 104] :

$$\dot{\phi}_s = I A_c (\tau\alpha) \quad (II.75)$$

L'enthalpie et l'entropie changent l'air dans le canal rectangulaire exprimé par :

$$\Delta h = h_{out} - h_{in} = Cp (T_{fs} - T_{fe}) \quad (II.76)$$

$$\Delta s = s_{out} - s_{in} = Cp \ln \frac{T_{fs}}{T_{fe}} - R \ln \frac{P_{out}}{P_{in}} \quad (II.77)$$

En remplaçant (II.75)-(II.77) dans (II.74), on obtient :

$$\sum \left(1 - \frac{T_e}{T_s}\right) I A_c (\tau\alpha) - \dot{m} Cp (T_{fs} - T_{fe}) + \dot{m} Cp T_e \ln \frac{T_{fs}}{T_{fe}} - \dot{m} R T_e \ln \frac{P_{out}}{P_{in}} = \dot{E}x_{dest} \quad (II.78)$$

L'irréversibilité $\dot{E}x_{dest}$ peut être évaluée à partir de l'équation suivante :

$$\dot{E}x_{dest} = T_e S_{gen} \quad (\text{II.79})$$

La deuxième loi d'efficacité calculée comme suit :

$$\eta_{exergy} = 1 - \frac{T_e S_{gen}}{\left[1 - (T_e/T_s)\right] \dot{\phi}_s} \quad (\text{II.80})$$

II.7 Conclusion

À partir de cette étude théorique, nous avons décrit les étapes de calcul des paramètres permettant de déterminer les échanges et les pertes de la chaleur convective ainsi que les performances thermiques instantanées du concentrateur solaire Fresnel. Afin d'améliorer les performances thermiques en augmentant l'extraction de la chaleur pendant la circulation de l'air dans le conduit utile absorbeur par l'échange thermique, on a étudié deux absorbeurs munis par des formes de rugosité différente, ainsi qu'un absorbeur sans rugosité artificielle. Un modèle a été établi pour calculer les performances thermiques à partir des paramètres d'entrée connus. Une étude exergetique du système a été également présentée. Cette étude nous permettra de comprendre d'avantage l'efficacité du dispositif ou bien la qualité énergétique de notre système.

Chapitre III :

Simulation numérique

III.1 Présentation du logiciel de simulation EES

EES (prononcé ISE) est l'abréviation d'*Engineering Equation Solver* ou Solveur d'équations pour l'ingénierie. EES permet de résoudre des systèmes d'équations algébriques, des équations différentielles, des équations à variables complexes. Également d'optimiser les paramètres de modélisation d'un système, de calculer des régressions linéaires et non linéaires, de générer des courbes de grande qualité.

Notre choix du programme n'a pas été une coïncidence, mais c'est par la recherche et la comparaison entre plusieurs autres programmes tels que Matlab, par exemple. EES nous fournit une énorme base de données, presque toutes les propriétés liées aux matériaux, liquides ou bien des gazes et mélange des gazes utilisés dans divers domaines de l'industrie et de la recherche scientifique, par exemple, l'ammoniac, le méthane, le dioxyde de carbone et beaucoup d'autres liquides. Les tables des propriétés thermo-physiques de l'air sont incorporées, comme étant des fonctions psychrométriques. De plus, de nombreuses fonctions mathématiques et thermodynamiques utilisées dans le milieu de l'ingénierie sont incorporées dans le logiciel.

En outre, EES ouvre une vaste bibliothèque des fonctions mathématiques et thermodynamiques que nous pouvons utiliser. Malgré cela, il est possible d'adopter EES pour nos besoins d'utilisation. De ce fait, EES offre à l'utilisateur la possibilité d'entrer ses propres fonctions suivant trois méthodes :

1. La possibilité de traiter les données numériques des tableaux, d'interpoler, de tracer des courbes de très bonne qualité, et ensuite les utiliser directement dans la résolution des systèmes d'équations.

2. EES permet d'enregistrer les sous fonctions et procédures dans des fichiers bibliothèques pour qu'ils soient utilisables dans chaque session.
3. Enfin, les fonctions et les procédures compilées, écrites dans un langage de haut niveau tel que PASCAL, MATLAB, le langage C ou FORTRAN, pourront être utilisées dans EES par le biais de bibliothèques dynamiques (DLL).

EES offre également la possibilité de propager l'incertitude de données expérimentales afin de donner des résultats de variables calculées suivant les estimations d'incertitude, cette fonction a été bien détaillée par la suite dans la section (III.3).

En outre, les capacités de ce programme sont telles, qu'il peut être également utilisé par des "experts". EES comporte une vaste banque de données de propriétés thermodynamiques et de transport. Il est ainsi possible de résoudre des problèmes de thermodynamique, de mécanique des fluides et de transfert de chaleur.

III.2 Etapes à suivre pour la simulation d'un phénomène physique

Pour la simulation d'un phénomène physique comme notre problème de transfert de chaleur avec EES, il est nécessaire de développer toutes les équations du phénomène étudié, ceci est déjà fait en détail dans le chapitre II, il nous reste d'introduire les équations dans la fenêtre d'équation d'EES, en suivant les étapes suivantes ;

La première étape essentielle, avant d'entrer les équations, il convient de déterminer le système d'unités pour les fonctions et les propriétés thermodynamiques incluses, à l'aide de l'option système d'unité dans le menu option, par la suite une boîte de dialogue apparaît comme le montre la Figure III.1 suivante :

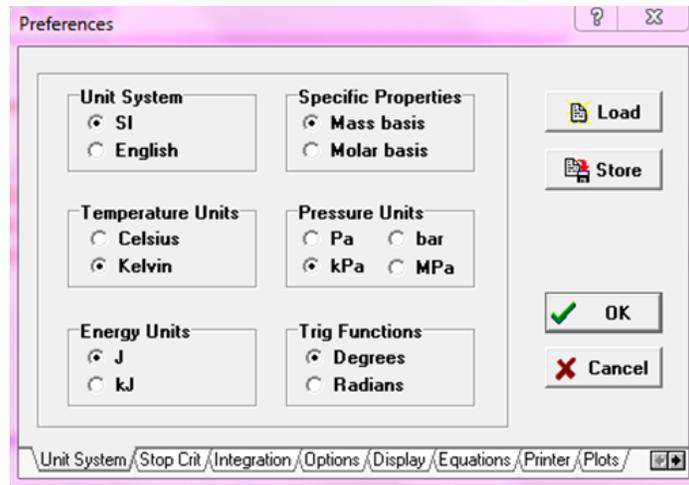


Figure III.1 : Configuration de système des unités dans EES.

Les équations peuvent être saisies maintenant dans la fenêtre d'Equation. Le texte est saisi de la même façon comme dans n'importe quel logiciel de traitement de texte.

Après avoir saisi toutes les équations du problème considéré et éventuellement vérifié leurs syntaxes en utilisant la commande Vérifié/Format dans le menu de Calcul.

Enfin, pour résoudre notre système d'équations, il faut cliquer sur la commande Résoudre ou Solver (ou bien en appuyant sur bouton F2). Une boîte de dialogue apparaît et indique le temps de calcul. Une fois les calculs terminés, EES indique le nombre d'équation qui compose le problème et le nombre de bloc comme il est indiqué sur la Figure III.2. Quand les calculs sont terminés, le bouton 'Annuler' sera substitué par le bouton (Continuer).

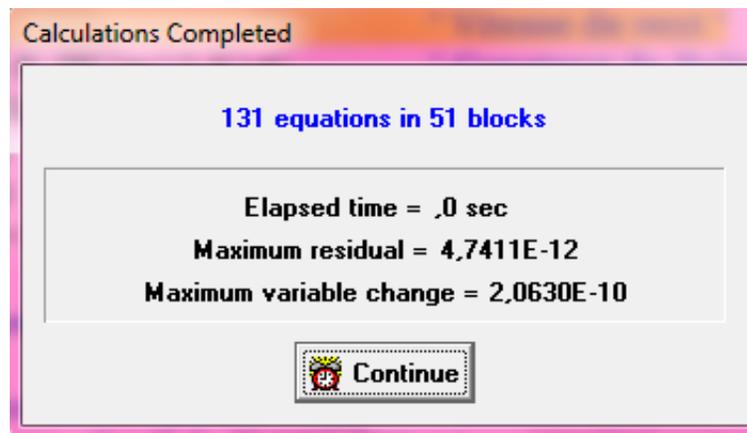


Figure III.2 : Fenêtre indiquant la Fin de calcul.

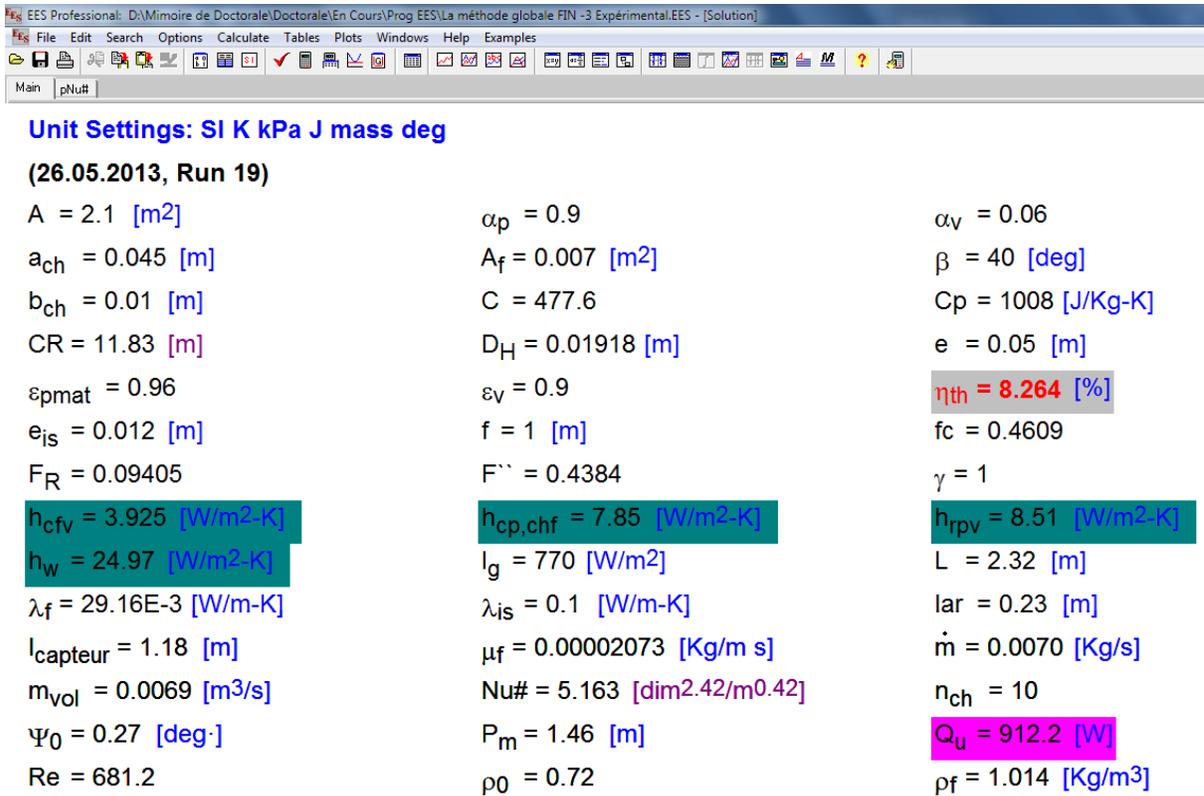


Figure III.3 : Fenêtre comportant la solution du problème avec les valeurs des variables considérées.

Par défaut, les calculs s'arrêtent quand une certaine d'itérations sont effectuées et que le temps de calcul dépasse les 60 secondes, que le maximum résiduel est inférieur à 10^{-6} ou que la valeur de changement de variable maximale est inférieure à 10^{-9} . Si le maximum résiduel est supérieur à la valeur par défaut, il se peut que les équations n'aient pas été correctement résolues, probablement parce que les limites d'une ou de plusieurs variables ont forcé la solution. En cliquant sur le bouton 'Continue', la boîte de dialogue se ferme et laisse apparaître la fenêtre de la solution comme indiquée sur la Figure III.3.

Une fois la solution est affichée, on aura la possibilité d'utiliser les tableaux paramétriques. En cliquant sur la commande *New Paramitric Table*. Une boîte de dialogue apparaît tel que indiqué sur la Figure III.4.

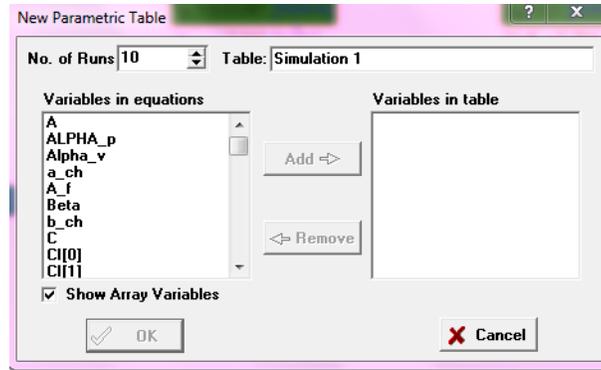


Figure III.4 : Fenêtre de création des tableaux paramétrique par des variables.

A l'aide de cette fenêtre, nous pouvons ajouter un tableau qui contient plusieurs variables telle que : le rayonnement solaire S_r (ou I_g), la température ambiante, la température d'entrée de l'air et le débit volumique. A partir de ces données le modèle nous permis de calculer les paramètres suivants : le débit massique du fluide caloporteur, l'énergie utile, la température de sortie de l'air, le rendement thermique du concentrateur solaire ainsi que le nombre de Reynolds. Les valeurs saisies sont en couleur noir, par contre les valeurs calculés par l'interface visuelle sont en couleur bleu voir Figure III.5.

| | I_g [W/m ²] | T_{amb} [K] | $T_{f,in}$ [K] | m_{vol} [m ³ /s] | m [Kg/s] | Q_u [W] | T_{fs} [K] | η_{th} [%] | Re | RSAC [W/m ²] |
|--------|------------------------------|------------------|-------------------|----------------------------------|---------------|--------------|-----------------|--------------------|------|-----------------------------|
| Run 1 | 740.4 | 294 | 300 | 0.01597 | 0.015 | 2286 | 451.3 | 20.84 | 1382 | 4977 |
| Run 2 | 743.9 | 294 | 300 | 0.01597 | 0.015 | 2295 | 452 | 20.82 | 1380 | 5000 |
| Run 3 | 745.9 | 294 | 299 | 0.01597 | 0.015 | 2310 | 451.7 | 20.9 | 1384 | 5013 |
| Run 4 | 746.6 | 295 | 301 | 0.01597 | 0.015 | 2297 | 453.7 | 20.77 | 1371 | 5018 |
| Run 5 | 745.9 | 295 | 300 | 0.01597 | 0.015 | 2305 | 452.9 | 20.86 | 1377 | 5013 |
| Run 6 | 743.9 | 295 | 301 | 0.01597 | 0.015 | 2291 | 453.1 | 20.79 | 1373 | 5000 |
| Run 7 | 740.4 | 295 | 300 | 0.01597 | 0.015 | 2292 | 451.7 | 20.89 | 1381 | 4977 |
| Run 8 | 735.4 | 294 | 300 | 0.01597 | 0.015 | 2274 | 450.2 | 20.87 | 1385 | 4943 |
| Run 9 | 729 | 294 | 300 | 0.01597 | 0.015 | 2258 | 448.9 | 20.9 | 1390 | 4900 |
| Run 10 | 720.9 | 295 | 300 | 0.01597 | 0.015 | 2243 | 447.7 | 21 | 1394 | 4845 |
| Run 11 | 711 | 296 | 301 | 0.01597 | 0.015 | 2214 | 446.8 | 21.02 | 1393 | 4779 |
| Run 12 | 699.3 | 296 | 300 | 0.01597 | 0.015 | 2193 | 443.7 | 21.17 | 1407 | 4700 |
| Run 13 | 685.5 | 296 | 300 | 0.01597 | 0.015 | 2158 | 440.8 | 21.25 | 1416 | 4608 |
| Run 14 | 669.4 | 295 | 300 | 0.01597 | 0.015 | 2110 | 437 | 21.28 | 1429 | 4499 |
| Run 15 | 650.8 | 296 | 301 | 0.01597 | 0.015 | 2058 | 434.3 | 21.34 | 1434 | 4374 |
| Run 16 | 629.4 | 296 | 300 | 0.01597 | 0.015 | 2010 | 429.1 | 21.56 | 1455 | 4230 |
| Run 17 | 604.7 | 296 | 299 | 0.01597 | 0.016 | 1953 | 423.2 | 21.8 | 1479 | 4064 |

Figure III.5 : Données paramétriques avec les résultats de calcul obtenus en Blue.

| Sort | Cl_i | D_i | l_i | U_i | Q_i | S_i [mm] | Θ_i [deg] |
|------|--------|--------|-----------|----------|---------|---------------|---------------------|
| [1] | 0.9085 | 0.1004 | 0.0047670 | 0.004737 | 0.05471 | | 2.995 |
| [2] | 0.424 | 1.502 | 0.4308 | 0.4252 | 1.502 | 0.002027 | 0.4823 |
| [3] | 0.4144 | 1.537 | 0.4409 | 0.4349 | 2.505 | 0.002573 | 0.4976 |
| [4] | 0.4131 | 1.542 | 0.4423 | 0.4363 | 3.507 | 0.002655 | 0.4997 |
| [5] | 0.4129 | 1.543 | 0.4424 | 0.4365 | 4.51 | 0.002666 | 0.5 |
| [6] | 0.4129 | 1.543 | 0.4425 | 0.4365 | 5.512 | 0.002668 | 0.5 |
| [7] | 0.4129 | 1.543 | 0.4425 | 0.4365 | 6.515 | 0.002668 | 0.5 |
| [8] | 0.4129 | 1.543 | 0.4425 | 0.4365 | 7.518 | 0.002668 | 0.5 |
| [9] | 0.4129 | 1.543 | 0.4425 | 0.4365 | 8.52 | 0.002668 | 0.5 |
| [10] | 0.3722 | 1.543 | 0.5752 | 0.5686 | 9.522 | 0.002668 | 0.5 |

Figure III.6 : Tableau Arrays comportant les paramètres conceptions du concentrateur Fresnel étudié.

Un dernier résultat qu'on peut montrer sous forme d'un tableau nommé *Arrays*, qui comporte la conception géométrique du concentrateur voir Figure III.6, ce tableau contient les valeurs suivantes ;

La colonne à gauche affiche le nombre de miroirs à partir du miroir central, c'est-à-dire que nous avons 20 miroirs constituant notre concentrateur. Ensuite on trouve la colonne du taux de concentration de chaque miroir désigné par (Cl_i), après s'affiche les trois colonnes des rayons solaires réfléchis sur la conduite rectangulaire (D_i , l_i , et U_i), ensuite la distance entre les miroirs et le miroir du centre (Q_i), après la colonne nommée (S_i), c'est l'espace entre deux miroirs adjacents, et enfin la colonne nommée (θ_i) ; c'est l'angle d'inclinaison des miroirs. Tous ces paramètres sont présentés en détail dans le chapitre II {Eq (II.1)-(II.9)}

Une autre option que nous pouvons trouver dans *EES*, c'est la possibilité de faire une interface du problème étudié dans la fenêtre de diagramme (*Diagram Window*) voir Figure III.7.

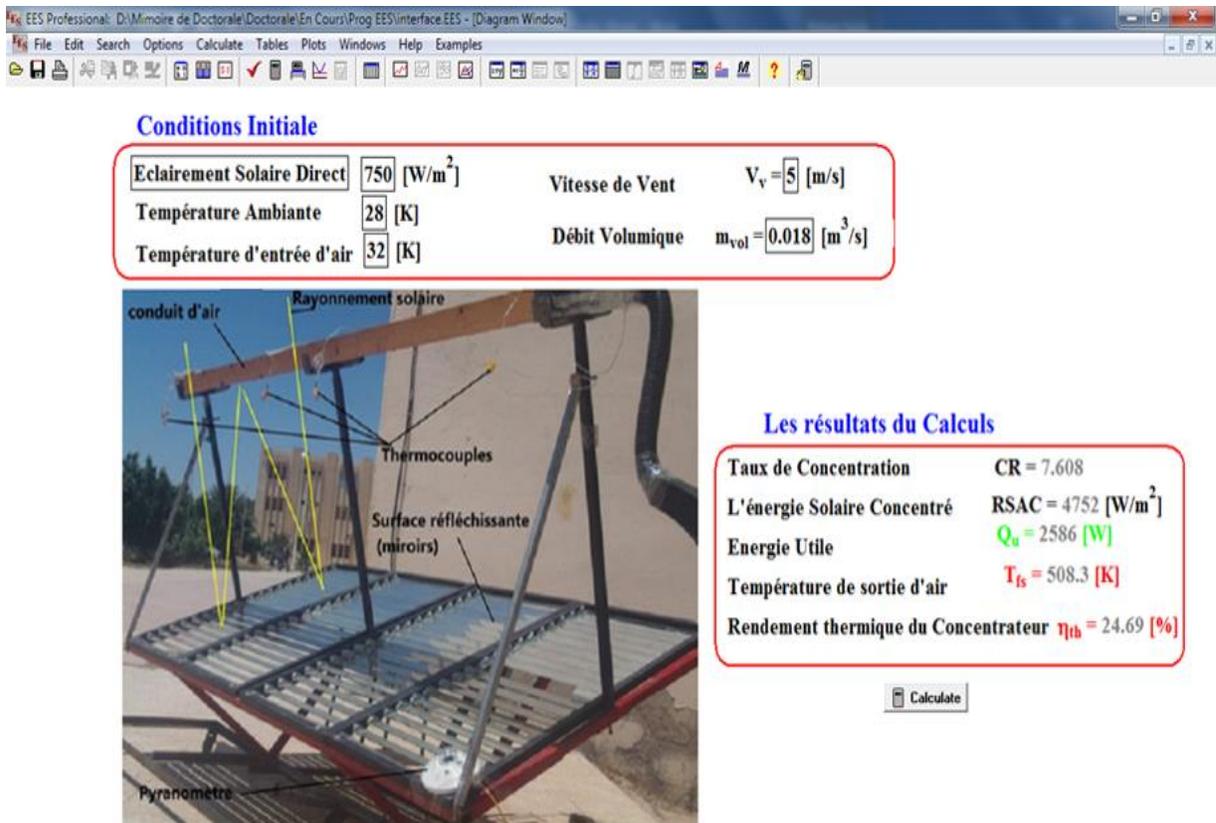


Figure III.7 : Fenêtre *Diagram Window*.

