

UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA 1



Faculté de Technologie
Département de Mécanique



THESE DE DOCTORAT EN SCIENCE

Filière : Génie Mécanique

**Etude des performances d'une installation solaire de
grande capacité soumise à une charge répartie constante
et des conditions aléatoires**

Présenté par :

Karim Kaci

Devant le jury composé de :

M. ROUDANE	Professeur	Université de Blida 1	Président
B. BOUCHEKIMA	Professeur	Université de Ouargla	Examineur
M. ABBAS	Directeur de recherche	UDES	Examineur
H. ABDI	MCA	Université de Blida 1	Examineur
M. MERZOUK	Professeur	Université de Blida 1	Directeur de thèse
N. KASBADJI	Directrice de recherche	UDES	Co-Directrice de thèse

Blida, 2023

المخلص: تبحث هذه الورقة في أداء منشأة طاقة شمسية ذات سعة كبيرة مصممة لتلبية احتياجات وحدة قطاع الأغذية الزراعية في منطقة الجزائر العاصمة. يواجه هذا التثبيت حملاً مشتركاً ثابتاً بالإضافة إلى مواقف عشوائية. تم استخدام منهج f-chart لتصميم وحجم المجال الشمسي، والذي تم تعزيزه من خلال دمج معاملات التصحيح للعديد من الخصائص الخاصة بالتركيب مثل زاوية السقوط. تم تقييم الجدوى الفنية والمالية للنظام، وأظهرت النتائج أن التركيب يتمتع بمعدل تغطية شمسية بنسبة 65 %. وهذا يشجع على استخدام الطاقة الشمسية بدلاً من الأنظمة الكهربائية القياسية من أجل توفير الطاقة وتقليل انبعاثات الغازات الدفيئة. علاوة على ذلك، تكشف النتائج الاقتصادية أن الحد التنافسي للنظام النموذجي هو 17.75 دج/كيلوواط ساعة.

الكلمات المفتاحية: الحقل الشمسي، مجمع الطاقة الشمسية المسطح، الأداء طويل المدى، زاوية السقوط المعدلة، التكوين.

Abstract: This paper investigates the performance of a large capacity solar installation designed to meet the needs of an agro-food sector unit in the Algiers area. This installation faces a constant dispersed load as well as random situations.

The f-chart approach was used to design and size the solar field, which was augmented by the integration of correction coefficients for many installation-specific characteristics such as the angle of incidence.

The system's technical and financial viability were assessed, and the results show that the installation has a solar coverage rate of 65%. This encourages the usage of solar power over standard electrical systems in order to save energy and reduce greenhouse gas emissions.

Furthermore, the economic results reveal that a typical system's competitive threshold is 17.75 DA/kWh.

Keywords: Solar field, flat solar collector, long-term performance, incidence modified angle, configuration.

Résumé : Le présent travail porte sur l'étude des performances d'une installation solaire de grande capacité destinée à la satisfaction des besoins d'une unité relevant de l'industrie agro-alimentaire, implantée dans la zone d'Alger. Cette installation est soumise à une charge répartie constante et des conditions aléatoires.

La conception et le dimensionnement du champ solaire ont été réalisés en utilisant la méthode f-chart complétée par l'intégration de coefficients de correction de plusieurs facteurs spécifiques à l'installation tel que l'angle d'incidence.

Les viabilités techniques et financières du système ont été examinées et les résultats montrent que le taux de couverture solaire de l'installation est de 65 %. Ce qui encourage l'utilisation du solaire comparé au système électrique classique et afin de permettre des économies d'énergie et une diminution d'émissions de gaz à effet de serre.

Par ailleurs, les résultats économiques montrent que le seuil de compétitivité avec un système classique, est de 17.75 DA/kWh.

Mots clé : Champ solaire, capteur solaire plan, performances à long terme, angle d'incidence modifier, configuration.

DEDICACE

Je dédie ce modeste travail.

A mes très chers parents.

A ma petite famille.

A mes frères et ma sœur.

A tous mes amis.

A tous ceux qui ont contribué de près

ou de loin à la réalisation de ce

travail.

REMERCIEMENTS

Je tiens tout d'abord à remercier Allah le tout puissant.

Je voudrais d'abord remercier chaleureusement mes directeurs de thèse Pr **Mustapha Merzouk** et Madame Dr **Nachida Kasbadji Merzouk**, de m'avoir proposé un sujet aussi passionnant qu'intéressant. Je les remercie d'avoir accepté de diriger ce travail de thèse, pour leurs rigueurs scientifiques, leurs disponibilités, leurs encouragements, en me faisant partager leurs expériences et leurs connaissances.

Je tiens tout à remercier l'ensemble des membres du jury : D'abord, je remercie vivement le Pr **Roudane Mohamed**, Professeur à l'Université de Blida 1, d'avoir accepté de présider le jury de cette thèse. J'adresse également toute ma reconnaissance au Pr **Bouhekima Bachir**, Professeur à l'université de Ouargla, le Dr **Abbas Mohamed**, Directeur de recherche à l'unité de développement des équipements solaire de Bou-Ismaïl (CDER) ainsi que Dr. **Abdi Hamid**, Maître de conférences « A » à l'Université de Blida 1, qui m'ont fait l'honneur d'examiner le manuscrit et de participer au jury de cette thèse.