En effet, cette option permet de choisir les paramètres d'entrée et de sortie du problème, ainsi que les propriétés du fluide caloporteur utilisé circulant dans le conduit utile rectangulaire. Autrement, il est possible de changer le fluide caloporteur ainsi que la configuration des rugosités utilisées. Nous pouvons également afficher les résultats clés sur une fenêtre, d'autre part, le reste des résultats est accessible à partir d'une fenêtre qui comporte l'ensemble des résultats de calcul obtenus.

III.3 Analyse d'incertitude

Les tests d'incertitude peuvent être inversés par rapport au dispositif d'essai choisi aux exigences, à la précision, à la lecture, à l'observation, aux conditions ambiantes et à l'intervalle d'incertitude des instruments de mesure utilisés pour l'expérimentation précédemment présentés. Compte tenu des intervalles d'incertitude, il est très facile d'utiliser la fonction (*Uncertainty Propagation*) d'EES pour estimer l'incertitude de chaque variable mesurée. Le but de cette commande est de calculer la manière dont les incertitudes dans chacune des variables

mesurées se propage dans la valeur de la quantité calculée, La méthode pour déterminer cette propagation d'incertitude est décrite dans la note technique de *National Institute of Standards and Technical Technology (NIST) [105]*. En supposant que les mesures individuelles ne sont pas corrélées et aléatoires, l'incertitude de la quantité calculée peut être déterminée comme suit:

$$U_Y = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i} \right)^2 U_i^2} \quad (\text{III.1})$$

Où, U représente l'incertitude de la variable, et Y la valeur calculée.

Soit l'exemple de transfert de chaleur entre l'air et une plaque plan, l'air s'écoulé à une vitesse mesurée de 20 [m/s] avec une incertitude de 10%, à une température de 300°C avec une incertitude de ±10 et ±1°C, respectivement. La plaque plane est d'une longueur de 0,5 [m], la température mesurée est de 27°C de même incertitude voir Figure III.8.

Code sur EES

| | |
|---|--|
| Fluid\$='Air' | "Define the fluid using a string variable" |
| L=0.5 [m] | "Length of plate in flow direction in m" |
| Vel=20 [m/s] | "air velocity with an uncertainty of 10% of its value" |
| T_infinity=300 [°C] | "Air temperature in +/- 1 °C" |
| T_s=27 [°C] | "Plate surface temperature +/- 1 °C" |
| Q=h*L*(T_infinity-T_s) | "heat transfer rate per unit width in W/m" |
| T_film=(T_infinity+T_s)/2 | "Film temperature for evaluating properties in °C" |
| rho=density(Fluid\$,T=T_film,P=100 [kPa]) | "Air density in kg/m^3" |
| k=conductivity(Fluid\$,T=T_film) | "Thermal conductivity in W/m-K" |
| mu=viscosity(Fluid\$,T=T_film) | "Viscosity in kg/m-s" |
| Pr=Prandtl(Fluid\$,T=T_film) | "Prandtl number" |
| Re=rho*Vel*L/mu | "Reynold's number" |
| Nu#=0.664*Re^0.5*Pr^0.333 | "Nusselt number for laminar flow" |
| (h*L)/k=Nu# | "Definition of Nusselt number to find h" |

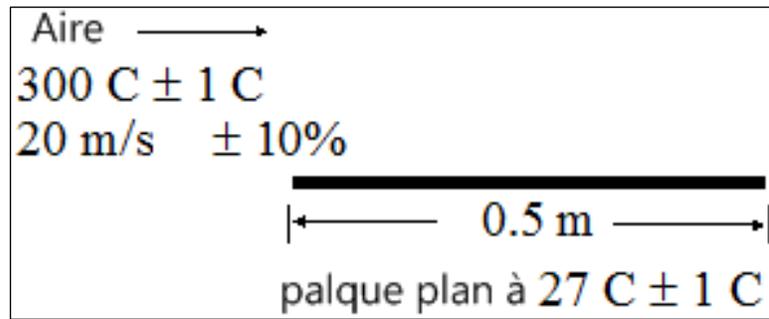


Figure III.8 : Exemple d'un écoulement d'air chaude sur une plaque plan.

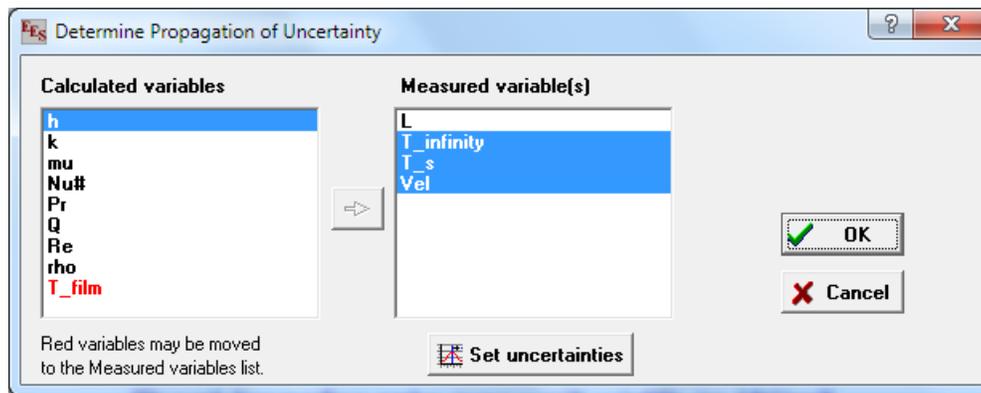


Figure III.9 : Fenêtre pour déterminer la propagation des incertitudes.

La fonction d'analyse des incertitudes est intégrée dans les sous-programmes de EES, il suffit d'appuyer sur F6, puis de sélectionner à partir de la fenêtre correspondante voir Figure III.9 les variables mesurées à droite et les variables qui seront calculées à gauche.

Le bouton *set uncertainties* permet d'introduire les valeurs d'incertitude de chaque variable en fonction des erreurs d'incertitudes relatives aux instruments de mesure employés, telle que montrée par la fenêtre de la Figure III.10, où nous pouvons introduire les paramètres de chaque instrument de mesure correspondant à la variable mesurée, à savoir que l'environnement EES nous donne l'analyse des incertitudes en détail.

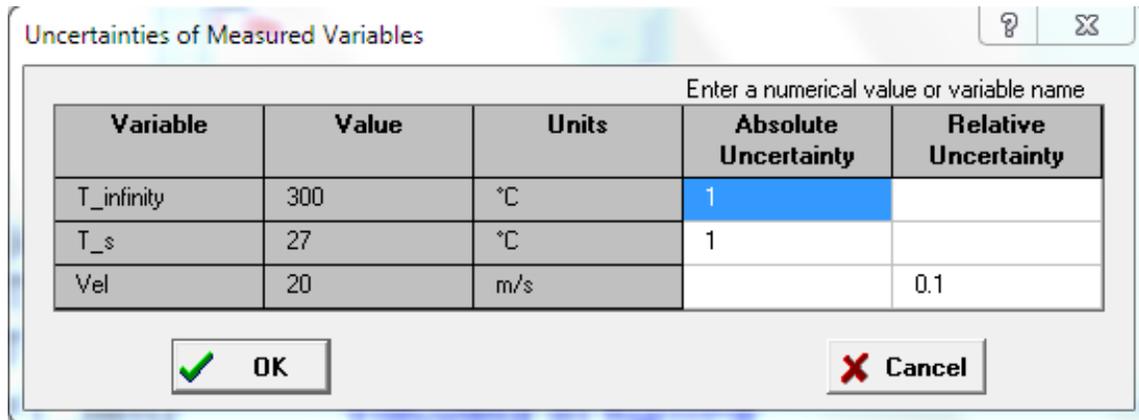


Figure III.10 : Fenêtre des incertitudes de chaque variable mesuré.

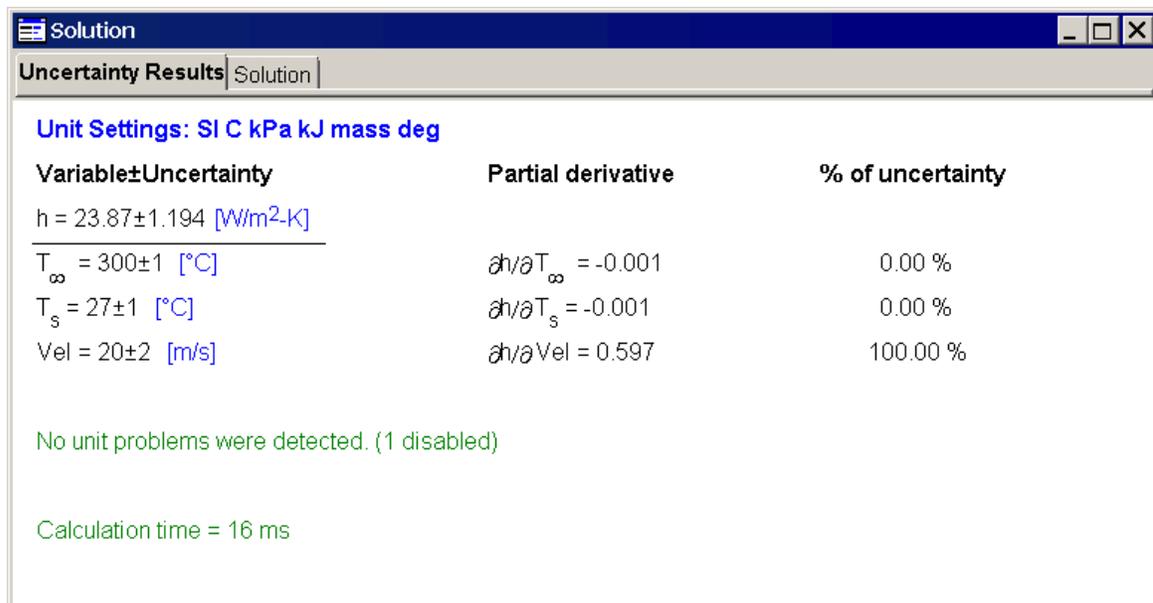


Figure III.11 : Exemple de résultats de calcul avec incertitudes estimées par EES.

| | T ₁ [°C] | T1 [°C] | T2 [°C] | T3 [°C] | T4 [°C] | Q _s [kW] | h _{conv,coe} [kW/m2-K] | Nu# | Re | Ex _{dest} [kW] | η _{exergy} [-] | η _{th} [-] |
|--------|------------------------|------------|------------|------------|------------|------------------------|------------------------------------|-------|-------|----------------------------|----------------------------|------------------------|
| Run 1 | 92 | 41 | 101 | 109 | 105 | 1.431 | 0.01841 | 3.447 | 741.2 | 1.243 | 0.0859 | 0.7361 |
| Run 2 | 103 | 42 | 107 | 112 | 115 | 1.447 | 0.02245 | 4.266 | 731.3 | 1.227 | 0.1077 | 0.8533 |
| Run 3 | 101 | 42 | 113 | 124 | 115 | 1.471 | 0.01789 | 3.444 | 732.1 | 1.257 | 0.1004 | 0.8025 |
| Run 4 | 103 | 43 | 116 | 128 | 116 | 1.496 | 0.0177 | 3.431 | 730.5 | 1.274 | 0.1039 | 0.8133 |
| Run 5 | 103 | 46 | 117 | 127 | 120 | 1.515 | 0.01677 | 3.267 | 729.7 | 1.295 | 0.0998 | 0.7914 |
| Run 6 | 108 | 46 | 117 | 127 | 125 | 1.516 | 0.01884 | 3.684 | 724.1 | 1.279 | 0.1118 | 0.8267 |
| Run 7 | 107 | 47 | 117 | 127 | 123 | 1.53 | 0.01835 | 3.586 | 726.5 | 1.295 | 0.1090 | 0.8312 |
| Run 8 | 105 | 50 | 109 | 119 | 113 | 1.532 | 0.02107 | 4.049 | 727.3 | 1.308 | 0.1009 | 0.7947 |
| Run 9 | 104 | 50 | 108 | 115 | 114 | 1.528 | 0.02116 | 4.054 | 728.1 | 1.308 | 0.0987 | 0.7845 |
| Run 10 | 103 | 52 | 110 | 114 | 113 | 1.523 | 0.0202 | 3.875 | 727.3 | 1.311 | 0.0934 | 0.7514 |
| Run 11 | 102 | 48 | 104 | 114 | 112 | 1.516 | 0.02167 | 4.124 | 728.9 | 1.305 | 0.0941 | 0.7546 |
| Run 12 | 100 | 48 | 108 | 112 | 110 | 1.476 | 0.02007 | 3.819 | 731.3 | 1.273 | 0.0920 | 0.7629 |

Figure III.12 : Résultats obtenus par la configuration du conduit utile type I.

Les résultats d’analyse des incertitudes sont présentés en détail d’après la Figure III.11. Cette fonction est très intéressante pour analyser les résultats obtenus par l’expérimentation.

III.4 Analyse exergetique

EES contient une base de données très riche de plusieurs fluides, mélanges de fluides réels et parfaits, matériaux, et alliages des matériaux. Nous avons exploité cette bibliothèque pour déterminer les propriétés thermodynamiques de l’air et la plaque absorbante en fonction de la variation de la température. Pour cela, la détermination des enthalpies de l’air en fonction des températures est très simple à maîtriser.

Telle que présenté sur la Figure III.12 une illustration d’exemple de tableau de calcul du modèle développé, ce tableau contient les paramètres d’entrée et sortie du modèle pour l’analyse exergetique effectuée du système à l’aide de l’équation suivante :

$$\eta_{exergy} = 1 - \left(\frac{\dot{E}x_{dest}}{(1 - (T_c / T_s)) \cdot \dot{Q}_s} \right) \quad (III.2)$$

III.5 Conclusion

Le choix de l'environnement de simulation est très nécessaire pour résoudre le problème proposé dans ce chapitre. En plus, EES contient une très grande librairie riche des données thermodynamiques telles que ; les conductivités thermiques, transmittances...etc. Il est également très simple et ne nécessite pas beaucoup de complications, comme avec d'autres programmes tels que Matlab, par exemple.

Le point fort de ce logiciel est qu'il ne nécessite pas l'ordre en série des équations et des variables, de sorte que seul le nombre d'équations est égal au nombre de variables permettant de résoudre n'importe quel problème physique.

Nous avons décrit les étapes de calcul des paramètres permettant de déterminer les échanges et les pertes thermiques convectives ainsi que les performances thermiques instantanées du concentrateur solaire Fresnel.

Les équations des bilans énergétiques et exergétique développés dans le chapitre II de chacun des composants du système étudié ont été introduits et résolus dans l'environnement EES pour calculer les performances thermiques et exergétiques pour les trois configurations. Le modèle développé pour simuler le système proposé et les résultats obtenus à la base d'une méthode semi-empirique et théorique sont présentés en détail dans le chapitre IV. La méthodologie développée pourrait éventuellement être utilisée comme un modèle prédictif des systèmes énergétiques pour la conversion de l'énergie solaire.

Chapitre IV :

Résultats et discussions

Introduction

Dans ce chapitre, nous examinerons les caractéristiques météorologiques et climatiques de la ville du Biskra, site où les expérimentations ont eu lieu, également sans oublier de mentionner le programme *MATEONORM* que nous avons utilisé pour extraire les données climatiques pour la ville de Biskra. Ce programme nous a fourni les données nécessaires et indispensables pour notre travail, dans un format facile à utiliser dans de nombreux programmes de simulation comme *TRNSYS*, *SAM*, *GREENIUS*, et *EES* (comme notre cas), en plus d'un grand nombre de pays et de régions dans le monde.

On présentera dans ce chapitre les résultats expérimentaux obtenus durant les journées d'expérimentations, ainsi que les résultats théoriques obtenus par notre code développé sur l'environnement *EES* accompagné par une synthèse et une interprétation. En plus, une analyse énergétique de système a été présentée avec une comparaison entre les résultats expérimentaux et théoriques pour la validation du modèle et du code de calcul développé.

IV.1 Données météorologiques

Les essais expérimentaux ont été menés au niveau du hall technologique du département de Génie Mécanique de l'université Mohamed Khider de Biskra.

La ville de Biskra est située à environ à 400 [km] au sud-est d'Alger, connue par son climat chaud et désertique. Le climat est très aride, la plupart du temps est très clair. Les précipitations sont limitées à 120 [mm] par an. La ville de Biskra est notamment connue comme toutes les régions du grand sud par un fort ensoleillement, la valeur moyenne est au environ de 3292 heures par an, dont les coordonnées géographiques sont ;

- ✓ Latitude : 34° 51' 0 " N
- ✓ Longitude : 5° 43' 59" E

IV.1.1 Température ambiante

La ville de Biskra est connue par une température ambiante variant entre 5°C en hiver jusqu'à 45°C en été, avec une moyenne annuelle de 21,5°C. La Figure IV.1 montre la variation de la température ambiante durant la journée de 21 Avril.

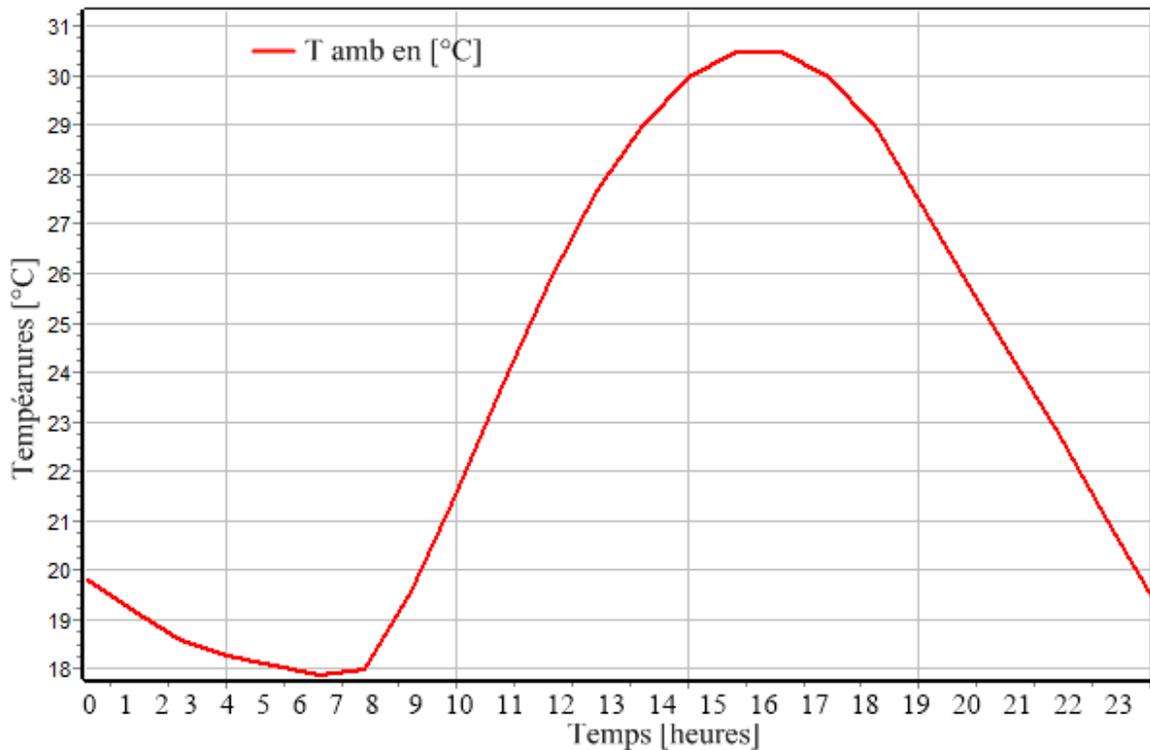


Figure IV.1 : Variation de la température ambiante dans la région de Biskra 21 Avril.

IV.2 Résultats et discussions

Dans ce chapitre, on présentera les résultats expérimentaux obtenus afin de comparer les performances du dispositif étudié avec les trois configurations du conduit utile absorbeur dans les mêmes conditions environnementales et pour des débits massiques d'air similaires. En vue d'augmenter la quantité de chaleur extraite à partir de la plaque absorbante vers l'air en circulation (l'air à chauffer), on a utilisé trois types de plaques absorbantes : deux plaques munis

par des rugosités artificielles de type I et type II, et une plaque sans rugosité artificielle type III, où le conduit utile absorbeur est totalement lisse.

L'objectif principal de cette étude expérimentale est d'augmenter l'efficacité du transfert de chaleur. Pour cela une nouvelle rugosité a été conçue et montée sur la plaque absorbante (type I), de plus une autre rugosité rectangulaire (type II) a été testée dans les mêmes conditions, enfin, une plaque absorbante sans rugosité a été testée comme référence (type III).

IV.3 Pour un débit massique de 0,018 [kg/s]

L'acquisition des données expérimentales a été faite pendant la période de mois de Mars jusqu'au mois de Juin, de nombreuses journées d'expérimentations ont été effectuées pour les trois configurations et pour différents débits massiques d'air. Pour cela, on a essayé d'analyser préalablement les résultats expérimentaux obtenus en vue d'entamer une étude comparative entre les trois configurations du conduit utile absorbeur. Après l'analyse des données expérimentales, nous avons trouvé que parmi plusieurs journées, des essais expérimentaux réalisés pour les trois configurations avec la même valeur du débit massique d'air véhiculé à travers le conduit au environ de 0,018 [kg/s]. Nous avons choisi trois jours où les éclairissements solaires sont relativement proches, comme il est illustré sur la Figure IV.2 qui montre l'évolution du rayonnement solaire global en fonction du temps local du site de Biskra pendant trois jours pour les trois configurations.