Je remercie également le professeur **Mohamed El Ganaoui** de m'avoir accueilli dans son laboratoire IUT Longwy (Metz) et d'avoir eu le temps de suivre et de contribuer dans ce travail.

Mes remerciements s'adressent aussi à tous les membres du laboratoire (FUNDAPL) de l'université de Blida 1.

Mes remerciements vont également à **tous** les autres que je n'ai pas pu les citer, mais qui m'ont encouragé tout au long de ce travail.

TABLE DES MATIERES

RESUME

DEDICACE

REMERCIEMENTS

TABLE DES MATIERES

LISTE DES FIGURES

LISTE DES TABLEAUX

NOMENCLATURE

INTRODUCTION GENERALE.....	1
CHAPITRE 1 : ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE.....	5
1.1. Introduction	5
1.2. Les énergies renouvelables dans le contexte international	5
1.3. Les énergies renouvelables dans le contexte national.....	10
1.3.1. Consommation d'énergie en Algérie	10
1.3.2. Les énergies renouvelables en Algérie.....	12
1.4. Typologie des systèmes de chauffage de grande capacité.....	14
1.4.1. Systèmes solaires de production de chaleur par types de capteurs.....	14
1.4.2. Répartition par taille des installations.....	15
1.4.3. Répartition par secteur industriel.....	16
1.4.4. Répartition par type d'application	17
1.4.5. Performances et couts.....	19
1.5. Travaux réalisés dans le domaine.....	20
1.5.1. Paramètres météorologiques et radiométriques et modèles d'estimation.....	20
1.5.2. Potentiel de la demande en chauffage solaire de grande capacité.....	39

1.5.3. Performances des systèmes de chauffage à procédé solaire.....	42
1.5.4. Effets économiques et environnementaux du chauffage industriel solaire.....	44
1.6. Position du problème	47
1.7. Conclusion	48
CHAPITRE 2 : DIMENSIONNEMENT DU SYSTEME	49
2.1. Introduction	49
2.2. Présentation du site.....	49
2.3. Demande du processus	50
2.4. Dimensionnement du champ.....	52
2.4.1. Correction sur le stockage.....	56
2.4.2. Correction sur le montage des capteurs solaires plans.....	57
2.4.3. Correction sur l'échangeur	58
2.5. Dimensionnement de la cuve de stockage	59
2.6. Dimensionnement de l'échangeur de chaleur.....	59
2.7. Dimensionnement du système axillaire.....	61
2.8. Système de régulation.....	61
2.9. Etapes de calcul	62
2.10. Conclusion	63
CHAPITRE 3 : MODELISATION ET SIMULATION.....	64
3.1. Introduction	64
3.2. Estimation des paramètres radiométriques et climatiques.....	64
3.2.1 Eclairement solaire.....	64
3.2.2. Température ambiante.....	68
3.2.3. La température de l'eau du réseau.....	69
3.3. Modélisation du système.....	69

3.4. Simulation du système.....	77
3.4.1. Présentation du logiciel de simulation.....	77
3.4.2. Présentation de la zone d'étude.....	78
3.4.3. Présentation du modèle de l'installation étudié	79
3.4.4. Hypothèses utilisées pour la simulation	80
3.5. Conclusion.....	80
CHAPITRE 4 : RESULTATS ET DISCUSSIONS.....	81
4.1. Introduction.....	81
4.2. Validation du modèle de l'éclairement solaire.....	81
4.3. Détermination de la surface et de la configuration du champ.....	82
4.4. Les besoins énergétiques du système.....	84
4.5. Rendement du champ.....	85
4.6. Température de stockage.....	86
4.7. Fraction solaire	86
4.8. Fraction solaire en fonction de la surface de captation.....	88
4.9. Etude paramétrique.....	89
4.9.1. Effet du débit de circulation sur les performances du système.....	89
4.9.2. Effet du puisage sur les performances du système.....	90
4.9.3. Effet de l'inclinaison et l'orientation sur les performances du système.....	92
4.9.4. Effet de la zone sur les performances du système.....	93
4.9.5. Effet de la technologie des capteurs les performances du système	95
4.10. Etude économique.....	95
4.10.1. Méthode de calcul	95
4.10.2. Comparaison des résultats économiques.....	99