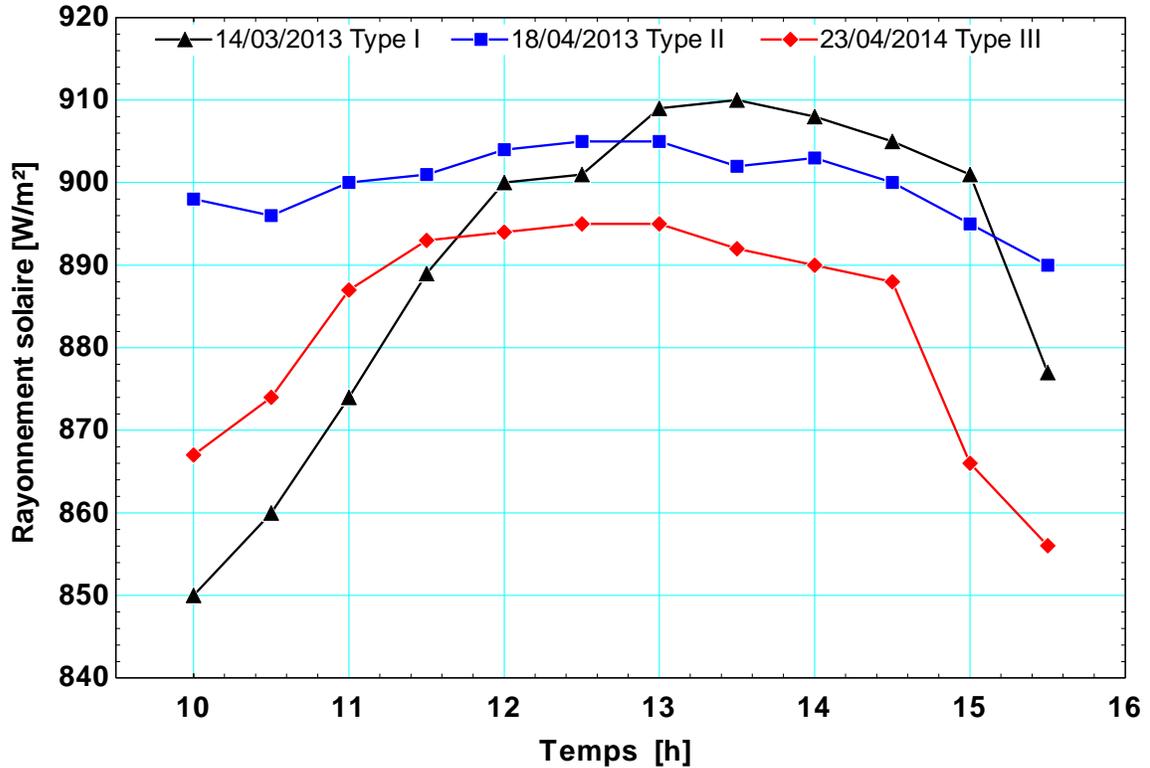


Figure IV.2 : Comparaison de la variation du rayonnement solaire pour les trois journées de tests considérés.

L'évolution des profils des températures de sortie en fonction du temps, de l'air véhiculé à travers le conduit utile pour les trois configurations d'absorbeur testées (Figure IV.3) pour un débit massique de 0,018 [kg/s], montre que les valeurs minimales et maximales mesurées pour les 03 configurations type I, type II, et type III sont respectivement situées entre 92°C à 108°C, 118 à 150°C et de 90 à 96°C. L'analyse des courbes montre que les températures augmentent en fonction du temps et de l'éclairement solaire incident pour atteindre des valeurs maximales au environ 13 Heure (midi solaire). D'autre part, les températures de sortie pour la configuration type II (rugosité rectangulaire) sont supérieures à celles de la configuration Type I (rugosité rectangulaire tordue) et la configuration Type III, dont la plaque absorbante est totalement lisse sans rugosité artificielle.

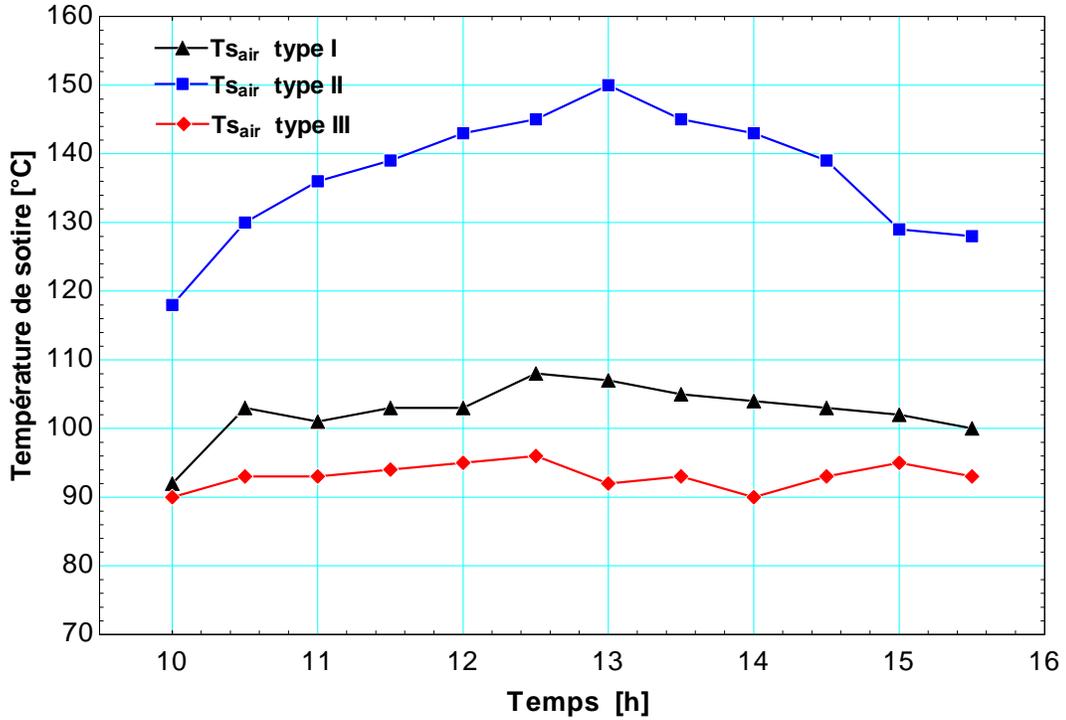


Figure IV.3 : Variation des températures de sortie en fonction du temps pour débit massique d'air véhiculé égale à 0,018 [Kg/s].

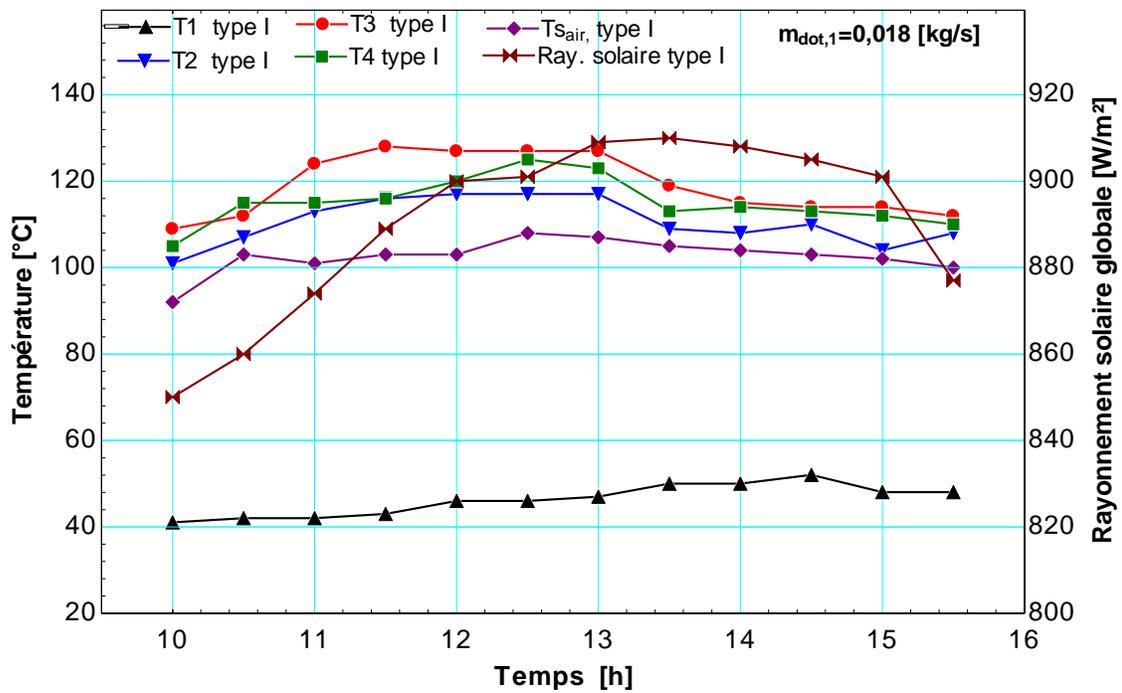


Figure IV.4 : Variation de rayonnement solaire, la température de la plaque du récepteur et de l'air en fonction du temps pour un conduit utile avec des rugosités artificielles de Type I.

Les courbes décrivant l'évolution de rayonnement solaire, la température de la plaque du récepteur et de l'air chaud telles que représentés par la Figure IV.4 et Figure IV.5, montrent des valeurs atteintes relativement élevées du fluide caloporteur allant de 92°C à 110°C et de 100°C à 150°C en présence des configurations type I et type II respectivement, comparativement avec le conduit utile absorbeur type III, dont la surface intérieure est totalement lisse sans rugosité artificielle, où l'échange thermique entre l'air et la plaque absorbante est très médiocre, ce qui se traduit par des températures à la sortie du fluide caloporteur relativement basses inférieures à 100°C, comme illustrée sur à la Figure IV.6.

L'analyse des résultats obtenus, montre qu'il est bien clair que les températures atteintes avec la plaque absorbante de configuration type III sont inférieures comparativement avec celles réalisées en présence d'un conduit utile où l'absorbeur est muni des rugosités artificielles type I et II. Cette diminution de température est due essentiellement à un échange thermique par convection médiocre, essentiellement entre l'absorbeur et le fluide caloporteur par manque d'agitation et de turbulence provoqués par les rugosités artificielles, du fait que la quantité de chaleur stockée dans la plaque absorbante n'a pas été transférée vers le fluide caloporteur par convection, dû également à une durée de séjour courte du fluide en écoulement dans le conduit utile rectangulaire. En effet, les rugosités artificielles jouent un rôle très important dans l'intensification des échanges thermiques, notamment par convection entre l'air et l'absorbeur, d'autre part, les rugosités augmentent la surface d'échange par effet d'ailettes entre l'air et la plaque absorbante, qui permet une durée de séjour importante entre le fluide caloporteur et l'absorbeur, ainsi que par la création d'un écoulement turbulent et désordonné engendré par des élargissement et des rétrécissements brusques par suite de la disposition en plusieurs rangées et en quinconce des ailettes dans le conduit utile absorbeur.

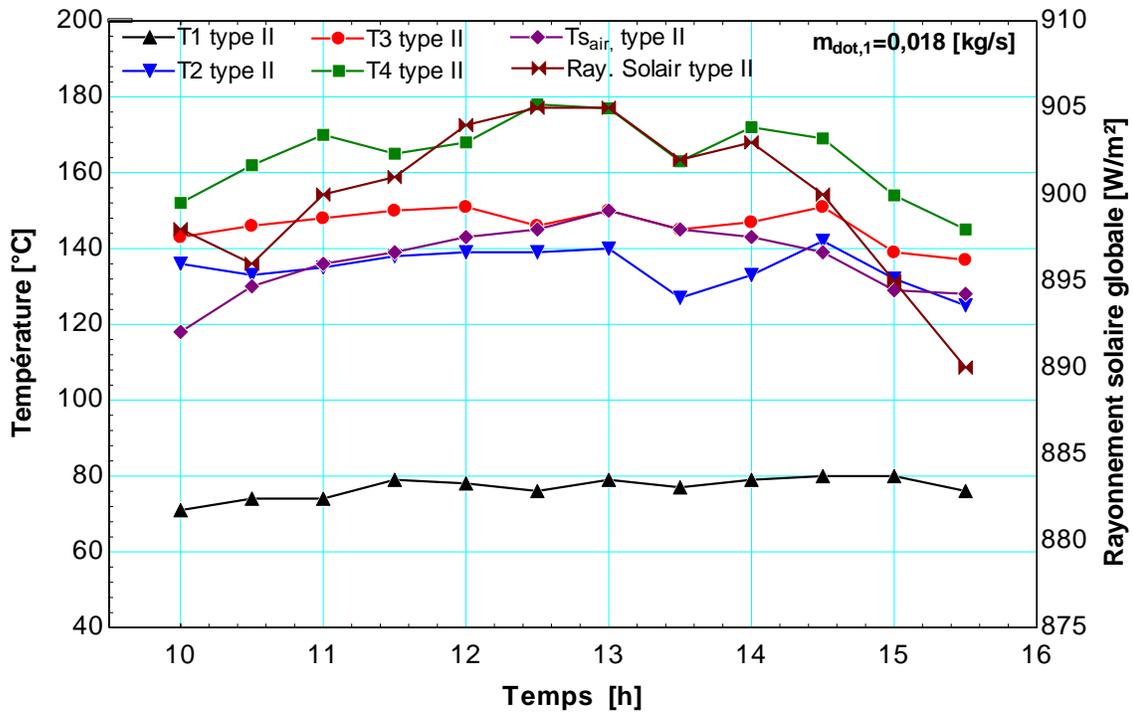


Figure IV.5 : Variation de rayonnement solaire, la température de la plaque du récepteur et de l'air en fonction du temps pour un conduit utile avec des rugosités artificielles de Type II.

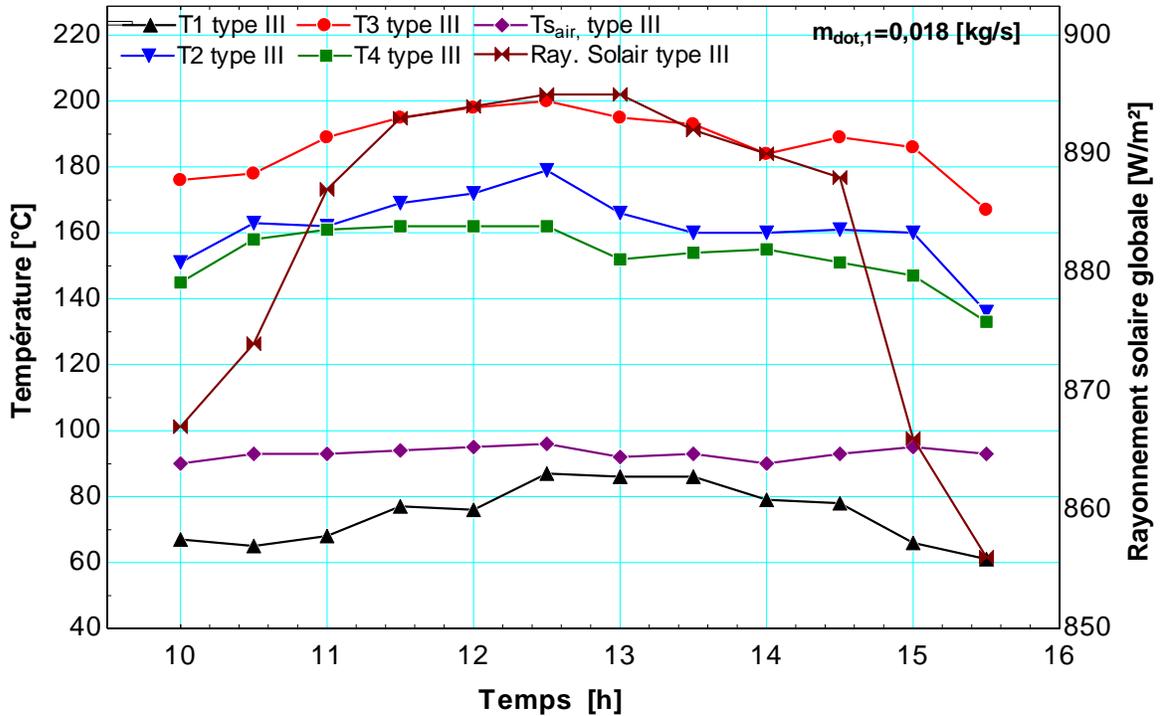


Figure IV.6 : Variation de rayonnement solaire, la température de la plaque du récepteur et de l'air en fonction du temps pour un conduit utile totalement lisse (sans rugosités) de Type III.

Dans le cas d'un conduit absorbeur lisse sans rugosités artificielles, les températures de sortie de l'air, ont atteint des valeurs basses comprises entre 90°C et 96°C (Figure IV.6). Par contre, avec le même conduit utile absorbeur de type III, on a enregistré des valeurs plus élevées de la température au niveau de la plaque absorbante de l'ordre de 87°C, 179°C, 162°C et 200°C au environ de midi à 12H30, lorsque le rayonnement solaire devient important, qui sont mesurés par les thermocouples T₁, T₂, T₃ et T₄ respectivement. Ce qui montre qu'avec les configurations de type I et III, la présence des rugosités artificielles améliore le coefficient de transfert de chaleur par convection entre la plaque absorbante et le fluide caloporteur de passage depuis l'entrée jusqu'à la sortie du conduit utile.

On tient à signaler également, qu'une augmentation significative des températures de l'air à la sortie du conduit a été sensiblement enregistré au niveau de l'absorbeur de type I, type II et type III de l'ordre de 92°C à 140°C, 118°C à 180°C, et de 100°C à 200°C, respectivement.

IV.4 Pour un débit massique de 0,02 [kg/s]

Dans cette section on a considéré les trois configurations du conduit utile absorbeur, avec une augmentation de débit massique de l'ordre de 0,02 [kg/s]. Cet accroissement permet de mettre en évidence l'effet de l'augmentation du débit d'air sur les paramètres de performances, notamment la température à la fois au niveau de la plaque absorbante et la température de sortie de l'air traversant le conduit dynamique.

D'après la Figure IV.7, on remarque que l'augmentation du débit massique du fluide caloporteur véhiculé a un effet direct sur la température de la sortie de l'air et les températures mesurées au niveau de la plaque absorbante, il est bien claire que les profils des températures T₁, T₂, T₃, et T₄ sont relativement très proches comparativement à celles montrées par la Figure IV.4, d'autre part, on observe que la température du fluide à la sortie du conduit utile a diminuée presque de 5 à 10°C, cette diminution est due à une durée de séjour insuffisante entre le fluide caloporteur et la surface d'échange du conduit utile absorbeur, pour qu'il puisse transporté le maximum de quantité de chaleur à la sortie du conduit.

L'analyse des courbes montre que l'évolution des températures du fluide en écoulement et celles de la plaque absorbante varie avec l'intensité du rayonnement solaire incident. Sachant que la

plaque absorbante est la partie la plus chaude du conduit, les mesures montrent qu'elle atteint des températures dépassant les 100°C pour les trois configurations Figure (IV.8), (VI.9), et (VI.10), d'autre part, les températures du fluide en écoulement à sortie du conduit utile varie étroitement avec celle de l'absorbeur, elles atteignent des valeurs maximales arrivant à 108°C, 120°C et 100°C vers le midi respectivement pour les 03 configurations type I, II, et III.

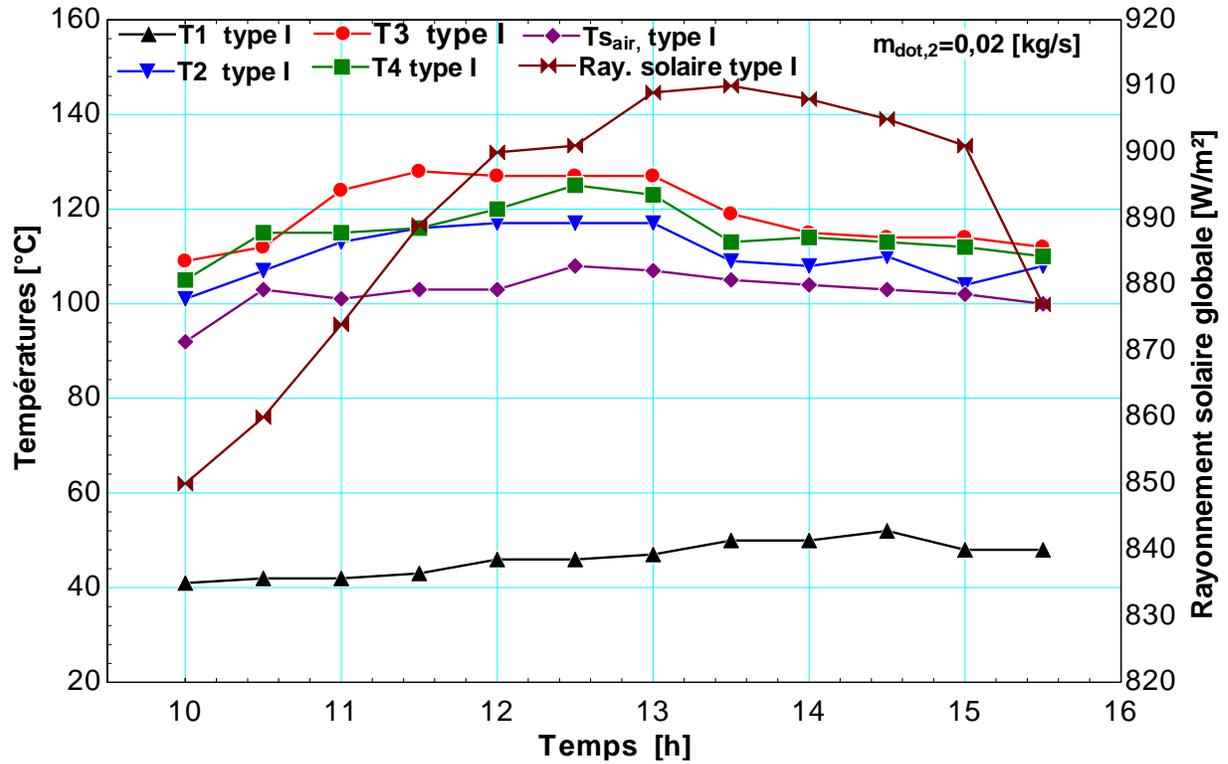


Figure IV.7 : Evolution de rayonnement solaire, la température de la plaque du récepteur et de l'air en de temps pour un débit massique d'air égal à 0,02 [kg/s] type I.

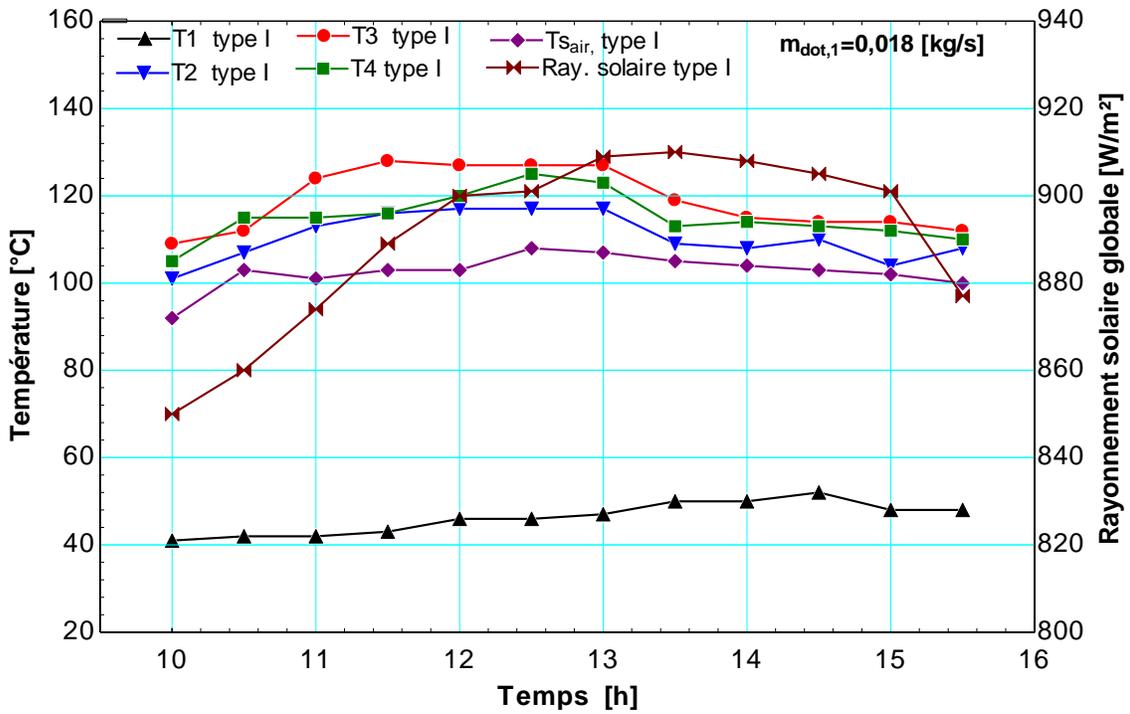


Figure IV.8 : Evolution de rayonnement solaire, la température de la plaque du récepteur et de l'air en de temps pour un débit massique d'air égal à 0,02 [kg/s] type II.

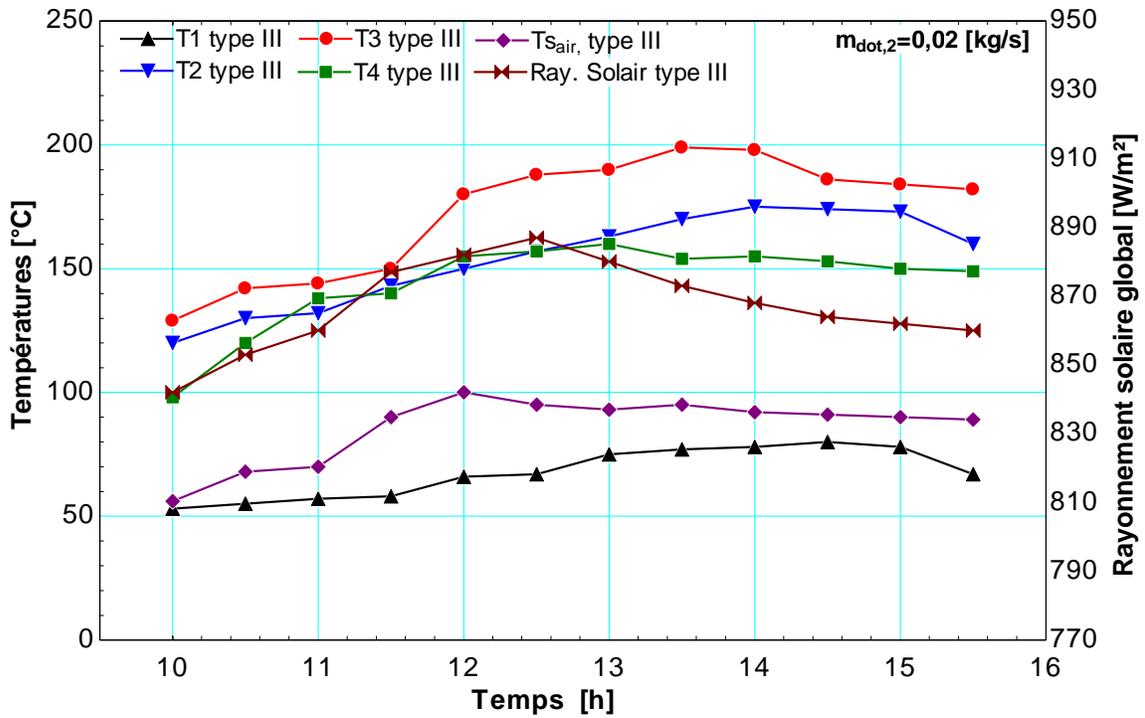


Figure IV.9 : Evolution de rayonnement solaire, la température de la plaque du récepteur et de l'air en de temps pour un débit massique d'air égal à 0,02 [kg/s] type III.

Il est clair, comme le montre le Figure IV.10 , que le rendement thermique de la configuration de type II est le meilleur rendement avec une moyenne de 70 %, alors qu'il n'est que de l'ordre de 66 % avec la configuration de type I, par contre, avec la configuration de type III ou le conduit utile est totalement lisse, le rendement est le plus bas ou il n'atteint qu'une valeur moyenne de l'ordre de 40 %.

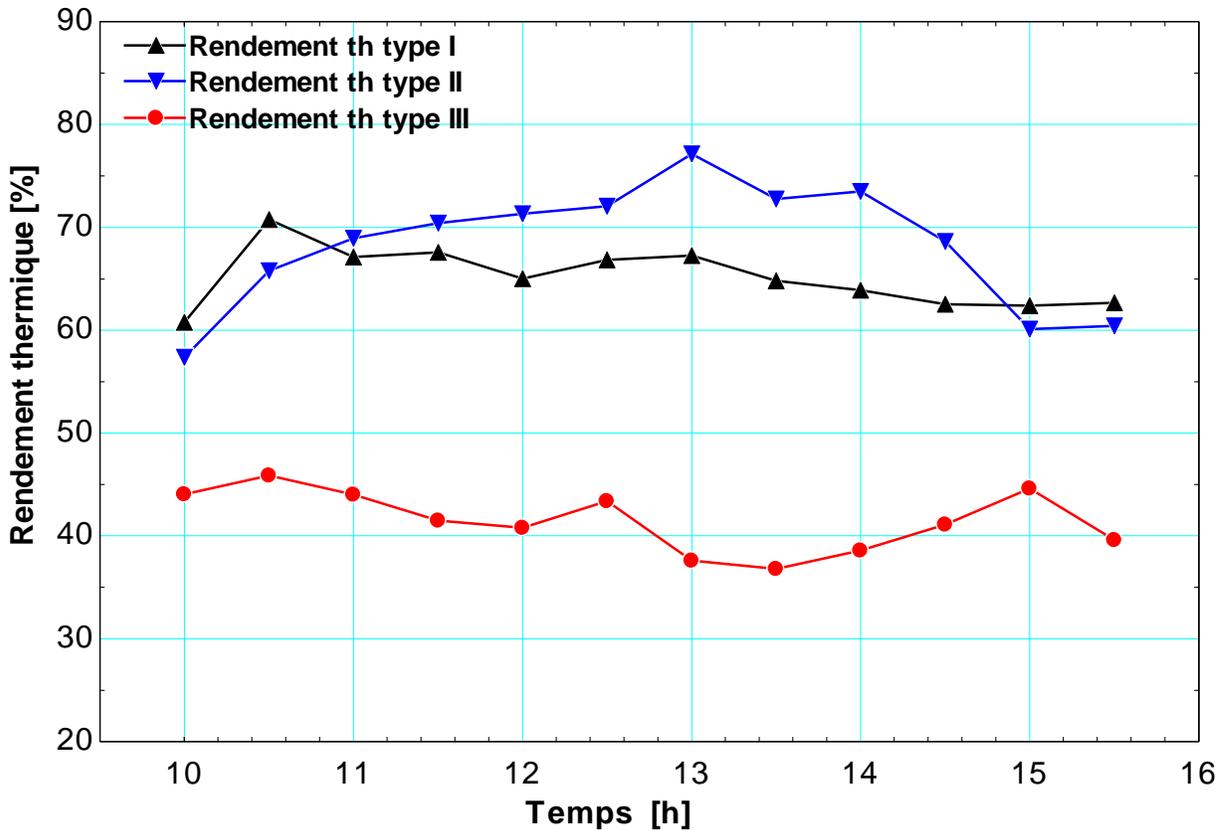


Figure IV.10 : Evolution du rendement thermique en fonction du temps du temps local de la région de Biskra.

L'analyse exergetique du système donne une idée très claire sur la qualité d'énergie utile disponible par le collecteur à concentration linéaire Fresnel. La Figure IV.11 montre une comparaison instantanée des rendements exergetiques qui ont été relevés pour un débit massique d'air de l'ordre de 0,018 [kg/s]. Les valeurs de rendement exergetique minimales et maximales de chaque configuration sont comprises entre 0,09% à 0,11%, 0,11% à 0,21%, et 0,02% à 0,04% respectivement pour les trois configurations du conduit de types I, II et III.

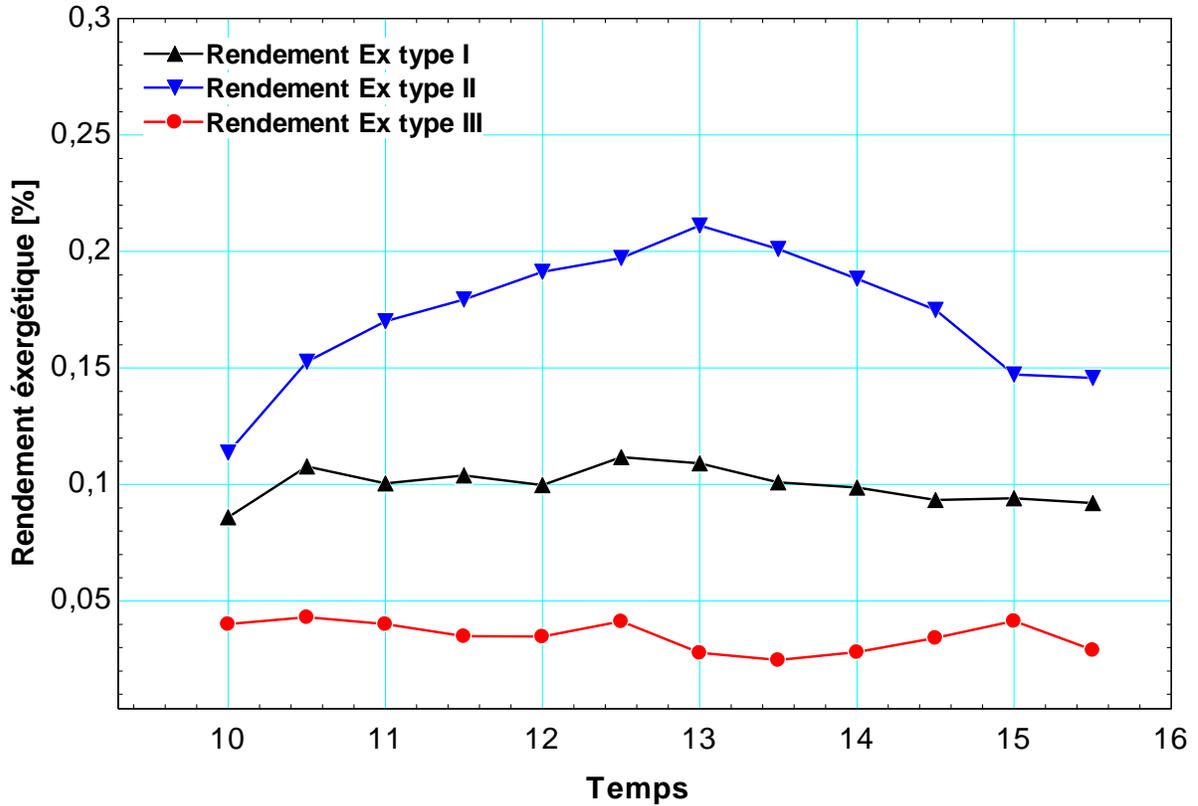


Figure IV.11 : Evolution du rendement Exergétique en fonction du temps.

IV.5 Pertes de charge

Pour mettre en évidence l'évolution des pertes de charge occasionnées par l'écoulement de l'air à travers le conduit absorbeur en fonction du débit volumique, on a réalisé le Tableau IV.1 comportant 12 points de mesures, qui correspondent à des valeurs identiques du débit d'air pour les trois configurations étudiées, à savoir que l'ajustement du débit est assuré par un variateur de vitesse (potentiomètre) agissant directement sur la pompe à air utilisé dans le protocole expérimental.

| Points | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
|-----------------------|-------|-------|-------|-------|------|-------|-------|-------|-------|------|-------|-------|
| Débit massique [kg/s] | 0,007 | 0,007 | 0,008 | 0,009 | 0,01 | 0,011 | 0,014 | 0,018 | 0,019 | 0,02 | 0,021 | 0,025 |

Tableau IV.1 : Débits massique d'air considéré dans les 03 configurations du conduit absorbeur type I, II et III.

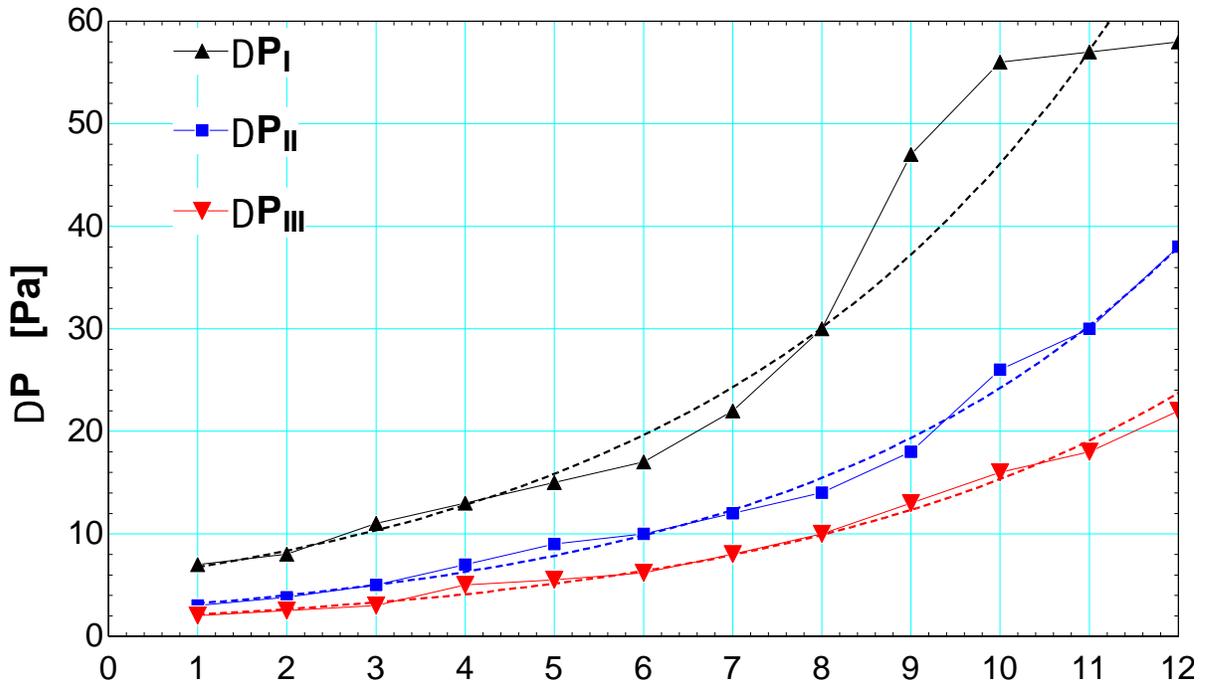


Figure IV.12 : Evolution des pertes de charge en fonction du débit volumique pour les 03 configurations du conduit utile absorbeur type I, II et III.

Les courbes décrivant l'évolution des pertes de charge en fonction de débit Figure IV.12 montrent que la chute de pression augmente proportionnellement avec le débit volumique, particulièrement en présence du conduit utile de type I muni des rugosités artificielles rectangulaires tordues disposées en quinconce, cette augmentation devient plus accentuée à partir d'un débit volumique égale à $0,018 \text{ [m}^3/\text{s]}$ (voir tableau IV.1, point 8) jusqu'au $0,02 \text{ [m}^3/\text{s]}$ (voir tableau IV.1, point 10). Par contre, pour les configurations type II et III la variation des pertes de charge est presque monotone et ordinaire, ce qui nous amène à conclure que la géométrie de conception, la forme et le mode de disposition des rugosités artificielles à un impact significatif sur la chute de pression et les performances de notre dispositif expérimental.

IV.6 Validation du modèle

Un modèle théorique a été développé sur l'environnement EES pour simuler les performances thermiques du dispositif expérimental conçu, dont l'objectif est de mettre en évidence l'effet

des paramètres de conception sur les performances thermiques. Le modèle établi est capable d'estimer le rendement thermique, ainsi que le bilan éxergétique du système, respectivement pour les trois configurations du conduit utile absorbeur type I, II, et III.

Afin de valider le modèle, une comparaison a été faite entre les résultats obtenus par le prototype adopté et les résultats expérimentaux pour un débit massique d'air comparatif de 0,018 [kg/s].

La comparaison entre les résultats du modèle théorique adopté et les résultats expérimentaux du rendement thermique, telle que représentée par Figure IV.13, montre une bonne concordance pour les trois configurations du conduit utile absorbeur, ce qui confirme un accord très raisonnable entre les résultats du modèle et les données expérimentales notamment avec la configuration de type II.

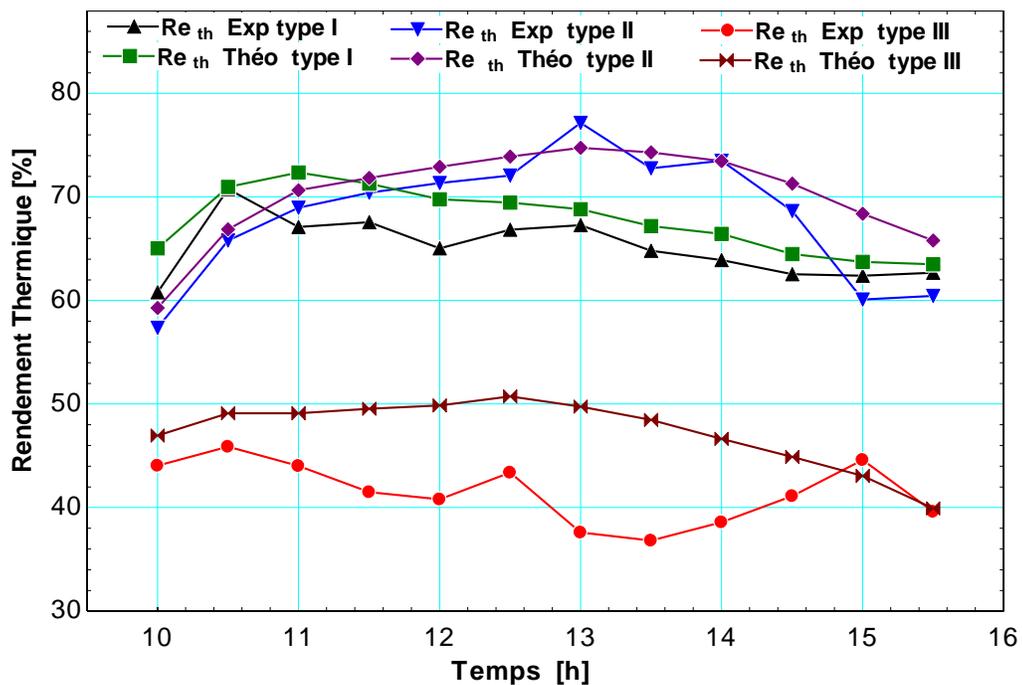


Figure IV.13 : Evolution du rendement thermique théorique et expérimental en fonction de temps local.