4.10.3. Impact environnemental.....	100
4.11. Conclusion	101
CONCLUSION GENERALE.....	102
ANNEXE	

LISTE DES FIGURES

CHAPITRE 1

Figure 1.1. Ventilation de la consommation mondiale d'énergie.....	6
Figure 1.2. Évolution des énergies renouvelables dans le monde	7
Figure 1.3. Les capacités installées dans le monde.....	7
Figure 1.4. Évolution des énergies solaire dans le monde.....	8
Figure 1.5. Les émissions de dioxyde de carbone par source d'énergie.....	9
Figure 1.6. Les émissions de dioxyde de carbone par secteur d'activité.....	10
Figure 1.7. Répartition de La consommation finale d'énergie.....	10
Figure 1.8. La consommation finale par secteur d'activité.....	11
Figure 1.9. Evolution des énergies renouvelables en Algérie.....	12
Figure 1.10. Programme des énergies renouvelables par filière.....	14
Figure 1.11. Répartition par type, des systèmes solaires.....	15
Figure 1.12. Répartition des installations solaires opérationnelles par taille.....	16
Figure 1.13. Ventilation par secteur industriel.....	17
Figure 1.14. Répartition par type d'application.....	19
Figure 1.15. Ventilation des coûts d'une installation de chauffage solaire	46

CHAPITRE 02

Figure 2.1. Plan de la surface disponible pour l'installation des capteurs.....	50
Figure 2.2. Vue d'ensemble de l'usine.....	51
Figure 2.3. Demande journalière de l'entreprise.....	52
Figure 2.4. Schéma de principe du système.....	53
Figure 2.5. Température de stockage en fonction des capteurs en série.....	58

CHAPITRE 03

Figure 3.1. Schéma de principe du système	69
Figure 3.2. Représentation du champ solaire.....	70
Figure 3.3. Schéma du système avec un échangeur de chaleur.....	72
Figure 3.4. Situation géographique de la zone d'étude.....	78
Figure 3.5. Le système sous interface TRNSYS.....	79

CHAPITRE 04

Figure 4.1. Irradiations solaires moyennes mensuelles prédites et mesurées...82
Figure 4.2. Températures ambiantes moyennes prédites et mesurées.....82
Figure 4.3. Variation de la température de stockage en fonction de la configuration84
Figure 4.4. Apports solaires et besoins mensuels.....85
Figure 4.5. Rendement global du champ le long de l'année.....86
Figure 4.6. Evolution de température de stockage.....87
Figure 4.7. Variation de la fraction solaire annuelle.....88
Figure 4.8. Variation des apports solaires et axillaires.....88
Figure 4.9. Fraction solaire en fonction de la surface de captation.....89
Figure 4.10. Effet du débit massique sur le gain d'énergie.....90
Figure 4.11. Profil de charge91
Figure 4.12. Effet du moment de charge de l'eau sur les performances.....92
Figure 4.13. Effet de la variation de l'inclinaison du capteur.....93
Figure 4.14. Variation de l'orientation du capteur.....94
Figure 4.15. Performances du processus sur trois sites différents.....95
Figure 4.16. Performances en fonction de la technologie des capteurs.....96
Figure 4.17. Variation du LCOE en fonction du prix de l'électricité.....100

LISTE DES TABLEAUX

Chapitre 1

Tableau 1.1. Les secteurs industriels et leurs domaines d'application.....	18
Tableau 1.2. LCOE générée pour différentes applications.....	20
Tableau 1.3. Coefficients donnés par Perrin de Brichambaut.	27
Tableau 1.4. Les différentes valeurs des coefficients.....	32

Chapitre 3

Tableau 3.1. Principaux paramètres utilisés dans la simulation	80
---	----

Chapitre 4

Tableau 4.1. Présentation des zones d'études.....	95
Tableau 4.2. Coûts de chaque partie du processus industriel.....	98
Tableau 4.3. Coûts totaux des processus de chauffage de l'eau.....	98
Tableau 4.4. Validation des résultats de l'étude technico-économique.....	101
Tableau 4.5. Quantités des gaz évitées par l'installation.....	101

NOMENCLATURE

A_c	Surface du capteur	(m ²)
C_p	Capacité thermique de l'eau	(kJ/kg K)
F	La fraction de la charge de chauffage mensuelle	(-)
F_R	Facteur de conductance	(-)
$F_R U_g$	Coefficient des pertes thermiques du capteur	(W/m ² K)
G_h	Irradiation moyenne journalier par mois	(MJ/m ²)
h_m	Hauteur du soleil	(deg)
I_g	Eclairement solaire global	(W/m ²)
L	Besoins énergétiques	(kWh/m ²)
M	Masse réelle de stockage	(kg)
$\dot{m}$	Débit massique	(kg/s)
N	Nombre de jour par mois	(-)
T_i	Température d'entrée du fluide	(°C)
T_o	Température de sortie du champs	(°C)
T_a	Température ambiante	(°C)
T_{ref}	Température de référence	(°C)
T_r	Température d'eau du réseau	(°C)
T_s	Température de stockage	(°C)
T_{ce}	Température d'eau d'entrée du circuit primaire	(°C)
T_{cs}	Température d'eau de sortie du circuit primaire	(°C)
T_{fe}	Température d'eau d'entrée du circuit secondaire	(°C)

T_{fs}	Température d'eau de sortie du circuit secondaire	(°C)
T_p	La température du processus	(°C)
T_d	Température diurne	(°C)
$X :$	Facteur de sensibilité modifié des pertes thermiques	(-)
Y	Rapport entre l'énergie solaire absorbée et la charge de refroidissement	(-)