D'autre part, la comparaison entre les résultats théoriques et expérimentaux du rendement éxergétique présentée sur la Figure IV.14, montre également que la comparaison des résultats expérimentaux et théoriques était très acceptable notamment avec la configuration type I et II, et moins identique pour type III, ceci dû à la simplification dans le programme de cette configuration et capable de corriger par l'optimisation de notre modèle

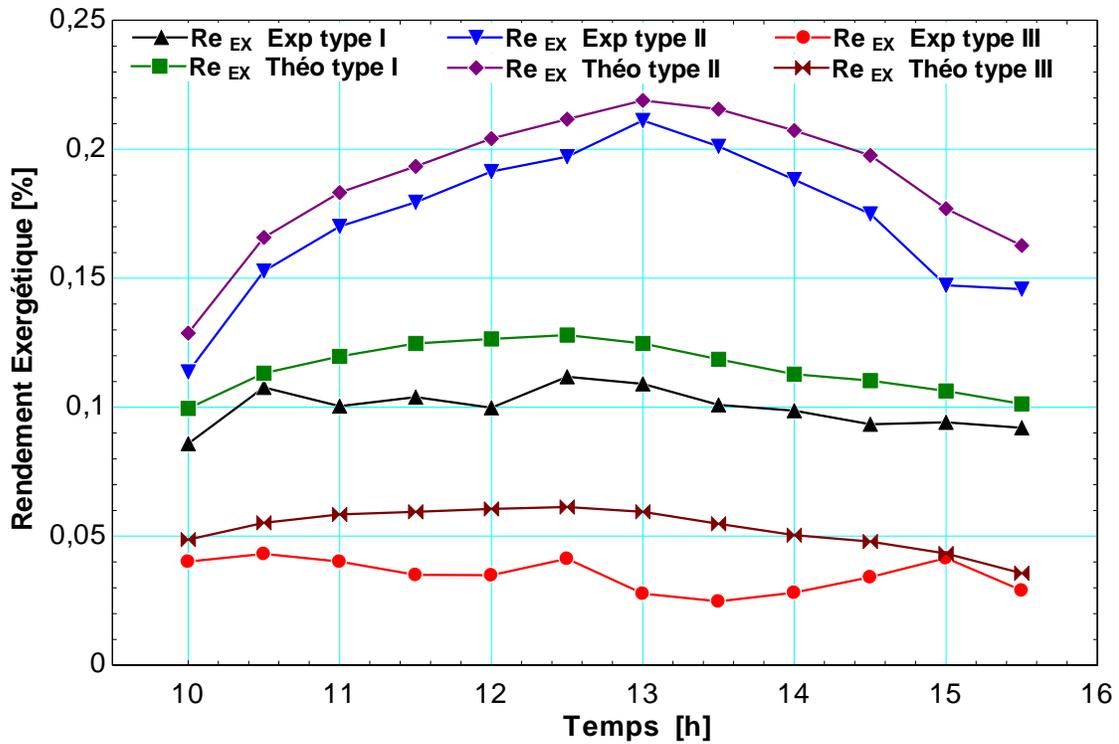


Figure IV.14 : Evolution du rendement exergetique theorique et experimentale en fonction du temps local.

IV.7 Conclusion

Dans ce chapitre, on a présenté les résultats expérimentaux pour les trois configurations du conduit utile absorbeur, ainsi que, les résultats de simulation numérique obtenu par le modèle développé sous l'environnement *EES*.

A travers ce chapitre une discussion et interprétation a été abordée des différents résultats numériques et expérimentaux obtenus pour les trois configurations, ce qui nous a permis de valider les modèles adoptés par rapport aux résultats expérimentaux.

D'autre part, à travers l'étude paramétrique on a pu comprendre l'influence de l'aspect géométrique et technique sur les performances énergétiques et exergetiques de chacune des configurations étudiées.

Conclusion générale

Dans ce travail de recherche, une étude théorique et expérimentale a été entamée concernant un concentrateur Fresnel couplé à une conduite rectangulaire plane qui constitue le conduit dynamique absorbeur. L'objectif principal de ce travail est d'étudier l'effet des paramètres de conception sur les performances thermiques d'un collecteur avec effet de concentration linéaire réalisé par des miroirs réfléchissants, ce dispositif est destiné pour diverses applications telles que le séchage et le chauffage.

Pour cet objectif, une étude d'analyse théorique et une investigation expérimentale é été abordée. Trois configurations du conduit dynamique absorbeur ont été étudiées ; 1) absorbeur muni par des rugosités rectangulaires tordues, 2) absorbeur muni par des rugosités rectangulaires, 3) absorbeur sans rugosités.

Au début de cette thèse, on a présenté des généralités sur les différents capteurs solaires avec effet de concentration, suivie ensuite par une étude et synthèse bibliographique sur les travaux de recherches publiés, ayant traitant la perspective thermique et dynamique des capteurs solaires plans à air, l'utilisation des rugosités artificielles sur la plaque absorbante et leurs effets sur les performances thermiques des capteurs solaires, avec en particulier un bref passage en revue sur les collecteurs linéaires Fresnel.

Dans ce travail, on s'est intéressé à l'effet de la concentration solaire de type Fresnel sur la température de sortie de l'air, ainsi que les effets conjugués des rugosités artificielles dans le conduit dynamique, qui ont pour principal rôle d'intensifier les échanges thermiques convectifs entre l'absorbeur et le fluide caloporteur.

A partir des équations gouvernantes les phénomènes physiques considérés, on a présenté un modèle mathématique et numérique adopté pour la simulation du transfert de chaleur dans le conduit utile absorbeur. Ce qui nous a permis d'évaluer les performances thermiques et exergétiques du dispositif conçu à travers une étude paramétrique. Les résultats montrent que les rugosités artificielles améliorent sensiblement la température de sortie du fluide caloporteur,

le rendement thermique et exérgétique. Par la suite on a pu décrire les étapes de calcul des paramètres permettant de déterminer les échanges et les pertes thermiques convectives ainsi que les performances thermiques instantanées du concentrateur solaire Fresnel.

Afin d'améliorer les performances thermiques et l'extraction de la chaleur durant la circulation du fluide dans le conduit utile absorbeur, on a proposé et étudié deux configurations d'absorbeurs munis par deux types de rugosités artificielles, comparés ensuite par rapport un conduit absorbeur lisse sans rugosités artificielles. Un modèle a été établi et développé pour estimer les performances thermiques à partir des paramètres d'entrées préalablement définis. Une étude exérgétique du système a été également présentée, ce qui a permis de mieux comprendre le comportement des différents paramètres de performances, notamment l'efficacité, la qualité énergétique du système et la température de sortie de fluide caloporteur, qui ont été décrits par un programme informatique écrit sous l'environnement EES (*Engineering Equation Solver*).

Le principal apport acquis durant la réalisation de cette thèse sur le plan théorique, est la mise au point d'un modèle de calcul numérique des performances énergétiques et exérgétiques. Ce modèle est basé sur un ensemble d'équations issues d'un modèle physique détaillé, dans lequel interviennent certaines caractéristiques thermo-physiques propres aux éléments du concentrateur et le conduit utile rectangulaire. La validation de ce modèle a été largement confirmée par l'ensemble des résultats expérimentaux qui ont été réalisés et présentés dans cette thèse.

Il est important de signaler, que le dispositif expérimental à effet de concentration de type Fresnel, dont le conduit utile absorbeur rectangulaire doté par des rugosités artificielles, est un système robuste et efficace pour diverses applications, en particulier pour les processus de chauffage et le séchage directe par l'air, dont les températures de sortie atteintes sont situées entre 80 et 150°C, avec un rendement thermique global de l'ordre de 60%, pour un débit massique d'air de 0,018 [kg/s]. La comparaison entre les résultats expérimentaux obtenus avec les différentes configurations du conduit utile absorbeur a permis de tirer les conclusions suivantes :

- ✓ Le dispositif conçu est robuste et efficace pour des applications industrielles telles que les procédés de chauffage et le séchage

- ✓ Les températures de sortie de l'air atteintes sont plus élevées situées entre 80 et 150°C comparativement avec celles obtenues par les capteurs solaires plans ordinaires dont les températures sont situées entre 40 et 60 °C.
- ✓ Les températures de sortie de l'air les plus importantes sont obtenues avec la configuration des rugosités artificielles type II avec un rendement moyen de 70%.
- ✓ L'analyse des incertitudes sur le rendement thermique et le débit d'air sont respectivement de l'ordre de 1,05%, et 2,4%.
- ✓ La comparaison des résultats expérimentaux et théoriques était très acceptable notamment avec la configuration type II.

Les résultats obtenus montrent clairement que les températures de sortie varient en fonction du flux solaire, des paramètres géométriques des rugosités artificielles et des conditions climatiques du site environnant.

Perspectives :

Séchage des produits agroalimentaires.

Chauffage des habitations.

Améliorer les systèmes de poursuite pour augmenter les performances de concentration notamment la température de la sortie du fluide de travail.

Système avec acquisition des données pour optimiser le fonctionnement du dispositif.

Références Bibliographiques

- [1] J.T. Houghton, G.J. Jenkins, and J. J. Ephraums, "Climate Change : The IPCC Scientific Assessment," GIEC assessment report. , 1990.
- [2] Agence De l'Environnement et de la Maîtrise de l'Énergie, "Un mix électrique 100% renouvelable ? Analyses et optimisations," 2015.
- [3] Ministry of Energy. (24/10/2018). *Le Programme des Energies Renouvelables et de l'Efficacité Énergétique* [Online]. Available: <http://www.energy.gov.dz/francais/index.php?page=le-programme-des-energies-renouvelables-et-de-l-efficacite-energetique>.
- [4] S. A. Kalogirou, *Solar energy engineering: processes and systems*. Academic Press, 2013.
- [5] GuidEnR. *sit web* : http://www.solairethermique.guidenr.fr/VI_cesi-capteurs.php (21/10/2018).
- [6] J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*. John Wiley & Sons, 2013.
- [7] T. M. Alaphilippe, "Recherche d'un nouveau procédé de conversion thermodynamique de l'énergie solaire, en vue de son application à la cogénération de petite puissance," Docteur, École Doctorale des Sièges Exates et de leurs Applications, Université de Pau et des Pays de L'Adour, 07 PAU U 03036, 2007.
- [8] A. Fernandez-Garcia, E. Zarza, L. Valenzuela, and M. Perez, "Parabolic-trough solar collectors and their applications," *Renewable and Sustainable Energy*, no. Reviews 14 pp. 1695-1721, 2010.
- [9] A. Gonzalez Finat and R. Liberali, "Concentrating solar power from research to implementation," *European Commission*.
- [10] K. Lovegrove, G. Burgess, and J. Pye, "A new 500 m2 paraboloidal dish solar concentrator," *Solar Energy* vol. 85, pp. 620-626, 2011.
- [11] Renel. (2017, 2018/11/18). *Climat, Economie, Energie Renouvelable, Environnement* [Online]. Available: http://sti2d.lyceevinciblanquefort.fr/doku.php?id=ee:term2017:qdn:tour_solaire.
- [12] R. GUILLO. (22/06/2010). *Portail d'information dédié aux Energies renouvelables* [Online]. Available: http://www.ecosources.info/dossiers/Centrale_miroir_Fresnel_solaire_thermodynamique.
- [13] P. GARCIA, "Outils d'évaluation technico-économique et d'aide à la conception des centrales solaires thermodynamiques du futur," Docteur, Sciences Pour l'Ingénieur, Université de Perpignan, 2007.
- [14] (2015). *La centrale aux miroirs de Llo* [Online]. Available: <http://www.faiteslepleindavenir.com/2015/11/24/la-centrale-aux-miroirs-llo/>.

- [15] Agence Nationale pour la Promotion et Rationalisation de l'Utilisation de l'énergie (APRUE). *Le programme national de développement des énergies renouvelables*. 2016. www.aprue.org.dz/.
- [16] Ministry of Energy. (2002, 26 January). *Potentiels des Energies renouvelables* [Online]. Available: <http://www.energy.gov.dz/francais/index.php?page=potentiels>.
- [17] JORADP. *Official Journal of the People's Democratic Republic of Algeria*. Law n ° 10-95 of 17 March 2010 laying down the economic rules for network connection fees and other actions necessary to satisfy electricity and gas demand from customers. <https://www.joradp.dz/FTP/jo-francais/2010/F2010019.pdf>.
- [18] CREG (Regulation Commission for Electricity and Gas). *Law N°02-01 of 05th February*. (2002). [Online] Available: <http://www.creg.gov.dz/index.php/en/energies-renouvelables/energies-renouvelables>
- [19] Sonalgaze. (2014). *gisment solaire en algerie* [Online]. Available: http://www.sonelgaz.dz/article.php3?id_article=15 ,»
- [20] N. V. Ogueke, E. E. Anyanwu, and O. V. Ekechukwu, "A review of solar water heating systems," *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, vol. 1, no. 4, p. 043106, 2009.
- [21] G. S. Chaitanya Prasad, K. S. Reddy, and T. Sundararajan, "Optimization of solar linear Fresnel reflector system with secondary concentrator for uniform flux distribution over absorber tube," *Solar Energy*, vol. 150, pp. 1-12, 2017/07/01/ 2017.
- [22] M. Lin, K. Sumathy, Y. J. Dai, R. Z. Wang, and Y. Chen, "Experimental and theoretical analysis on a linear Fresnel reflector solar collector prototype with V-shaped cavity receiver," *Applied Thermal Engineering*, vol. 51, no. 1, pp. 963-972, 2013/03/01/ 2013.
- [23] M. A. Moghimi, K. J. Craig, and J. P. Meyer, "Optimization of a trapezoidal cavity absorber for the Linear Fresnel Reflector," *Solar Energy*, vol. 119, pp. 343-361, 2015/09/01/ 2015.
- [24] V. Sharma, J. K. Nayak, and S. B. Kedare, "Effects of shading and blocking in linear Fresnel reflector field," *Solar Energy*, vol. 113, pp. 114-138, 2015/03/01/ 2015.
- [25] G. Zhu, "New adaptive method to optimize the secondary reflector of linear Fresnel collectors," *Solar Energy*, vol. 144, pp. 117-126, 2017/03/01/ 2017.
- [26] G. Zhu, T. Wendelin, M. J. Wagner, and C. Kutscher, "History, current state, and future of linear Fresnel concentrating solar collectors," *Solar Energy*, vol. 103, pp. 639-652, 2014/05/01/ 2014.
- [27] Y. Zhu, J. Shi, Y. Li, L. Wang, Q. Huang, and G. Xu, "Design and experimental investigation of a stretched parabolic linear Fresnel reflector collecting system," *Energy Conversion and Management*, vol. 126, pp. 89-98, 2016/10/15/ 2016.
- [28] Y. Zhu, J. Shi, Y. Li, L. Wang, Q. Huang, and G. Xu, "Design and thermal performances of a scalable linear Fresnel reflector solar system," *Energy Conversion and Management*, vol. 146, pp. 174-181, 2017/08/15/ 2017.
- [29] F. A. Boyaghchi and A. Sohatloo, "Assessment and optimization of a novel solar driven natural gas liquefaction based on cascade ORC integrated with linear Fresnel collectors," *Energy Conversion and Management*, vol. 162, pp. 77-89, 4/15/ 2018.
- [30] R. P. Goswami, B. S. Negi, H. K. Sehgal, and G. D. Sootha, "Optical designs and concentration characteristics of a linear Fresnel reflector solar concentrator with a triangular absorber," *Solar Energy Materials*, vol. 21, no. 2, pp. 237-251, 1990/12/01/ 1990.

- [31] B. S. Negi, S. S. Mathur, and T. C. Kandpal, "Optical and thermal performance evaluation of a linear Fresnel reflector solar concentrator," *Solar & wind technology*, vol. 6, no. 5, pp. 589-593, 1989.
- [32] S. S. Mathur, T. C. Kandpal, and B. S. Negi, "Optical design and concentration characteristics of linear Fresnel reflector solar concentrators—II. Mirror elements of equal width," *Energy Conversion and Management*, vol. 31, no. 3, pp. 221-232, 1991.
- [33] B. S. Negi, T. C. Kandpal, and S. S. Mathur, "Designs and performance characteristics of a linear fresnel reflector solar concentrator with a flat vertical absorber," *Solar & wind technology*, vol. 7, no. 4, pp. 379-392, 1990/01/01/ 1990.
- [34] D. Feuermann and J. M. Gordon, "Analysis of a Two-Stage Linear Fresnel Reflector Solar Concentrator," *Journal of solar energy engineering*, vol. 113, no. 4, pp. 272-279, 1991.
- [35] D. R. Mills and G. L. Morrison, "Compact linear Fresnel reflector solar thermal power plants," *Solar Energy*, vol. 68, no. 3, pp. 263-283, 2000.
- [36] A. Barbón, N. Barbón, L. Bayón, and J. A. Otero, "Theoretical elements for the design of a small scale Linear Fresnel Reflector: Frontal and lateral views," *Solar Energy*, vol. 132, pp. 188-202, 2016/07/01/ 2016.
- [37] A. Barbón, N. Barbón, L. Bayón, and J. A. Sánchez-Rodríguez, "Optimization of the distribution of small scale linear Fresnel reflectors on roofs of urban buildings," *Applied Mathematical Modelling*, vol. 59, pp. 233-250, 2018/07/01/ 2018.
- [38] A. Barbón, N. Barbón, L. Bayón, and J. A. Sánchez-Rodríguez, "Parametric study of the small scale linear Fresnel reflector," *Renewable Energy*, vol. 116, pp. 64-74, 2018/02/01/ 2018.
- [39] M. J. Montes, C. Rubbia, R. Abbas, and J. M. Martínez-Val, "A comparative analysis of configurations of linear Fresnel collectors for concentrating solar power," *Energy*, vol. 73, pp. 192-203, 2014.
- [40] M. J. Montes, R. Barbero, R. Abbas, and A. Rovira, "Performance model and thermal comparison of different alternatives for the Fresnel single-tube receiver," *Applied Thermal Engineering*, vol. 104, no. Supplement C, pp. 162-175, 2016/07/05/ 2016.
- [41] M. Mertins, "Technische und wirtschaftliche Analyse von horizontalen Fresnelkollektoren," *Ph.D. thesis, University of Karlsruhe, Germany*, 2009.
- [42] G. Xu, G. Song, X. Zhu, W. Gao, H. Li, and Y. Quan, "Performance evaluation of a direct vapor generation supercritical ORC system driven by linear Fresnel reflector solar concentrator," *Applied Thermal Engineering*, vol. 80, no. Supplement C, pp. 196-204, 2015/04/05/ 2015.
- [43] G. Wang, Z. Chen, P. Hu, and X. Cheng, "Design and optical analysis of the band-focus Fresnel lens solar concentrator," *Applied Thermal Engineering*, vol. 102, no. Supplement C, pp. 695-700, 2016/06/05/ 2016.
- [44] F. J. Pino, R. Caro, F. Rosa, and J. Guerra, "Experimental validation of an optical and thermal model of a linear Fresnel collector system," *Applied Thermal Engineering*, vol. 50, no. 2, pp. 1463-1471, 2013/02/01/ 2013.
- [45] R. Abbas and J. M. Martínez-Val, "Analytic optical design of linear Fresnel collectors with variable widths and shifts of mirrors," *Renewable Energy*, vol. 75, pp. 81-92, 2015/03/01/ 2015.
- [46] R. Abbas and J. M. Martínez-Val, "A comprehensive optical characterization of linear Fresnel collectors by means of an analytic study," *Applied Energy*, vol. 185, pp. 1136-1151, 2017/01/01/ 2017.

- [47] R. Abbas, M. Valdés, M. J. Montes, and J. M. Martínez-Val, "Design of an innovative linear Fresnel collector by means of optical performance optimization: A comparison with parabolic trough collectors for different latitudes," *Solar Energy*, vol. 153, pp. 459-470, 2017/09/01/ 2017.
- [48] R. Abbas, J. Muñoz-Antón, M. Valdés, and J. M. Martínez-Val, "High concentration linear Fresnel reflectors," *Energy Conversion and Management*, vol. 72, pp. 60-68, 2013/08/01/ 2013.
- [49] R. Abbas, M. J. Montes, M. Piera, and J. Martínez-Val, "Solar radiation concentration features in Linear Fresnel Reflector arrays," *Energy Conversion and Management*, vol. 54, no. 1, pp. 133-144, 2012.
- [50] I. B. Askari and M. Ameri, "Solar Rankine Cycle (SRC) powered by Linear Fresnel solar field and integrated with Multi Effect Desalination (MED) system," *Renewable Energy*, vol. 117, pp. 52-70, 2018/03/01/ 2018.
- [51] I. B. Askari, M. Ameri, and F. Calise, "Energy, exergy and exergo-economic analysis of different water desalination technologies powered by Linear Fresnel solar field," *Desalination*, vol. 425, pp. 37-67, 2018/01/01/ 2018.
- [52] P. L. Singh, R. M. Sarviya, and J. L. Bhagoria, "Thermal performance of linear Fresnel reflecting solar concentrator with trapezoidal cavity absorbers," *Applied Energy*, vol. 87, no. 2, pp. 541-550, 2010/02/01/ 2010.
- [53] N. Velázquez, O. García-Valladares, D. Saucedo, and R. Beltrán, "Numerical simulation of a Linear Fresnel Reflector Concentrator used as direct generator in a Solar-GAX cycle," *Energy Conversion and Management*, vol. 51, no. 3, pp. 434-445, 2010.
- [54] R. Pujol Nadal and V. Martínez Moll, "Optical characterization of a fixed mirror solar concentrator prototype by the ray-tracing procedure," *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, vol. 6, no. 4, p. 043105, 2014.
- [55] R. Pujol Nadal and V. Martínez Moll, "Optical Analysis of the Fixed Mirror Solar Concentrator by Forward Ray-Tracing Procedure," *Journal of solar energy engineering*, vol. 134, no. 3, pp. 031009-031009-14, 2012.
- [56] M. Cagnoli, D. Mazzei, M. Procopio, V. Russo, L. Savoldi, and R. Zanino, "Analysis of the performance of linear Fresnel collectors: Encapsulated vs. evacuated tubes," *Solar Energy*, vol. 164, pp. 119-138, 2018/04/01/ 2018.
- [57] S. S. Mathur, B. S. Negi, and T. C. Kandpal, "Geometrical designs and performance analysis of a linear fresnel reflector solar concentrator with a flat horizontal absorber," *International Journal of Energy Research*, vol. 14, no. 1, pp. 107-124, 1990.
- [58] A. Barbón, J. A. Sánchez-Rodríguez, L. Bayón, and N. Barbón, "Development of a fiber daylighting system based on a small scale linear Fresnel reflector: Theoretical elements," *Applied Energy*, vol. 212, pp. 733-745, 2018/02/15/ 2018.
- [59] H. Beltagy, D. Semmar, C. Lehaut, and N. Said, "Theoretical and experimental performance analysis of a Fresnel type solar concentrator," *Renewable Energy*, vol. 101, pp. 782-793, 2017/02/01/ 2017.
- [60] E. Bellos and C. Tzivanidis, "Development of analytical expressions for the incident angle modifiers of a linear Fresnel reflector," *Solar Energy*, vol. 173, pp. 769-779, 2018/10/01/ 2018.
- [61] E. Bellos, C. Tzivanidis, and A. Papadopoulos, "Optical and thermal analysis of a linear Fresnel reflector operating with thermal oil, molten salt and liquid sodium," *Applied Thermal Engineering*, vol. 133, pp. 70-80, 2018/03/25/ 2018.

- [62] P. Boito and R. Grena, "Optimization of the geometry of Fresnel linear collectors," *Solar Energy*, vol. 135, pp. 479-486, 2016/10/01/ 2016.
- [63] J. Zhu and Z. Chen, "Optical design of compact linear fresnel reflector systems," *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 176, pp. 239-250, 2018/03/01/ 2018.
- [64] E. K. Akpınar and F. Koçyiğit, "Experimental investigation of thermal performance of solar air heater having different obstacles on absorber plates," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 37, no. 4, pp. 416-421, 2010/04/01/ 2010.
- [65] T. Alam and M.-H. Kim, "Performance improvement of double-pass solar air heater – A state of art of review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 79, no. Supplement C, pp. 779-793, 2017/11/01/ 2017.
- [66] T. Alam and M.-H. Kim, "Heat transfer enhancement in solar air heater duct with conical protrusion roughness ribs," *Applied Thermal Engineering*, vol. 126, no. Supplement C, pp. 458-469, 2017/11/05/ 2017.
- [67] A. Bekele, M. Mishra, and S. Dutta, "Performance characteristics of solar air heater with surface mounted obstacles," *Energy Conversion and Management*, vol. 85, no. Supplement C, pp. 603-611, 2014/09/01/ 2014.
- [68] V. K. Chouksey and S. P. Sharma, "Investigations on thermal performance characteristics of wire screen packed bed solar air heater," *Solar Energy*, vol. 132, no. Supplement C, pp. 591-605, 2016/07/01/ 2016.
- [69] E. M. Orbegoso, R. Saavedra, D. Marcelo, and R. La Madrid, "Numerical characterisation of one-step and three-step solar air heating collectors used for cocoa bean solar drying," *Journal of Environmental Management*, vol. 203, no. Part 3, pp. 1080-1094, 2017/12/01/ 2017.
- [70] D. S. Thakur, M. K. Khan, and M. Pathak, "Performance evaluation of solar air heater with novel hyperbolic rib geometry," *Renewable Energy*, vol. 105, no. Supplement C, pp. 786-797, 2017/05/01/ 2017.
- [71] A. Saxena, N. Agarwal, and G. Srivastava, "Design and performance of a solar air heater with long term heat storage," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 60, pp. 8-16, 2013/05/01/ 2013.
- [72] D. S. Thakur, M. K. Khan, and M. Pathak, "Solar air heater with hyperbolic ribs: 3D simulation with experimental validation," *Renewable Energy*, vol. 113, pp. 357-368, 2017/12/01/ 2017.
- [73] V. Singh Bisht, A. Kumar Patil, and A. Gupta, "Review and performance evaluation of roughened solar air heaters," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 81, pp. 954-977, 2018.
- [74] H. Esen, "Experimental energy and exergy analysis of a double-flow solar air heater having different obstacles on absorber plates," *Building and Environment*, vol. 43, no. 6, pp. 1046-1054, 2008.
- [75] H. Karoua *et al.*, "Experimental investigation and exergy analysis of an air heater with a solar concentrator used for drying processes," *International Journal of Heat and Technology*, vol. 36, no. 3, pp. 791-800, 2018.
- [76] H. Karoua *et al.*, "An experimental study of a new Solar Air Heater with a Linear Fresnel Reflector," in *International Renewable and Sustainable Energy Conference (IRSEC)*, 2016, pp. 104-108.
- [77] H. Karoua, A. Moumami, N. Moumami, and E. Achouri, "Etude théorique et expérimentale des performances thermiques d'un capteur solaire avec effet de

- concentration linéaire de type Fresnel," (in Français), *Revue des Energies Renouvelables*, vol. 16 N° 1, pp. 119-127, 2013.
- [78] F. Ozgen, M. Esen, and H. Esen, "Experimental investigation of thermal performance of a double-flow solar air heater having aluminium cans," *Renewable Energy*, vol. 34, no. 11, pp. 2391-2398, 2009/11/01/ 2009.
- [79] A. Labeled, N. Moumami, A. Benchabane, K. Aoues, and A. Moumami, "Performance investigation of single-and double-pass solar air heaters through the use of various fin geometries," *International Journal of Sustainable Energy*, vol. 31, no. 6, pp. 423-434, 2012.
- [80] A. Labeled, N. Moumami, and A. Benchabane, "Experimental investigation of various designs of solar flat plate collector: Application for the drying of green chili," *Renewable and Sustainable Energy* vol. 4, pp. 043116-15, 2012.
- [81] S. Youcef-Ali, "Study and optimization of the thermal performances of the offset rectangular plate fin absorber plates, with various glazing," *Renewable Energy*, vol. 30, no. 2, pp. 271-280, 2005/02/01/ 2005.
- [82] O. Mahfoud, A. Moumami, M. Kadja, N. Moumami, and R. Mebrouk, "Dynamic and thermal study of air flow control by chicanes with inclined upper parts in solar air collectors," *International Journal of Sustainable Energy*, vol. 34, no. 2, pp. 113-127, 2015.
- [83] Varun, R. P. Saini, and S. K. Singal, "A review on roughness geometry used in solar air heaters," *Solar Energy*, vol. 81, no. 11, pp. 1340-1350, 2007/11/01/ 2007.
- [84] Hottel HC and Whillier A, "Evaluation of flat plate collector performance," *Trans Conf Use Sol Energy* vol. 2, pp. 74-104, 1955.
- [85] S. A. Klein, "Calculation of flat-plate collector loss coefficients," *Solar Energy*, vol. 17, no. 1, pp. 79-80, 1975/04/01/ 1975.
- [86] A. Malhotra, H. Garg, and A. Patil, "Heat loss calculation of flat plate solar collectors," *J Therm Eng* vol. 2, pp. 59-62, 1981.
- [87] V. K. Agarwal and D. C. Larson, "Calculation of the top loss coefficient of a flat-plate collector," *Solar Energy*, vol. 27, no. 1, pp. 69-71, 1981/01/01/ 1981.
- [88] S. C. Mullick and S. K. Samdarshi, "An Improved Technique for Computing the Top Heat Loss Factor of a Flat-Plate Collector With a Single Glazing," *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 110, no. 4, pp. 262-267, 1988.
- [89] S. Samdarshi and S. Mullick, "Analytical equation for the top heat loss factor of a flat-plate collector with double glazing," *Journal of solar energy engineering*, vol. 113, no. 2, pp. 117-122, 1991.
- [90] S. V. Karmare and A. N. Tikekar, "Heat transfer and friction factor correlation for artificially roughened duct with metal grit ribs," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, no. 21-22, pp. 4342-4351, 2007.
- [91] A. Saxena, Varun, and A. A. El-Sebaili, "A thermodynamic review of solar air heaters," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 43, pp. 863-890, 2015/03/01/ 2015.
- [92] İ. Türk Togrul, D. Pehlivan, and C. Akosman, "Development and testing of a solar air-heater with conical concentrator," *Renewable Energy*, vol. 29, no. 2, pp. 263-275, 2004/02/01/ 2004.
- [93] İ. T. Tog̃rul and D. Pehlivan, "Effect of packing in the airflow passage on the performance of a solar air-heater with conical concentrator," *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, no. 8, pp. 1349-1362, 2005/06/01/ 2005.

- [94] A. Nasir, *Design, Construction and Experimental Study of the Thermal Performance of a Parabolic Cylindrical Trough Solar Air Heater*. 2004.
- [95] S. Pramuang and R. H. B. Exell, "Transient test of a solar air heater with a compound parabolic concentrator," *Renewable Energy*, vol. 30, no. 5, pp. 715-728, 2005/04/01/ 2005.
- [96] R. Tchinda, "Thermal behaviour of solar air heater with compound parabolic concentrator," *Energy Conversion and Management*, vol. 49, no. 4, pp. 529-540, 2008/04/01/ 2008.
- [97] F. Demichelis and E. Minetti-Mezzetti, "Concentrator for solar air heater," *Applied physics*, journal article vol. 19, no. 3, pp. 265-268, July 01 1979.
- [98] J. Kasperski and M. Nemš, "Investigation of thermo-hydraulic performance of concentrated solar air-heater with internal multiple-fin array," *Applied Thermal Engineering*, vol. 58, no. 1, pp. 411-419, 2013/09/01/ 2013.
- [99] M. Nemš and J. Kasperski, "Experimental investigation of concentrated solar air-heater with internal multiple-fin array," *Renewable Energy*, vol. 97, pp. 722-730, 2016/11/01/ 2016.
- [100] S. A. Klein and G. Nellis, *Mastering EES*. F-Chart Software, 2013.
- [101] R. P. Saini and J. S. Saini, "Heat transfer and friction factor correlations for artificially roughened ducts with expanded metal mesh as roughness element," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 40, no. 4, pp. 973-986, 1997.
- [102] J. P. Holman, *Experimental methods for engineers*, Eighth Edition ed. McGraw-Hill New York, 2001.
- [103] J. D. Nixon and P. A. Davies, "Cost-exergy optimisation of linear Fresnel reflectors," *Solar Energy*, vol. 86, no. 1, pp. 147-156, 2012/01/01/ 2012.
- [104] H. Benli, "Experimentally derived efficiency and exergy analysis of a new solar air heater having different surface shapes," *Renewable Energy*, vol. 50, pp. 58-67, 2013/02/01/ 2013.
- [105] B. N. Taylor and C. E. Kuyatt, "Guidelines for evaluating and expressing the uncertainty of NIST measurement results," 1994.

Annexe A :

Liste des publications et de communications

- 1 Karoua, Housseyn., Moummi, Abdelhafid., Moummi, Noureddine., Achouri, E (2013). "Etude théorique et expérimentale des performances thermiques d'un capteur solaire avec effet de concentration linéaire de type Fresnel." *Revue des Energies Renouvelables* 16 N° 1: 119-127.
- 2 H. Karoua, A. Moummi, M.T Baissi, N. Moummi, « Experimental Study of the effect of parameters of design in the performance of a solar air heater with the Fresnel concentration », présenté à la Troisième Séminaire Internationale Sur Les Energies Nouvelles Et Renouvelables, SIENR'14 à l'Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables, Ghardaïa – Algérie 13 et 14 Octobre 2014.
- 3 M.T. Baissi, A. Brima, K. Aoues, H. Karoua, N. Moummi, « Etude paramétrique théorique et expérimentale d'un capteur solaire plan à air " présenté à la Troisième Séminaire Internationale Sur Les Energies Nouvelles Et Renouvelables, SIENR'14 à l'Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables, Ghardaïa – Algérie 13 et 14 Octobre 2014.
- 4 Karoua Housseyn., Moummi Abdelhafid et Moummi Nouredinne. Etude de l'effet des paramètres de conception sur les performances thermique d'un capteur solaire avec l'effet de concentration de type fresnel. CAM 2013, Mascara
- 5 Karoua Housseyn., Moummi Abdelhafid et Moummi Nouredinne., Achouri, E et M.T. Baissi : Etude de l'effet des paramètres de conception sur les performances thermiques d'un capteur solaire avec l'effet de concentration de type Fresnel. JEGM 29-30 avril 2013.
- 6 O. Mahfoud, M. Debbache, H. Karoua, A. Takilalte, S. Bouaichaoui, and A. Moummi, "Wind action effects on Heliostat – CFD Study" presented at 4th International Conference on Power Science and Engineering (ICPSE 2015) December 15-16, 2015 Amsterdam, Netherlands.

Annexe A : Liste des publications et de communications

7 O. Mahfoud, M. Debbache, H. Karoua, A. Takilalte, S. Bouaichaoui, And A. Moummi, « Numerical simulation of wind load effects on Heliostat under Algerian climate" accepté à la 14th International Conference on Sustainable Energy Technologies (SET2015), Nottingham,UK, 23-29/08/2015.

8 O. Mahfoud, M. Debbache, H. Karoua, A. Takilalte, S. Bouaichaoui and A. Moummi, "Aerodynamic effects of wind loads on Heliostat under Algerian climate" Accepté à : 4 th International Conference on Renewable Energy Research and Applications (ICRERA), 22-25 November 2015 Palerma, Italiy.

Annexe B :
Article publié

Experimental investigation and exergy analysis of an air heater with a solar concentrator used for drying processes

Housseyn Karoua^{1,2*}, Abdelhafid Moummi^{2,3}, Abderrahmane Hamidat¹, Noureddine Moummi³, Kamel Aoues³, Adel Benchabane⁴, Ahmed Benchatti⁵

¹ Centre de Développement des Energies Renouvelables, CDER, Algiers 16340, Algeria

² Laboratory of Civil engineering, Hydraulics, Sustainable development and Environment (LAR-GHYDE), University of Biskra 07000, Algeria

³ Laboratoire de Génie Mécanique (LGM), Université de Biskra BP 145, Biskra 07000, Algeria

⁴ Laboratoire de Génie Energétique et Matériaux (LGEM) Biskra, Biskra 07000, Algeria

⁵ Laboratoire de Génie Mécanique, Université d'Amar Telidji, Laghouat 07000, Algeria

Corresponding Author Email: h.karoua@cder.dz

<https://doi.org/10.18280/ijht.360303>

Received: 20 Febraury 2018

Accepted: 5 September 2018

Keywords:

solar concentration, air heater, rectangular duct, exergy, experimental study

ABSTRACT

In this paper, a solar air heater collector is developed and investigated. A concentrating feature of Linear Fresnel Reflector and the characteristics of flat plate air heaters (LFRAH) collectors are used. In this experimental study, three configurations of the absorber used to improve the thermal performance of LFRAH for the drying and the space heating processes, where two configurations of the absorber plate have different types of artificial roughness and the third configuration has a smooth absorber. The measured parameters are the ambient temperature, inlet and outlet temperatures of the air heater, the temperatures of the absorber, and the solar radiation intensity. The measurements performed at the same values of mass flow rate, 0.018 (kg.s⁻¹). The introduction of the artificial roughness at the absorber plate allows having average air temperatures greater than 100° C. The comparison of the thermal efficiency shows that the roughened absorbers improve the thermal efficiency by 62% compared to the smooth absorber.

1. INTRODUCTION

The increasing demand for energy consumption and the limited awareness among people about energy saving management led the Algerian government to introduce a range of preventive measures. The purpose behind such measures was to save the natural resources, control the importation bill, and protect the reserves of gas and oil. The high fluctuation on the global market which oil has known over the last years and the increase of electricity and gas prices by 50% [1] resulted in further rises in costs of oil derivatives, foodstuffs, and transport tickets. Moreover, the citizens' growing need for well-being and greater comfort urged the ministry of energy to launch awareness campaigns on how to reduce electricity consumption. The recommendations involved using economical electrical equipment, replacing the incandescent lamps and cheap air conditioners by others with a better quality, and reducing electricity consumption at peak times of consumption [2-3]. This situation precipitated the inevitable trend of using solar energy, an alternative resource that looks very encouraging with its availability of approximately 1700 kWh.m⁻².yr⁻¹ in the North and 2263 kWh.m⁻².yr⁻¹ in the South of the country [4]. Therefore, the ministry of energy developed a program to make solar energy reaching more than 27% of national electricity production by 2030 [5].

Several studies have conducted in this field to simulate and optimize the heat transfer, the heat loss between the heat transfer fluid (HTF) and the absorber, which usually made from pipe, rectangular or trapezoidal duct. Other studies investigated the effect of shading and blocking between

mirrors and the thermal efficiency [6-14].

S.S. Mathur et al. [15] made the first analytical study based on the same width of mirror elements. They used horizontal, flat vertical and tubular absorbers as three different configurations when the solar altitudes angle was maximal to investigate the distribution of the Local Concentration Ratio (LCR) on the absorbers. The results of both the analytical and the ray trace techniques were used in the discussion. They found that the peak value of LCR of the ray trace technique was lower by 16% and 19% in the case of distribution obtained by the analytical technique on the flat horizontal and flat vertical absorbers respectively. In addition, the distribution of LCR obtained on the tubular absorber by the analytical technique had a total spread of 74°. In another study [16], R.P. Goswami et al. give two different approaches with fixed and variation of the width of mirrors for designing a Linear Fresnel Reflector (LFR). Based on the method of Mathus et al, their research investigated the LCR with a triangular absorber configuration. As a result, they found that LFR with triangular absorber provides a better performance compared with flat vertical in terms of uniform concentration on the absorber. B.S. Negi et al. [17] carried out a detailed performance analysis of LFR with flat vertical absorber including the effect of various design parameters like the width and height of absorber from the mirrors element, the aperture diameter of the concentrator, the LCR. Two approaches have tested: the first allows a variation in the width of the mirrors element and the second uses equal width. The results showed that the first approach gives a better performance in terms of concentration on both of the surfaces of the absorber, but the design appears to be

cumbersome from the practical point of view, and it requires mirror elements of varying width and too small to fabricate. However, in observing the LCR on the surface of the absorber, they found no uniform distribution in the first design while a uniform distribution noticed in the second design. B.S. Negi et al. [18] carried out an experimental study of optical and thermal performance; they used three identical tubular absorbers of copper with different absorptive coatings. The results demonstrated a significant advantage in the average optical efficiency with the selective MAXORB foil by 0.57 % compared to 0.46 and 0.36 % with the cobalt oxide and the ordinary black paint respectively. D. Feuermann and J.M. Gordon [19] conducted a simulation and experimental analysis of an installed nominally 220 kW system of two-stage LFR and found that the system delivers a yearly energy less by one-fourth compared with trough collector. Mills and Morrison [20] presented an evaluation study of a compact LFR concept suitable for the large-scale solar field by using two receivers, one in each side of the reflector, and they have proposed a new absorber tube configuration using a purpose designed multi-branched ray trace model. Moreover, A. Barbónet et al. [21] contributed with a theoretical and mathematical study to find the optimal design of a small-scale LFR. They analyzed 12 various configurations taking into account the frontal and lateral view. All aspects of design parameters including the number, the width, position of primary mirrors, length and location of the absorber were analyzed. Without addressing thermal and economic aspects, they presented a novel mathematical modelization of the mirror field width. Montes et al. [22] proposed and developed a thermal model on two dimensional of LFR. The model allows the possibility to simulate the performance of the receiver with different working fluids, as well as simulate the convective and radiative heat transfer in the receiver cavity. Wang et al. [23] made a simulation and theoretical analysis where an investigation of the concentrating performance conducted. The results showed a better optical efficiency of the band-focus Fresnel lens compared with the linear lens. Besides in same field, Xu et al. [24] evaluated the performance of a direct vapor generation supercritical Organic Rankine Cycle (ORC) coupled with LFR. They presented a modeling study of the working fluid for middle-high temperature between (150°C-350°C). The results showed that the higher overall efficiency found was about 19.65%, whereas the best working fluid was the cyclohexane for the supercritical organic Rankine cycle. Pino et al. [25] conducted an experimental validation of a design and thermal model to simulate the optical and thermal performances of an LFR system for the cooling process. The difference between the modelling and real value of the heat absorbed by the water was found less than 7%, although, the error between measurement and calculate results was less than 1% when output temperature is considered. R. Abbas and J.M. Martínez-Val [26-27] presented an analytical study and a comprehensive optical characterization using different widths and shifts of mirrors [28] to obtain a coherent design and a significant efficiency at the lowest possible cost. After one year of ray tracing simulation testing on their design model, they achieved an increase in radiation collecting efficiency compared to other model designs. Other studies carried out to analyze the use of different mirrors shapes and different positions aimed at characterizing the concentration process [29]. Another experimental study carried out by L.S. Panna et al. [30] used a trapezoidal cavity absorber in LFR with two types of pipe absorber: round and rectangular pipes. The

experimental results at different concentration ratio, revealed that the thermal efficiency of around pipe is almost 8% higher compared to the rectangular pipe absorber. Further, N, Velázquez et al. [31] tried to understand the effect of design parameters on the thermal performance of the refrigeration system through a numerical simulation of an LFR use as a solar cooling. The analysis of the heat balance in absorber developed a theoretical model, then validated by experimental results. H. Esen [32] studied two absorbers with several obstacles and one without obstacles under different values of mass flow rate of air. Besides, R, Pujol-Nadal, and V, Martínez-moll [33] used 3D ray-tracing tools to construct an LFR collector with fixed mirrors and trapezoidal rotation absorber. This collector was destined for medium range temperature applications with easy integration onto building roofs, and they confirmed by numerical model results of an experimental study. Furthermore, many researches carried out on flat plate collectors and studied the role of artificial roughening on the thermal performance of these types of solar collectors [34-39].

Labad et al. and S. Youcef-Ali [40-41] carried out an experimental investigation to study the critical role of the use of roughness under different air mass flow with three types of roughness including the type used in the present study. O. Mahfoud et al., through a dynamic and thermal simulation, found that the use of roughness increases the heat transfer by 23% [42] in the flat plate solar air heater collector. Varun et al. [43] presented a review of different types of roughness geometry used in solar air heater with their correlation of heat transfer coefficient, friction factor and the related parameters developed by the authors. It shows that the use of artificial roughness has an important impact on enhancing the heat transfer in the rectangular duct of the solar air heater. Karim and Hawlader [44] conducted an experimental study of three types of solar air heaters used for the drying application. They found that the v-corrugated collector has 12% higher efficiency than the flat plate collector does.

This paper presents an experimental study carried out on the thermal performance of a solar air heater collector, which uses the concentrating feature of LFR. Thus, an experimental study investigated the effects of the use of different artificial roughness on the thermal efficiency of LFRAH. The outlet temperatures of all configurations compared experimentally at the same mass flow rate.