Greek symbols

ΔT	Nombre total de secondes ou d'heures dans le mois	(secondes)
β	Angle d'inclinaison du capteur	(deg)
ε	Efficacité thermique de l'échangeur de chaleur	(-)
$(\tau\alpha)_e$	Coefficient d'absorption et de transmission du capteur	(-)

Abréviations

IAM	Angle d'incidence modifié	
TSV	Temps solaire vrai	(heure)
IRENA	International Renewable Energy Agency	
IEA	International Energy Agency	
GES	Gaz à effet de serre	
LCOE	Levelized Cost of Energy	(DA/kWh)
SIPH	Solar for industrial process heat	
PJ	Pétajoule	

INTRODUCTION

GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

Dans presque tous les pays, les secteurs de l'industrie et du bâtiment sont les consommateurs les plus énergivores et dépendent principalement de l'électricité ou des combustibles fossiles pour leurs besoins calorifiques. Le secteur industriel représente environ 30% de la consommation énergétique mondiale et est responsable de 48% des émissions de gaz à effet de serre (GES) liées à l'énergie [1].

Selon les estimations fournies par le US Energy Information Administration, la consommation d'énergie dans le secteur industriel devrait augmenter de 56% d'ici 2040 [2]. Parallèlement à tous ces chiffres, la production de chaleur représente 37% de l'énergie consommée dans les pays développés et 47% de la consommation totale d'énergie dans le monde [3].

Les régions industrialisées et développées d'Europe, d'Asie et d'Amérique du Nord utilisent avec succès les systèmes solaires thermiques dans les processus industriels [4]. La faisabilité et le fonctionnement de tels systèmes dépend fortement du gisement solaire du pays.

L'Algérie dont le segment économique et industriel est en pleine croissance, la consommation d'électricité a augmenté de plus de 238 % au cours des deux dernières décennies, ce qui a entraîné l'augmentation de la production d'énergie de 256 %, provoquant une augmentation de 117 % des émissions nationales globales en CO₂ [4].

Le secteur industriel consomme, à lui seul, près de 21.7% de l'énergie primaire, dont 40% sous forme d'électricité. Le secteur agro-alimentaire qui représente 70 % de l'industrie manufacturière, consomme à lui seule 65.2 %. Par ailleurs, ce secteur mobilise près de 96% de l'électricité produite à partir du gaz naturel. Quant à la production d'électricité à partir des énergies renouvelables, elle ne représente pas moins de 30 MW et ce malgré le potentiel important d'énergie solaire du pays [5].

On note que 50% de la chaleur industrielle dont ont besoin ces industries manufacturières se situent dans la plage de température inférieure à 150 °C pour des applications telles que le séchage, la cuisson, le nettoyage, la pasteurisation.

Enfin, 56 % de la demande de cette chaleur peut être satisfait par des capteurs solaires plan [6], une technologie simple, économique et propre.

Pour cela l'Algérie a lancé un programme ambitieux de développement des énergies renouvelables et d'efficacité énergétique. Ce choix stratégique est motivé aussi par la disponibilité d'un immense potentiel solaire ou la durée d'ensoleillement moyenne estimée à 3000 heures par an, est considérée comme la plus élevée dans le monde, [5].

Les systèmes de chauffage d'eau par des capteurs solaires plans sont actuellement très répandus car ils sont simples à construire et raisonnablement efficaces. Les capteurs plans ont été principalement utilisés pour le chauffage solaire des locaux et de l'eau chaude sanitaire. Le concept du capteur solaire plan pour la collecte de l'énergie solaire a été introduit, décrit et construit par Tellier en 1885, soit près de 70 ans avant qu'il ne soit introduit par Whillier à un système de même type planes par, [7].

Hottel et Woertz (1942) [8] ont été les premiers à développer un modèle qui décrit le fonctionnement d'un capteur solaire plan. Modèle complété plus tard par Bliss et portant depuis le nom de du modèle HWB, [9].

La première publication portant sur la méthode de calcul des performances de telles installation a été publiée en 1977 sous le titre « Solar Heating Design by the F-Chart Method ». La méthode F-Chart sous TRNSYS combinant tous les concepts a été développée par le « Solar Energy Laboratory » de l'Université du Wisconsin, Madison (Beckman et al. 1982). Plus tard, une nouvelle version, a été développée (Klein et Beckman 1983) pour analyser les systèmes solaires passifs et les systèmes pour le chauffage solaire des piscines. Plus tard, une autre version a été développée par Klein et Beckman (1993), [7].

Pour cela, plusieurs études ont porté sur la comparaison des performances de systèmes de chauffage d'eau solaire prédites par la méthode F-Chart aux données mesurées. On peut citer celles de Klein (1976), Klein et Beckman (1979) qui ont présenté une méthode de conception générale pour les systèmes d'énergie

solaire thermique en boucle fermée. De même Evans et al. (1985) ont mis en œuvre la méthode F-Chart sous TRNSYS dans les climats européens. Un peu plus tard d'autres travaux ont été réalisés dont celles de Chang et Minardi (1980) qui ont développé une méthode d'optimisation pour les systèmes de chauffage solaire. De même Ajona et Gordon (1987), Ammar et al. (1989) ont étudié l'Égypte. Il y a aussi le travail de Minnerly et al. (1991), Tsilingiris et al (1996) qui ont également développé des modèles analytiques pour les performances à long terme des systèmes de chauffage solaire, [7].

Dans toute la littérature, il convient de noter que la méthode F-Chart est largement utilisée comme une référence mondiale pour de tels systèmes.

Dans ce cadre, les installations de chauffage d'eau solaire à usage industriel est l'une des diverses solutions qui répondent à l'objectif de ce travail qui porte sur une étude d'intégration et d'optimisation d'une installation de chauffage solaire de grande capacité.

En effet, le présent travail concerne un pays en développement doté d'un potentiel énorme d'énergie solaire et d'une accélération de la croissance industrielle dans laquelle de telles applications permettent d'économiser des quantités importantes de combustibles fossiles. Dans cette perspective, ce travail explore l'utilisation d'un système de chauffage d'eau solaire appliqué à une industrie alimentaire Algérienne de production d'arôme pour compléter le système existant fonctionnant à l'électricité.

Pour cela, l'utilisation potentielle de l'énergie solaire thermique pour la satisfaction des besoins industriels en eau chaude à une température de 60 °C avec une charge constante est traitée dans le présent travail.

Le présent document est organisé comme suit :

Un rappel du contexte énergétique actuel dans le monde et en Algérie est présenté. Il sera suivi par les principaux travaux réalisés dans le domaine et cités dans la littérature ainsi que des procédés industriels solaires fonctionnant dans la plage de température traitées. Les processus industriels les plus utilisés avec des applications thermiques solaires et leurs technologies sont ainsi identifiés, examinés et discutés y compris sous l'aspect économique.

Le chapitre 2, illustre la méthode de dimensionnement de l'installation considérée, utilisant la méthode F-chart sous le logiciel MATLAB.

Le chapitre 3 portera sur la modélisation mathématique d'un système de chauffage solaire de grande capacité avec tous ses composants ainsi que la simulation dynamique sous le logiciel TRNSYS. Finalement le mémoire se terminera par une synthèse des résultats obtenus ou les performances annuelles du système optimisé sont discutées plus en détail avec sa viabilité économique et environnementale et des perspectives de développement.

CHAPITRE 1

CHAPITRE 1

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

1.1. INTRODUCTION

Aujourd'hui, le mix énergétique pour le secteur industriel est dominé par l'utilisation de combustibles fossiles. Par conséquent, il est souhaitable de réduire la consommation de combustibles fossiles tout en répondant à la demande croissante d'énergie du secteur industriel.

Ce chapitre traite le contexte énergétique mondial et Algérien et les conséquences de la croissance économique ainsi que les différents programmes mis en place par le gouvernement Algérien pour le développement des énergies renouvelables. Les principaux travaux de la littérature sur le domaine des applications de chauffage solaire de grandes installations seront présentés.

1.2. LES ENERGIES RENOUVELABLES DANS LE CONTEXTE INTERNATIONAL

Actuellement le monde est marqué par des bouleversements économiques et géopolitiques qui affectent presque tous les pays, poussant ces derniers à mettre en œuvre de nouvelles stratégies de développement qui comportent invariablement un volet énergétique, lui-même basé systématiquement sur un programme de transition énergétique, dont l'objectif majeur est d'assurer la sécurité énergétique à long terme. Ces stratégies varient d'un pays à un autre, selon que le pays soit producteur, consommateur, ou les deux à la fois.

Ainsi, pour l'année 2022, la consommation d'énergies carbonées était en recul de 2.03%, [10]. Une raison à cela : la baisse notable de la consommation de pétrole (qui passe de 33.1% à 30.95%) ainsi qu'une progression de 1.7% des énergies renouvelables. Dans le détail, on remarque une augmentation de l'importance des énergies renouvelables hors hydroélectricité (qui passent de 5 à 6.7 %). Le gaz naturel progresse de 24.2% à 24.4% [10], ce qui est une bonne chose compte tenu du fait qu'il incarne une étape clé dans la transition énergétique. Son fort pouvoir calorifique étant associé à des rejets en CO₂, 30% inférieurs à ceux du charbon. L'hydraulique progresse faiblement, pour passer de 6.4% à plus de 6.7%. Le charbon et le nucléaire

stagnent parfaitement. Mais avec 82.2% de la consommation totale, les énergies carbonées (voir figure 1.1) continuent donc actuellement d'occuper une place prépondérante au sein de la production mondiale d'énergie, ce qui ne favorise pas la transition énergétique, [10].