2. MATERIALS AND METHODS

This paper provides an experimental investigation with the objective of improving the performances of a solar air heater blended with the features of Linear Fresnel Reflector (LFR). Therefore, a small-scale LFR solar concentrator with fixed mirrors manufactured and tested (Fig.1). The heat fluid transfer flowing inside a rectangular duct placed in the focal line of the LFR. The rectangular duct is equipped with three different absorber plates: a) absorber plate with twisted roughness as configuration one (conf1), b) absorber plate with rectangular roughness as configuration two (conf2), and c) smooth absorber plate as the third configuration (conf3). All measurements data are effected under the same environment conduction and constant flow rate of 0.018 (kg.s⁻¹) supplied by a radial fan. The measurements parameters are the global solar radiation, the ambient temperature, the inlet and outlet temperatures of the heat transfer fluid (air) and the absorber

plate temperatures.

3. MODELING ANALYSIS

3.1 Energy analysis

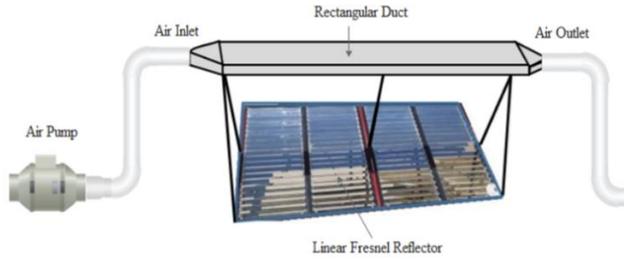


Figure 1. Rectangular duct with a Linear Fresnel Reflector

Usually, the application of the solar air heater is in the building heating, industrial process, and air conditioning. It means that it operates under quasi-steady-state conditions that allow describing the performance of an energy balance that indicates the distribution of concentrate solar energy into useful energy gain, thermal losses, and stored energy.

$$\phi_c = \phi_u + \phi_l + \phi_{st} \quad (1)$$

where; ϕ_c is the Concentrate solar energy, ϕ_u is the useful energy gain, ϕ_l is the thermal energy losses, ϕ_{st} is the stored energy

By neglecting the stored energy, the energy balance became:

$$\phi_c = \phi_u + \phi_l \quad (2)$$

Then we can start writing:

$$\phi_u = \phi_l - \phi_c \quad (3)$$

In the right hand, the useful heat gain can be express as;

$$\phi_u = \dot{m} Cp (T_{fs} - T_{fe}) \quad (4)$$

The thermal efficiency of the collector indicated by the ratio of the useful power conveyed through the fluid, by the solar energy concentrated by the mirrors of the LFR given the Eq(5):

$$\eta_{th} = \frac{\dot{m} Cp (T_{fs} - T_{fe})}{[\tau_v \alpha_{abs} (1.01) \rho \gamma I_g CR] S_{cap}} \quad (5)$$

where: \dot{m} is the mass flow rate of the air, Cp is the specific heat of air, T_{fs} and T_{fe} are the inlet and the outlet temperatures of the air, respectively, τ_v is the optical coefficient of transmission of the glazing 0.84 (%), α_{abs} is the thermal diffusivity of the absorber, ρ is the reflective of mirrors, γ is dimensionless temperature, I_g is solar global irradiance incident on LFR, CR is solar concentrated energy, S_{cap} is the collector concentration surface.

3.2 Exergy analysis

Exergy defined as the maximum useful work potential of a

system. Exergy analysis can used to design more efficient energy systems. Exergy balance for open systems under the steady-state conditions can give as follows;

$$\sum \dot{E}x_{in} - \sum \dot{E}x_{out} = \sum \dot{E}x_{dest} \quad (6)$$

Or

$$\sum \left(1 - \frac{T_e}{T_s} \right) \dot{Q}_s - \dot{w} + \sum \dot{m}_{in} \psi_{in} - \sum \dot{m}_{out} \psi_{out} = \dot{E}x_{dest} \quad (7)$$

where

$$\psi_{in} = (h_{in} - h_e) - T_e (s_{in} - s_e) \quad (8)$$

$$\psi_{out} = (h_{out} - h_e) - T_e (s_{out} - s_e) \quad (9)$$

By substitute Eq. (8) and Eq. (9) into Eq. (7) yields;

$$\sum \left(1 - \frac{T_e}{T_s} \right) \dot{Q}_s - \dot{m} [(h_{out} - h_{in}) - T_e (s_{out} - s_{in})] = \dot{E}x_{dest} \quad (10)$$

where T_s is the apparent sun temperature, which is approximately set equal to 6000 K and \dot{Q}_s is the solar energy rate absorbed by the absorber plate and it is evaluated by the following relation [32];

$$\dot{Q}_s = I A_c (\tau \alpha) \quad (11)$$

The enthalpy and entropy changes of the air in the rectangular duct expressed by

$$\Delta h = h_{out} - h_{in} = Cp (T_{fs} - T_{fe}) \quad (12)$$

$$\Delta s = s_{out} - s_{in} = Cp \ln \frac{T_{fs}}{T_{fe}} - R \ln \frac{P_{out}}{P_{in}} \quad (13)$$

Substituting Eqs. (11)-(13) in Eq. (10), it may be rewritten as follows ;

$$\sum \left(1 - \frac{T_e}{T_s} \right) I A_c (\tau \alpha) - \dot{m} Cp (T_{fs} - T_{fe}) + \dot{m} Cp T_e \ln \frac{T_{fs}}{T_{fe}} - \dot{m} R T_e \ln \frac{P_{out}}{P_{in}} = \dot{E}x_{dest} \quad (14)$$

The irreversibility $\dot{E}x_{dest}$ can evaluated from the following equation:

$$\dot{E}x_{dest} = T_e S_{gen} \quad (15)$$

The second law efficiency calculated as;

$$\eta_{exergy} = 1 - \frac{T_e S_{gen}}{[1 - (T_e / T_s)] \dot{Q}_s} \quad (16)$$

4. CASE STUDIES

For the three configurations studied, the comparison and the analysis of the experimental results are carried out during three days with a relatively close solar radiation. Fig. 2 illustrates the solar radiation used for the three configurations.

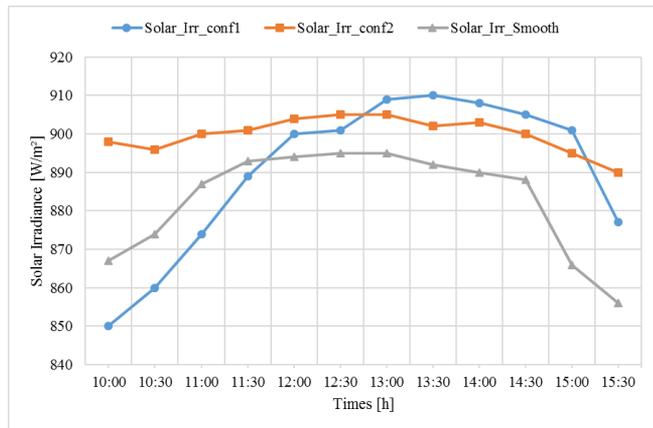


Figure 2. Solar radiance for the three configurations

4.1 The first case study

In the first case, the used configuration of an artificial roughness shown in Fig. 3, which imitated from the cooling equipment for a microprocessor placed on HP computers. The distribution of the roughness allows the excellent spread of air inside the rectangular duct, thus contributing to stimulating the heat exchange between the air heater and the absorber plate.

On the other hand, a significant loss has found between the inlet and the outlet velocity of the air heater by 50% compared with the smooth configuration.

4.2 The second case study

The second configuration of an artificial roughness is selected from a study prepared previously by A. Labed et al. and S. Youcef-Ali [40-41, 45-46]. The role of this roughness is the spread of air inside the rectangular duct absorber and the stimulation of the heat transfer between the air heater and the absorber Fig. 4. For the second configuration, the results show that the loss of air velocity between the inlet and outlet is 21% compared with the smooth configuration.

4.3 The third case study

The smooth configuration is a flat plate absorber without any roughness. It gives us a global idea of what can the roughness add to improve the performance of the solar air heater and the heat exchange between the absorber and the air heater. Detailed mathematical modeling can be found in Duffie and Beckman [47].

5. DESCRIPTION OF THE EXPERIMENTAL DEVICE

5.1 Basic Structure and Materials

A small-scale solar concentrator based on Fresnel fixed mirrors designed and made as shown in Fig. 1. The LFR AH consists of two parts, the linear Fresnel Reflector, and the rectangular duct. This latter placed in the focal line of the

collector, where the flow rate of the air inside the duct supplied by an air pump. A single transparent glazing glass with 3 mm of thickness used. More information about material dimensions and characterizations provided in Table 1.

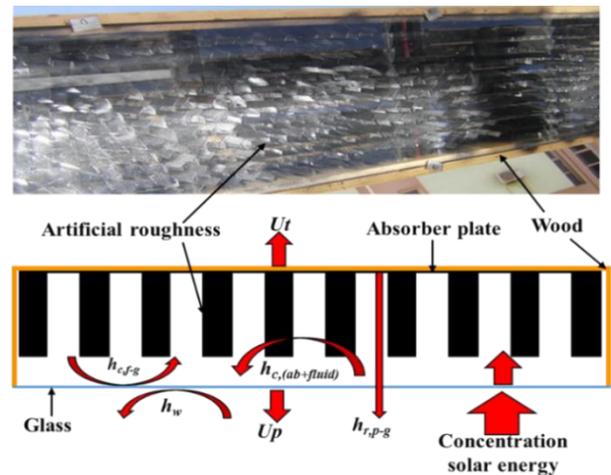


Figure 3. Photographic of the rectangular duct with the schema of the heat exchange conf1

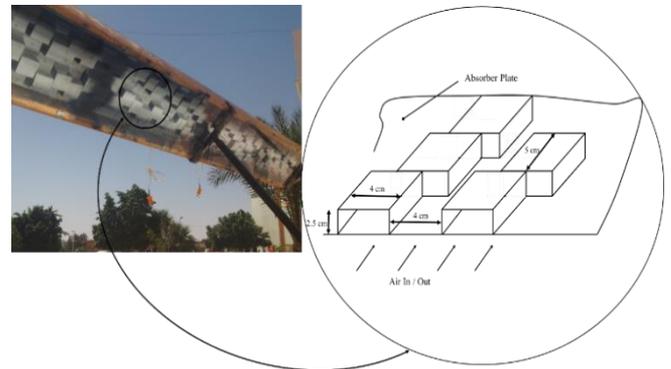


Figure 4. Photographic of the rectangular duct with the schema of conf2

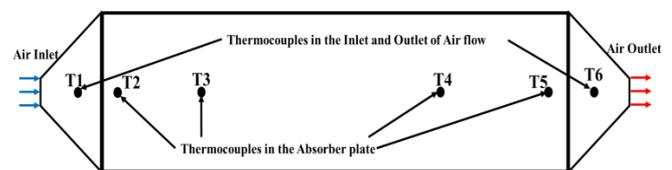


Figure 5. Illustration of the thermocouple position

The testing system consists of the following components:

- (1) The LFR collector and the rectangular duct moving together from the east to the west with a tracking system to flow the trajectory of the sun (Fig. 1).
- (2) An air pump used to ensure a constant flow rate of the air inside the rectangular duct.
- (3) Absorber plate roughened by twisted and rectangular roughness, compared with the smooth absorber (Fig.3, 4).
- (4) Thermocouples placed at identical positions along the direction of flow in the inlet and the outlet of the duct to measure the temperature of the air heater. Moreover, other thermocouples placed into the absorber plate to measure the temperature of the absorber as shown in Fig. 5.

5.2 Instruments of measurement

The measurement data registered at an average interval of 15 min. The devices used in the experimental measures were:

- (1) The temperatures, thermocouples type k.
- (2) Solar radiation intensity, Kipp and Zonen pyranometer CM 11 adaptable to the horizontal and inclined surface.
- (3) The airflow rate and wind velocity, Kimo Multifunction anemometer model VT300.

Presented in Table 2, the list of instruments of measurements employed in this study and their relative full-scale accuracy and operating range.

The geometrical dimensions and elements components given in Table 1.

Table 1. Dimensions of LFR and the rectangular duct

| Designation | Symbols/Design materials | values |
|--|---------------------------------|--------|
| Length of the rectangular duct (m) | L / Wood | 2.32 |
| Width of the collector (m) | Wth / Steel | 1.18 |
| Width of mirrors (m) | Glass | 0.10 |
| Focal distance (m) | <i>f</i> | 1.00 |
| Width of the rectangular duct (m) | <i>l</i> / Wood | 0.23 |
| Thickness of rectangular duct (m) | <i>e</i> / Wood | 0.05 |
| Number of mirrors | nm / Glass | 80 |
| <i>First configuration</i> | | |
| Height of artificial roughness (m) | <i>a</i> _{art} / Steel | 0.045 |
| Space between artificial roughness (m) | <i>b</i> _{art} | 0.01 |
| <i>Second configuration</i> | | |
| Height of artificial roughness (m) | <i>a</i> _{art} / Steel | 0.025 |
| Space between artificial roughness (m) | <i>b</i> _{art} | 0.04 |
| Length of artificial roughness (m) | <i>c</i> _{art} / Steel | 0.05 |

6. UNCERTAINTY ANALYSIS

The tests of uncertainties can inverse from the chosen test device, requirement, accuracy, reading, observation, and ambient conditions. Uncertainty intervals of measuring instruments used for experimentation previously presented. Considering the intervals of uncertainty, the use of EES (engineering equation solver) to estimate the uncertainty of each device is very easy. The purpose of this command is to calculate how the uncertainties in each of the measured variables propagate into the value of the calculated quantity, *Y*. The method for determining this uncertainty propagation is described in NIST Technical Note 1297 (Taylor B.N. and Kuyatt, C.E., Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results, National Institute of Standards and Technical Technology Note 1297, 1994). Assuming the individual measurements are uncorrelated and random, the uncertainty in the calculated quantity can be determined as follows

$$U_Y = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i} \right)^2 U_i^2} \quad (17)$$

where *U* represents the uncertainty of the variable.

Table 2. Accuracy and operating range of instruments of measurement

| Instrument | Model | Accuracy | Range reading |
|-------------------------------|----------------------------------|---|------------------------------|
| Digital k-type thermocouples | Type k | ± 2.2 °C | 0-400 °C |
| Pyranometer | Kipp and Zonen pyranometer CM 11 | 1% | 0-4000 W.m ⁻² |
| Kimo Multifunction anemometer | VT300 | 0.15 to 3 m.s ⁻¹ : ±3% of reading ±0.05 m.s ⁻¹ | 0.15 to 30 m.s ⁻¹ |

7. EXPERIMENTAL RESULTS AND DISCUSSION

This section presents the experimental investigation results and compares the performance of the solar air heater in the three configurations of the absorber under the same environmental conditions and equal flow rates. In order to increase the heat removal coefficient from the absorber plate to the flowing air, two types of artificial roughness used in the first and second configurations. It can see in the evolutions of the outlet temperatures of the flowing air as shown in Fig. 6 and 7 where the temperatures recorded here high values ranging from 92-110°C, and 100-150°C in the first and second configuration respectively, compared to the smooth configuration. Consequently, the heat exchange between the air flowing in the rectangular duct and the absorber plate was very weak, and the temperatures of the air heater found less than 100°C as shown in Fig. 8.

Moreover, the compared of the temperatures of the absorber in the three configurations presented clearly in (Fig. 9) that the absorber plate in the smooth configuration reached the highest temperatures compared with the first and second configurations. This remains expected, taking into account the weakness of heat exchange due to the lack of artificial roughness, which increases the convection heat exchange with the air. Therefore, a significant increase is recorded in the temperature of the absorber plate in the smooth configuration, and the temperatures reach the maximum values 130, 150 and 200°C in the first, second and smooth configurations respectively.

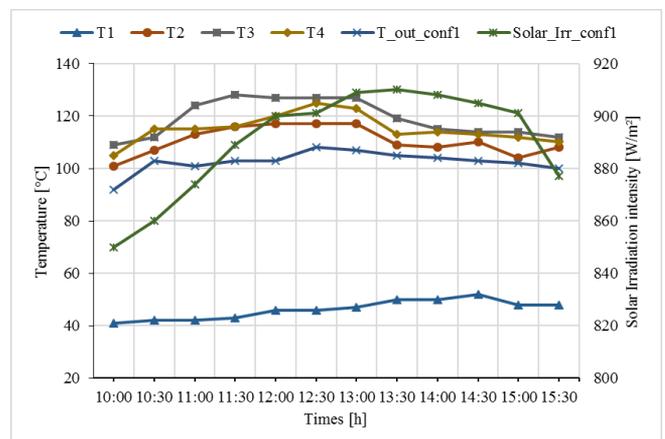


Figure 6. Variation of the temperatures by time conf1

As expected in the smooth configuration, without an artificial roughness in the absorber, the outlet temperatures of the air heater reached here least values between 90-96°C (Fig. 8). While in the same case, the highest values in temperatures of the absorber plate recorded in by 87, 179, 162 and 200°C at 12:30 in the thermocouples T1, T2, T3 and T4 respectively. However, in the first and second configurations, the artificial roughness increases the coefficient of heat transfer by convection between the absorber plate and the air heater. A signification increases in the air heater temperatures registered in the first and second configurations from 92 at 10:00 to 108°C at 12:30 min and 118°C at 10:00 to 150°C at 13:00 respectively.

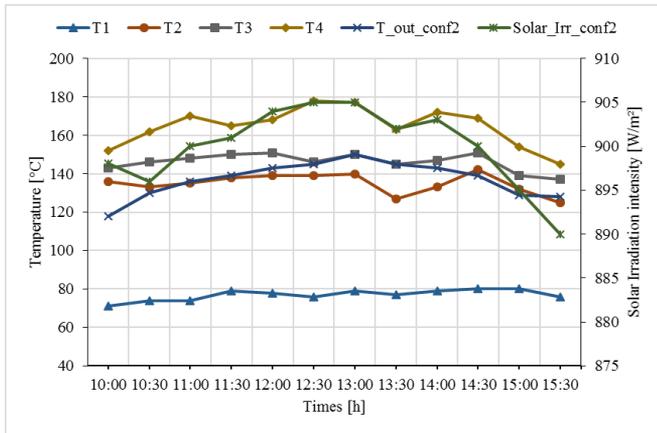


Figure 7. Variation of temperatures by time conf2

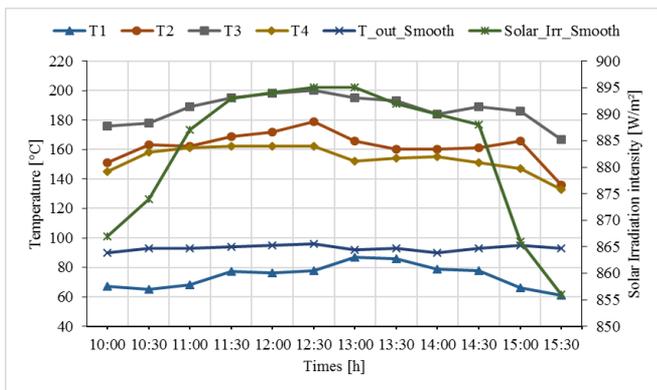


Figure 8. Variation of temperatures by time conf3

Presented in Fig. 9 is the evolution of the flowing air outlet temperatures of the smooth configurations. It is clear that the efficiency of the second configuration is the best one with around 70% from 11:00 to 14:30. This type of roughness proved useful by having the best thermal exchange coefficient between air and the absorber plate. This last recorded the highest temperature compared to the second configuration, which reached in mean efficiency by 66% from 11:00 to 15:30. The smooth configuration reaches the lowest values of the thermal efficiency by 45% on average.

According to Table 3, the average temperature has a reduction by 0.07 and 0.33% in the absorber for the second and the first configurations respectively compared with the smooth configuration. Moreover, the upper temperature reached in thermocouple three on the smooth configuration by 188°C followed by 165°C on the thermocouple 4 and 119°C on the thermocouple 3 in the second and first configurations

respectively.

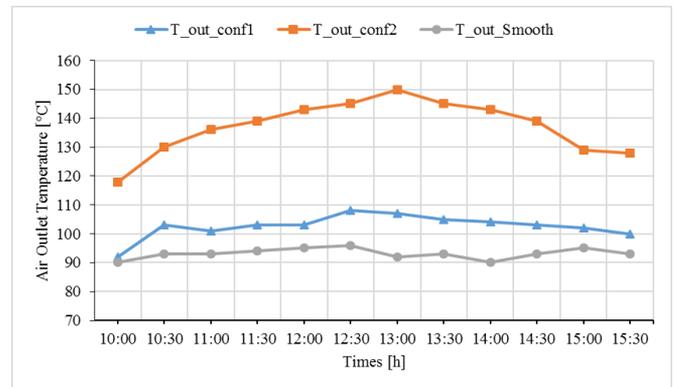


Figure 9. Variation of air outlet temperature by the time

Presented in Fig. 10 is the variation of the thermal efficiency of the three configurations. It is clear that the best thermal efficiency recorded in the first and the second configurations, where the value reached 65% and 75% in the first and second configurations respectively. This increase in the efficiency is due to the role of the artificial roughness in improving the heat exchange between the flowing air and the absorber. Therefore, the weakest thermal efficiency recorded in the third configuration by 45%, while the loss of the heat considered from the bottom and the side of the rectangular absorber duct.

Table 3. Variation of the absorber plate temperatures

| Configuration | Time [h] | Average temperature | | | | | | | Average increase |
|----------------------|----------|---------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------------------|
| | | 10:00 | 11:00 | 12:00 | 13:00 | 14:00 | 15:00 | 15:30 | |
| Configuration 1 | T1 | 41 | 42 | 46 | 47 | 50 | 48 | 48 | 46 |
| | T2 | 101 | 113 | 117 | 117 | 108 | 104 | 108 | 111 |
| | T3 | 109 | 124 | 127 | 127 | 115 | 114 | 112 | 119 |
| | T4 | 105 | 115 | 120 | 123 | 114 | 112 | 110 | 115 |
| Configuration 2 | T1 | 71 | 74 | 78 | 79 | 79 | 80 | 76 | 77 |
| | T2 | 136 | 135 | 139 | 140 | 133 | 132 | 125 | 135 |
| | T3 | 143 | 148 | 151 | 150 | 147 | 139 | 137 | 146 |
| | T4 | 152 | 170 | 168 | 177 | 172 | 154 | 145 | 165 |
| Smooth configuration | T1 | 67 | 68 | 76 | 86 | 79 | 66 | 61 | 75 |
| | T2 | 151 | 162 | 172 | 166 | 160 | 160 | 136 | 162 |
| | T3 | 176 | 189 | 198 | 195 | 184 | 186 | 167 | 188 |
| | T4 | 145 | 161 | 162 | 152 | 155 | 147 | 133 | 154 |

Fig. 11 shows a comparison of the exergetic between the conf1, conf2, and conf3 of solar air heater with mass flow rate equal 0.018 kg.s⁻¹ mass flow rate. The maximum values of exergy efficiency are found in the configuration of rectangular roughness (conf2) by more than 0.2% after midday at 13:00, and the values increase from sunrise to midday and decrease after that until they reach the minimum with the sunset about 0.1% at 10:00 and 15:30. However, the exergy values of the

air heater with conf1 and conf3 decrease significantly by about 0.1% in conf1 and lower than 0.05% in the last configuration.