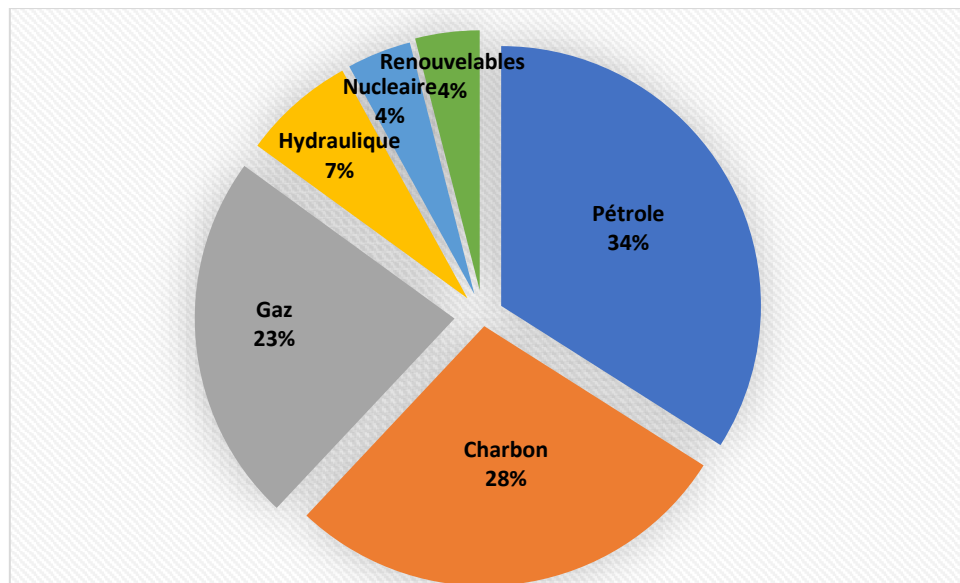


Figure 1.1. Ventilation de la consommation mondiale d'énergie, [10].

Le rapport annuel sur les capacités renouvelables (IRENA, 2022) montre que la Chine, les États-Unis et l'Inde sont les premiers pays consommateurs d'énergie dans le monde. D'après le même rapport, on lit que la Chine a été le pays ayant enregistré la plus importante croissance annuelle de son marché énergétique durant 18 années consécutives, [11].

Cette tendance est parfaitement bien illustrée par les prévisions de l'AIE à l'horizon 2040 qui indiquent une forte croissance de la part des énergies renouvelables dans la couverture de la demande énergétique mondiale, [10].

La consommation énergétique mondiale en énergies renouvelables a pratiquement doublé entre 2012 et 2021, comme le montre la figure 1.2.

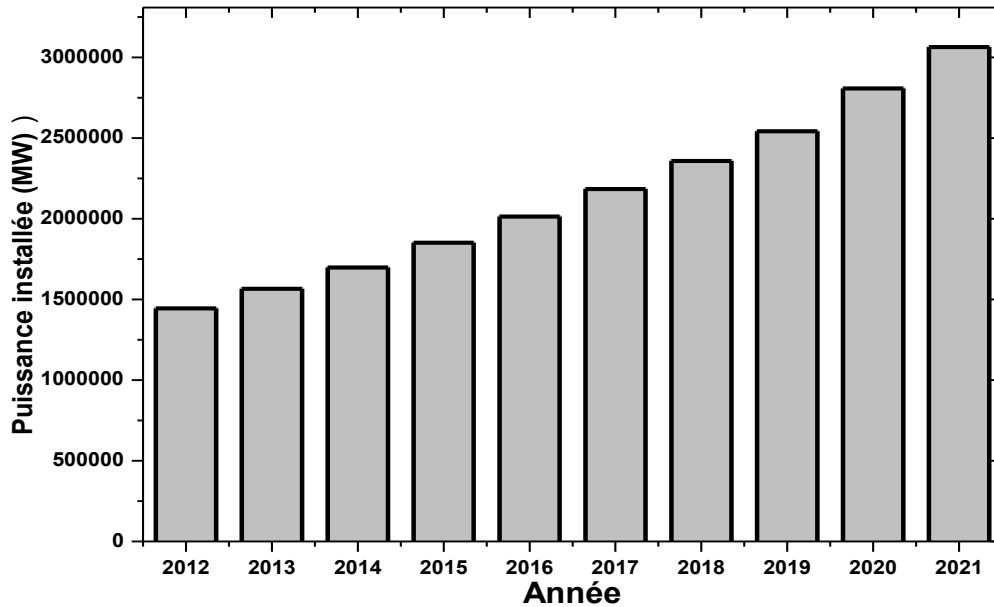


Figure 1.2. Évolution des énergies renouvelables dans le monde, [11].

L'hydroélectricité représente la plus grande part du total mondial, avec un taux de 59 %. Les énergies éolienne et solaire représentent la majeure partie du reste avec 32%, les autres énergies renouvelables comme la biomasse et la géothermie couvrent les 9 % restant [11], comme le montre la figure 1.3.

Le même rapport indique que 61% des nouvelles capacités renouvelables sont installées en Asie.

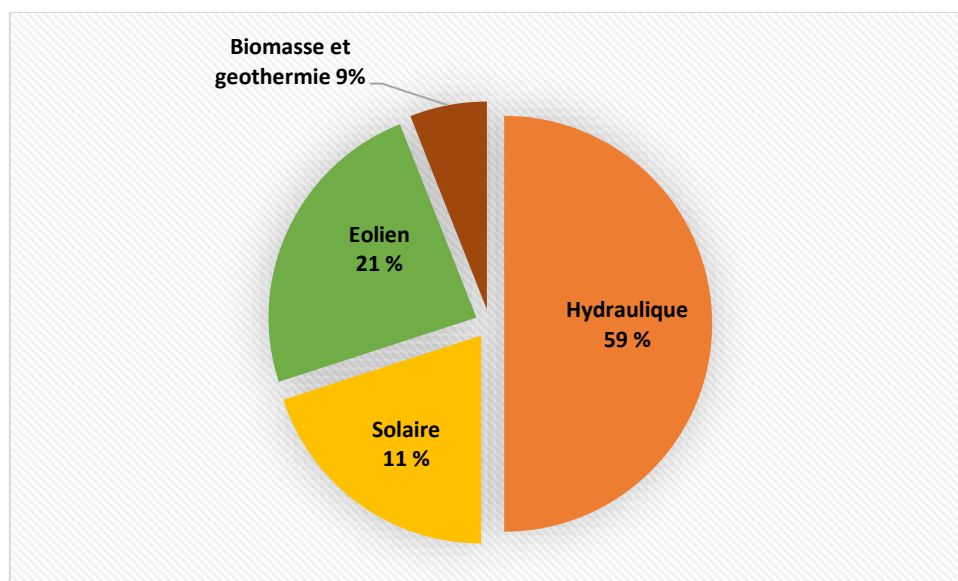


Figure 1.3. Capacités installées en énergies renouvelables, [11].

L'expansion des capacités renouvelables continue d'être principalement tirée par les nouvelles installations d'énergie solaire et éolienne. Celles -ci représentaient 84% de toutes les nouvelles capacités installées en 2022, [11].

Les capacités installées en énergie solaire n'ont cessé d'augmenter en passant de 104 313 MW en 2012 à presque 854 795 MW en 2021 (près de 8 fois plus). Cette évolution est illustrée par la figure 1.4.

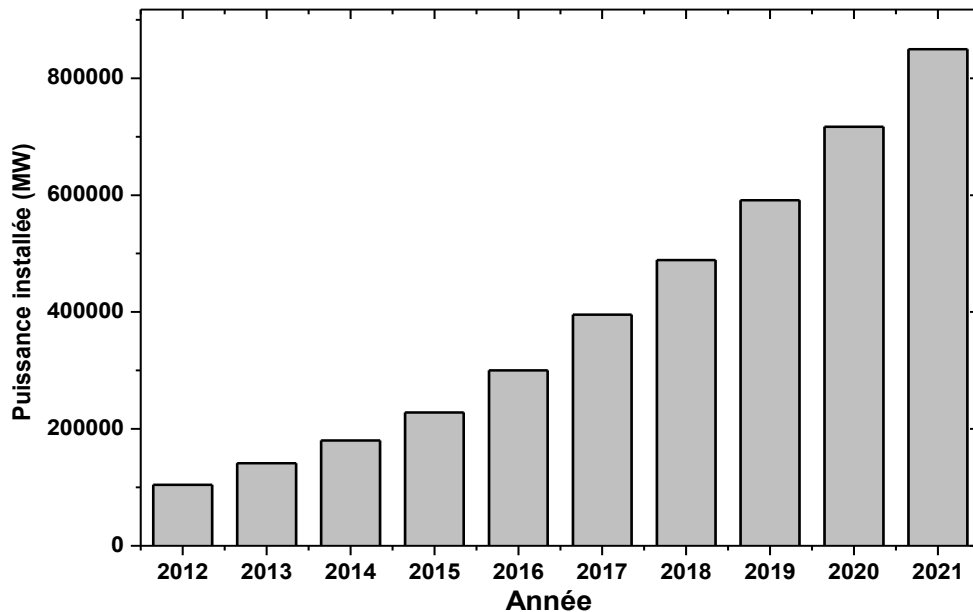


Figure 1.4. Évolution des énergies solaire dans le monde. [11]

À fin 2022, les capacités électriques renouvelables - toutes filières cumulées - dans le monde s'élevaient à près de 9,1% de plus qu'à fin 2020 selon l'Irena (Agence internationale pour les énergies renouvelables). Près de 60% des nouvelles capacités renouvelables installées dans le monde en 2022 ont été déployées en Asie. L'éolien et le solaire ont pour la première fois généré 10 % de l'électricité mondiale en 2021, selon un nouveau rapport du Think tank Ember, publié en mars 2022, [12].

L'Agence internationale de l'énergie (AIE) prévoit une croissance de plus de 25 % de la demande totale d'énergie d'ici 2040. Demande tirée notamment par l'Inde et les pays en développement [13]. La demande mondiale d'électricité devrait bondir de 60 % et représenter près d'un quart de la demande totale d'énergie ; la demande de charbon et de pétrole devrait reculer, la part des énergies renouvelables pourrait atteindre 40% en 2040.

En 2022, les émissions mondiales de CO₂ dans l'atmosphère ont augmenté de 0,9 % pour atteindre les 40.6 milliards de tonnes de CO₂, dont 44 % produites par le charbon, comme le montre la figure 1.5.