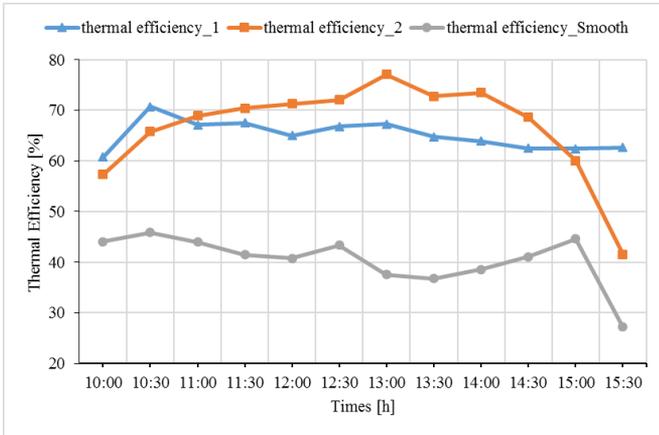


Figure 10. Variation of the thermal efficiency by the time

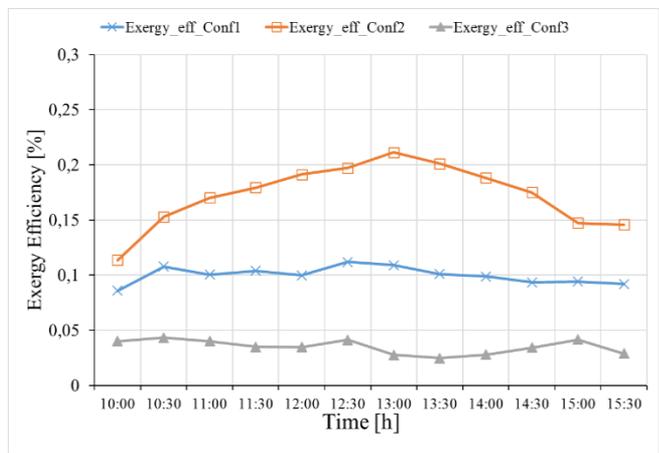


Figure 11. Variation of the exergy efficiency by the time

In the main, the results show that the efficiency of the solar air heater heavily depends on the type of artificial roughness and solar radiation. The study shows that the solar air heater thermal efficiency improved with the use of the artificial roughness and the best values recorded using the rectangular roughness configuration.

8. CONCLUSION

In the present work, an experimental investigation of the performance of solar air heater blended with the solar concentrating feature of Linear Fresnel Reflector conducted in order to exploit it in the field of heating space and drying of agricultural products. To that end, an experimental investigation conducted for three configurations of the rectangular absorber duct, which placed in the focal line of Linear Fresnel Reflector to improve the performance of this new solar air heater.

According to the results obtained in this study, it becomes evident that the use of artificial roughness increases the heat transfer coefficient, which enhances the performance of the solar air heater compared with the smooth case. Significant average rises of heat transfer coefficient are achieved by (10%) and (47%) for the first and second artificial roughness respectively. Moreover, an average increase in the thermal efficiency by (58%) and (62%) in the first and second

configurations respectively is registered and compared with the smooth case. Through these results, it concluded that the second artificial roughness is the best configuration and gives us the best outlet temperatures.

In conclusion, the blending of the two technologies studied in this paper allows us to reach the temperature of the air heater usually upper than 100°C, a degree which is not easy to achieve with the conventional flat plate air heater collector.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors are very thankful to everyone who contributed to the completion of this study, especially mention, M. Saber Guenifi (Engineering on Mechanical at the University of Mohamed Khider of Biskra) and M. Mohammed Taher Baissi (Master on Mechanical at the University of Mohamed Khider of Biskra) for their technical assistance.

REFERENCES

- [1] JORADP. (2010). Official Journal of the People's Democratic Republic of Algeria. Law n ° 10-95 of 17 March 2010 laying down the economic rules for network connection fees and other actions necessary to satisfy electricity and gas demand from customers. <https://www.joradp.dz/FTP/jo-francais/2010/F2010019.pdf>
- [2] Eddine BT, Salah MM. (2012). Solid waste as renewable source of energy: current and future possibility in Algeria. *International Journal of Energy Environmental Engineering* 3(1): 17. <https://doi.org/10.1186/2251-6832-3-17>
- [3] Missoum M, Hamidat A, Loukarfi L, Abdeladim K. (2014). Impact of rural housing energy performance improvement on the energy balance in the North-West of Algeria. *Energy and Buildings* 85: 374-388.
- [4] Stambouli AB. (2011). Promotion of renewable energies in Algeria: strategies and perspectives. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15: 1169-1181. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.11.017>
- [5] MEM (Ministère de l'énergie et des mines). (2015). Agence Nationale pour la Promotion et Rationalisation de l'Utilisation de l'énergie (APRUE), Energy Efficiency Development Program until 2030. www.aprue.org.dz
- [6] Cagnoli M, Mazzei D, Procopio M, Russo V, Savoldi L, Zanino R. (2018). Analysis of the performance of linear Fresnel collectors: Encapsulated vs. evacuated tubes. *Solar Energy* 164: 119-138. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.02.037>
- [7] Cucumo MA, Ferraro V, Kaliakatsos D, Mele M, Nicoletti F. (2017). Law of motion of reflectors for a linear Fresnel plant. *International Journal of Heat and Technology* 35: S78-S86. <https://doi.org/10.18280/ijht.35Sp0111>
- [8] Zhu G. (2017). New adaptive method to optimize the secondary reflector of linear Fresnel collectors. *Solar Energy* 144: 117-126. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.01.005>
- [9] Chaitanya Prasad GS, Reddy KS, Sundararajan T. (2017). Optimization of solar linear Fresnel reflector system with secondary concentrator for uniform flux distribution over

- absorber tube. *Solar Energy* 150: 1-12. <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2017.04.026>
- [10] Regue MH, Benchatti T, Medjelled A, Benchatti A. (2014). Improving the performances of a solar cylindrical parabolic dual reflection Fresnel mirror (experimental part). *International Journal of Heat and Technology*. 32(1-2): 171-178.
- [11] Moghimi MA, Craig KJ, Meyer JP. (2015). Optimization of a trapezoidal cavity absorber for the Linear Fresnel Reflector. *Solar Energy* 119: 343-361. <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2015.07.009>
- [12] Zhu G, Wendelin T, Wagner MJ, Kutscher C. (2014). History, current state, and future of linear Fresnel concentrating solar collectors. *Solar Energy* 103: 639-652. <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2013.05.021>
- [13] Sharma V, Nayak JK, Kedare S. B. (2015). Effects of shading and blocking in linear Fresnel reflector field. *Solar Energy* 113: 114-138. <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2014.12.026>
- [14] Lin M, Sumathy K, Dai YJ, Wang RZ, Chen Y. (2013). Experimental and theoretical analysis on a linear Fresnel reflector solar collector prototype with V-shaped cavity receiver. *Applied Thermal Engineering* 51(1): 963-972. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.10.050>
- [15] Mathur SS, Kandpal TC, Negi BS. (1991). Optical design and concentration characteristics of linear Fresnel reflector solar concentrators—II. Mirror elements of equal width. *Energy Conversion and Management* 31(3): 221-232. [https://doi.org/10.1016/0196-8904\(91\)90076-U](https://doi.org/10.1016/0196-8904(91)90076-U)
- [16] Goswami RP, Negi BS, Sehgal HK, Sootha GD. (1990). Optical designs and concentration characteristics of a linear Fresnel reflector solar concentrator with a triangular absorber. *Solar Energy Materials* 21(2): 237-251. [http://dx.doi.org/10.1016/0165-1633\(90\)90057-8](http://dx.doi.org/10.1016/0165-1633(90)90057-8)
- [17] Negi BS, Kandpal TC, Mathur SS. (1990). Designs and performance characteristics of a linear Fresnel reflector solar concentrator with a flat vertical absorber. *Solar & Wind Technology* 7(4): 379-392. [http://dx.doi.org/10.1016/0741-983X\(90\)90023-U](http://dx.doi.org/10.1016/0741-983X(90)90023-U)
- [18] Cucumo M, Ferraro V, Kaliakatsos D, Mele M, Nicoletti F. (2016). Calculation model using finite-difference method for energy analysis in a concentrating solar plant with linear Fresnel reflectors. *International Journal of Heat Technology* 34: S337-S345. <https://doi.org/10.18280/ijht.34S221>
- [19] Feuermann D, Gordon J. (1991). Analysis of a two-stage linear Fresnel reflector solar concentrator. *Journal of Solar Energy Engineering* 113(4): 272-279. <http://dx.doi.org/10.1115/1.2929973>
- [20] Mills DR, Morrison GL. (2000). Compact linear Fresnel reflector solar thermal power plants. *Solar Energy* 68(3): 263-283. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(99\)00068-7](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(99)00068-7)
- [21] Barbón A, Barbón N, Barbón L, Otero JA. (2016). Theoretical elements for the design of a small scale Linear Fresnel Reflector: Frontal and Lateral views. *Solar Energy* 132: 188-202. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2016.02.054>
- [22] Montes MJ, Barbero R, Abbas R, Rovira A. (2016). Performance model and thermal comparison of different alternatives for the Fresnel single-tube receiver. *Applied Thermal Engineering* 104(Supplement C): 162-175. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.05.015>
- [23] Wang G, Chen Z, Hu P, Cheng X. (2016). Design and optical analysis of the band-focus Fresnel lens solar concentrator. *Applied Thermal Engineering* 102(Supplement C): 695-700. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.04.030>
- [24] Xu G, Song G, Zhu X, Gao W, Li H, Quan Y. (2015). Performance evaluation of a direct vapor generation supercritical ORC system driven by linear Fresnel reflector solar concentrator. *Applied Thermal Engineering* 80(Supplement C): 196-204. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.12.071>
- [25] Pino FJ, Caro R, Rosa F, Guerra J. (2013). Experimental validation of an optical and thermal model of a linear Fresnel collector system. *Applied Thermal Engineering* 50(2): 1463-1471. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.12.020>
- [26] Abbas R, Martínez-Val JM. (2015). Analytic optical design of linear Fresnel collectors with variable widths and shifts of mirrors. *Renewable Energy* 75: 81-92. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2014.09.029>
- [27] Abbas R, Martínez-Val JM. (2017). A comprehensive optical characterization of linear Fresnel collector RS by means of an analytic study. *Applied Energy* 185: 1136-1151. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.01.065>
- [28] Abbas R, Muñoz-Antón J, Valdés M, Martínez-Val JM. (2013). High concentration linear Fresnel reflectors. *Energy Conversion and Management* 72: 60-68. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2013.01.039>
- [29] Abbas R, Montes MJ, Piera M, Martínez-Val J. (2012). Solar radiation concentration features in Linear Fresnel Reflector arrays. *Energy Conversion and Management* 54(1): 133-144. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2011.10.010>
- [30] Singh PL, Sarviya RM, Bhagoria JL. (2010). Thermal performance of linear Fresnel reflecting solar concentrator with trapezoidal cavity absorbers. *Applied Energy* 87(2): 541-550. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.08.019>
- [31] Velázquez N, García-Valladares O, Saucedo D, Beltrán R. (2010). Numerical simulation of a Linear Fresnel Reflector Concentrator used as direct generator in a Solar-GAX cycle. *Energy Conversion and Management* 51(3): 434-445. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2009.10.005>
- [32] Esen H. (2008). Experimental energy and exergy analysis of a double-flow solar air heater having different obstacles on absorber plates. *Building and Environment* 43(6): 1046-1054. <http://dx.doi.org/10.1016/j.buildenv.2007.02.016>
- [33] Pujol Nadal R, Martínez Moll V. (2014). Optical characterization of a fixed mirror solar concentrator prototype by the ray-tracing procedure. *Journal of Renewable and Sustainable Energy* 6(4): 043105. <http://dx.doi.org/10.1063/1.4890219>
- [34] Martínez-Rodríguez G, Fuentes-Silva AL, Picon-Nunez M. (2018). Targeting the maximum outlet temperature of solar collectors. *Chemical Engineering Transactions* 70: 1567-1572. <https://doi.org/10.3303/CET1870262>
- [35] Alam T, Kim MH. (2017). Performance improvement of double-pass solar air heater – A state of art of review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 79(Supplement C): 779-793. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.087>
- [36] Karoua H, Debbache M, Takilalte A, Mahfoud O,

- Moumimi A, Moumimi N, Aoues K. (2016). An experimental study of a new solar air heater with a linear fresnel reflector. *International Renewable and Sustainable Energy Conference (IRSEC)*, pp. 104-108. <https://doi.org/10.1109/IRSEC.2016.7983949>
- [37] Sing CKL, Lim JS, Walmsley TG, Liew PY, Goto M. (2018). Effect of solar utility temperature to costing and design parameters of integrated solar thermal system. *Chemical Engineering Transactions* 70: 139-144. <https://doi.org/10.3303/CET1870024>
- [38] Chouksey VK, Sharma SP. (2016). Investigations on thermal performance characteristics of wire screen packed bed solar air heater. *Solar Energy* 132(Supplement C): 591-605. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2016.03.040>
- [39] Bekele A, Mishra M, Dutta S. (2014). Performance characteristics of solar air heater with surface mounted obstacles. *Energy Conversion and Management* 85(Supplement C): 603-611. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.04.079>
- [40] Labed A, Moumimi N, Benchabane A, Aoues K, Moumimi A. (2012). Performance investigation of single- and double-pass solar air heaters through the use of various fin geometries. *International Journal of Sustainable Energy* 31(6): 423-434. <http://dx.doi.org/10.1080/14786451.2011.590899>
- [41] Youcef-Ali S. (2005). Study and optimization of the thermal performances of the offset rectangular plate fin absorber plates, with various glazing. *Renewable Energy* 30(2): 271-280. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2004.04.009>
- [42] Mahfoud O, Moumimi A, Kadja M, Moumimi N, Mebrouk R. (2015). Dynamic and thermal study of air flow control by chicanes with inclined upper parts in solar air collectors. *International Journal of Sustainable Energy* 34(2): 113-127. <http://dx.doi.org/10.1080/14786451.2013.821125>
- [43] Varun Saini RP, Singal SK. (2007). A review on roughness geometry used in solar air heaters. *Solar Energy* 81(11): 1340-1350. <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2007.01.017>
- [44] Karim MA, Hawlader MNA. (2004). Development of solar air collectors for drying applications. *Energy Conversion and Management* 45(3): 329-344. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(03\)00158-4](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(03)00158-4)
- [45] Labed A, Moumimi N, Benchabane A. (2012). Experimental investigation of various designs of solar flat plate collector: Application for the drying of green chili. *Renewable and Sustainable Energy* 4: 043116-15. <http://dx.doi.org/10.1063/1.4742337>
- [46] Youcef-Ali S. (2001). Étude numérique et expérimentale des séchoirs solaires indirects à convection forcée. *Energetic, Univ. of Valenciennes et de Hainaut-Ambresis, N° d'ordre 01-05*.
- [47] Duffie JA, Beckman WA. (2013). *Solar engineering of thermal processes*. John Wiley & Sons.

NOMENCLATURE

| | |
|---|--|
| a | height of artificial roughness (m) |
| A | surface area of the rectangular duct (m ²) |
| b | space between artificial roughness (m) |
| c | length of artificial roughness (m) |

| | |
|-------------------|---|
| C _p | specific heat of air (J kg ⁻¹ K ⁻¹) |
| CR | solar concentrated energy (-) |
| D | the hydraulic diameter of the rectangular duct (m) |
| e | thickness of rectangular duct (m) |
| \dot{E} | energy rate (W) |
| $\dot{E}x_{dest}$ | rate of irreversibility (W) |
| $\dot{E}x$ | exergy rate (W) |
| f | focal distance (m) |
| F' | efficiency factor of solar collector (-) |
| F _R | heat removal factor of solar collector (-) |
| h | convection heat transfer coefficient between the absorber plate and air convection heat transfer coefficient between the absorber plate and air (W m ² K ⁻¹) |
| I | solar global irradiance incident on Linear Fresnel Reflector (W m ²) |
| L | length of the rectangular duct |
| l | width of the rectangular duct (m) |
| \dot{m} | air mass flow rate (kg s ⁻¹) |
| M | mass (kg) |
| nm | number of mirrors |
| n | number of artificial roughness |
| P | pressure (bar) |
| S_{cap} | surface area of the Linear Fresnel Reflector (m ²) |
| t | time (h) |
| T | temperatures (°C) |
| S_{cap} | collector concentration surface (m ²) |
| U | represents the uncertainty of the variable. |
| U _L | global heat loss coefficient (W m ² K ⁻¹) |
| \dot{W} | work rate or power (kW) |
| W _{th} | width of the collector (m) |

Non-dimensional numbers

| | |
|----|----------------------|
| Nu | local Nusselt number |
| Re | Reynolds number |

Greek symbols

| | |
|-----------------|--|
| ρ | reflective of mirrors (%) |
| α | thermal diffusivity, m ² . s ⁻¹ |
| σ | constant of Stefan–Boltzmann (W m ² K ⁻⁴) |
| τ_v | optical coefficient of transmission of the glazing 0.84 (%) |
| γ | dimensionless temperature |
| ϕ_c | the Concentrate solar energy (W) |
| ϕ_l | the thermal losses (W) |
| ϕ_{st} | the stored energy (W) |
| ϕ_u | the useful energy gain (W) |
| v | dynamic velocity of air heater (m ² s ⁻¹) |
| η_{th} | thermal efficiency |
| η_{exergy} | exergetic efficiency (dimensionless) |

Subscripts

| | |
|-----|----------------------|
| abs | absorber |
| art | artificial roughness |

| | |
|----------------------|---|
| coll | collector |
| H | hydraulic |
| C_c (ab- fluid) | heat transfer convection between absorber plate and air heater |
| g | global irradiance |
| a | ambient temperature |
| f | heat transfer fluid (air heater) |
| f_e | inlet air heater temperature |
| f_s | outlet air heater temperature |
| 1 | first thermocouple |
| 2 | second thermocouple |

| | |
|---|---------------------|
| 3 | third thermocouple |
| 4 | fourth thermocouple |

Acronyms

| | |
|-------|-------------------------------------|
| LCR | Local Concentration Ratio |
| LFR | Linear Fresnel Reflector |
| LFRAH | Linear Fresnel Reflector Air Heater |
| HTF | heat transfer fluid |
| CSP | Concentrator Solar Power |
| ORC | Organic Rankine Cycle |

Résumé

Dans ce travail on s'intéresse à l'étude des paramètres de conception sur les performances thermiques et au transfert de chaleur lors de l'écoulement d'un débit d'air dans un conduit utile rectangulaire, dont la surface d'échange mise en jeu est munie par des rugosités artificielles tordues dans un premier cas, des rugosités rectangulaires dans le deuxième cas et sans rugosité dans le troisième cas. Le conduit d'écoulement est situé dans la zone focale d'un capteur solaire avec effet de concentration de type Fresnel, constitué d'un jeu de miroirs ardents parfaitement réfléchissants. Une étude théorique et expérimentale est entamée pour mettre en évidence l'effet des paramètres géométriques et thermo-physiques des matériaux constitutifs sur les performances thermiques et exergétiques du dispositif.

Mots-clés

Capteur solaire Fresnel, Performances thermiques, concentration, conception, modélisation, simulation, EES, analyse exergétique, rugosité artificiel.

Abstract:

In this work we are interested in the study of design parameters on thermal performance and heat transfer during the flow of an air flow in a rectangular duct, whose exchange surface involved is provided by artificial roughness twisted in a first case, roughness rectangular in a second case and without roughness in a third case. The flow duct is located in the focal zone of a solar collector with Fresnel-type concentration effect, consisting of a set of mirrors that are perfectly reflective. A theoretical and experimental study is started to highlight the effect of the geometric and thermo-physical parameters of the constituent materials on the thermal performances and the exergy analysis of the device.

Key words

Linear Fresnel Reflector, Thermal performance, concentration, design, modelling, simulation EES, exergy analysis, Artificial roughness.

ملخص:

في هذا العمل ، نهتم بدراسة تأثير التصميم الهندسي على الأداء الحراري ونقل الحرارة خلال تدفق الهواء في قناة مستطيلة و مزودة بلاقط حراري وضع داخل مساحة التبادل الحراري. تم دراسة ثلاث حالات للاقط الحراري، الحالة الأولى ؛ لاقط حراري مزود بخشونة مستطيلة ملتوية، في الحالة الثانية ؛ لاقط حراري مزود بخشونة مستطيلة ، وفي الحالة الأخيرة لاقط حراري بدون خشونة. قناة التدفق وضعت في المنطقة البؤرية لمجمع الطاقة الشمسية مع تأثير تركيز Fresnel، والذي يتكون من مجموعة من المرايا العاكسة تمامًا. هذه الدراسة النظرية والتطبيقية تأخذ بعين الاعتبار الخواص الهندسية والترموفيزيائية لمواد التصنيع على كفاءة تحويل الطاقة الشمسية إلى طاقة حرارية وتحليل الإكزرجي للاقط الشمسي .

الكلمات المفتاحية :

لاقط شمسي فريزل، الأداء الحراري، التركيز، التصميم، النمذجة، المحاكاة، EES، تحليل الإكزرجي، خشونة اصطناعية