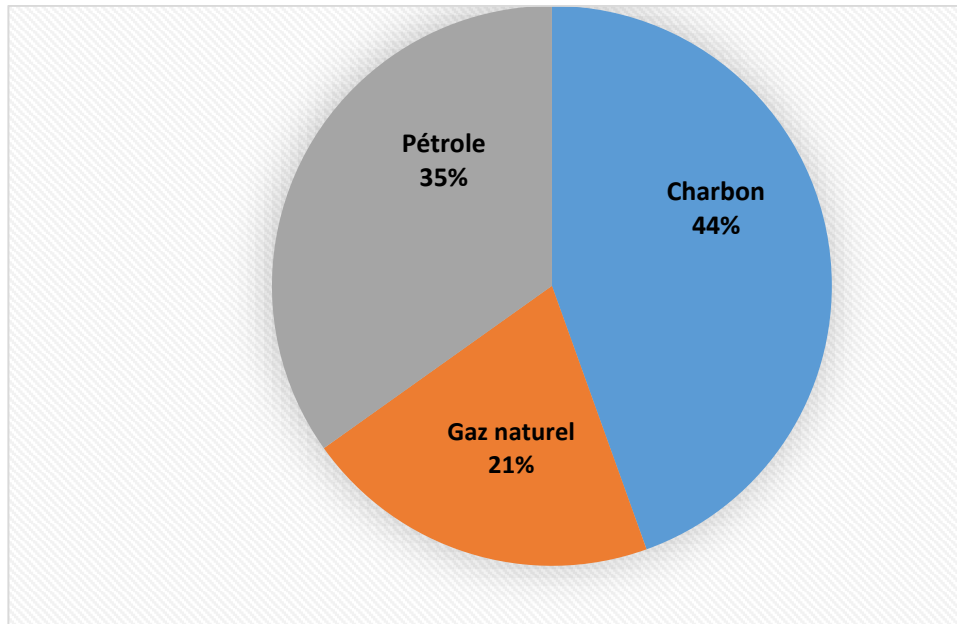


Figure 1.5. Les émissions de dioxyde de carbone par les différentes sources d'énergie, [13].

Un record qui risque d'être rapidement dépassé, puisque les trajectoires prévues ne prévoient aucune baisse, a indiqué l'Agence internationale de l'énergie dans son rapport, [13].

La Chine est responsable à hauteur de 32.9% des émissions de CO₂, en grande partie dues à l'exportation de biens de consommation et à sa forte dépendance au charbon ; les États-Unis sont responsables à hauteur de 12.6%.

Les trois pays les plus pollueurs par habitant sont situés dans la péninsule arabique (Qatar, Koweït et l'Arabie saoudite). Cela s'explique par deux facteurs : La part importante de l'industrie pétrolière dans leur économie et leur faible population, [13].

Comme le montre la figure 1.6, le secteur industriel domine avec 40 % des émissions, suivi par le secteur du transport.

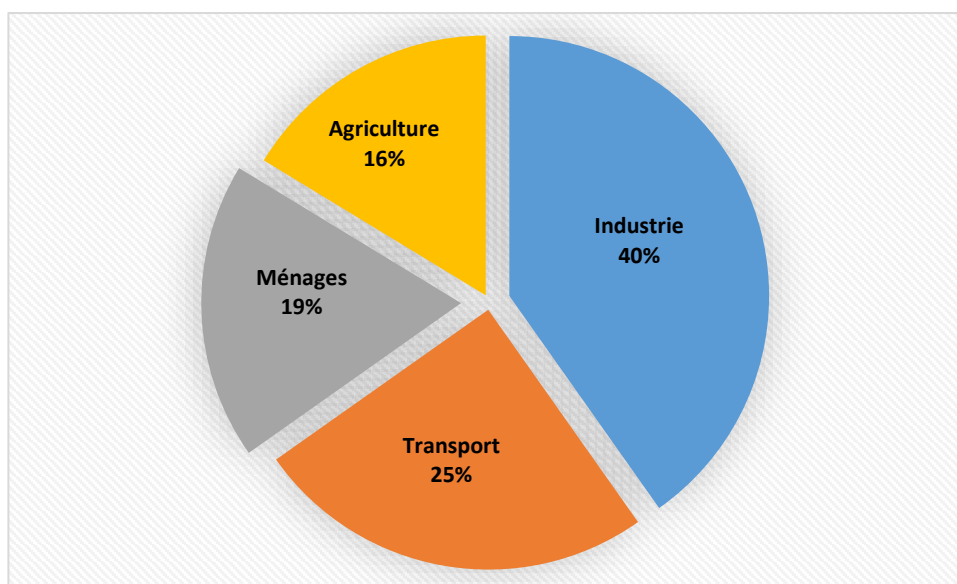


Figure 1.6. Les émissions de dioxyde de carbone par secteur d'activité, [13].

1.3. LES ENERGIES RENOUVELABLES DANS LE CONTEXTE NATIONAL

1.3.1. CONSOMMATION D'ENERGIE EN ALGERIE

L'Algérie est plus que jamais confrontée à plusieurs défis ,(27%) [14].

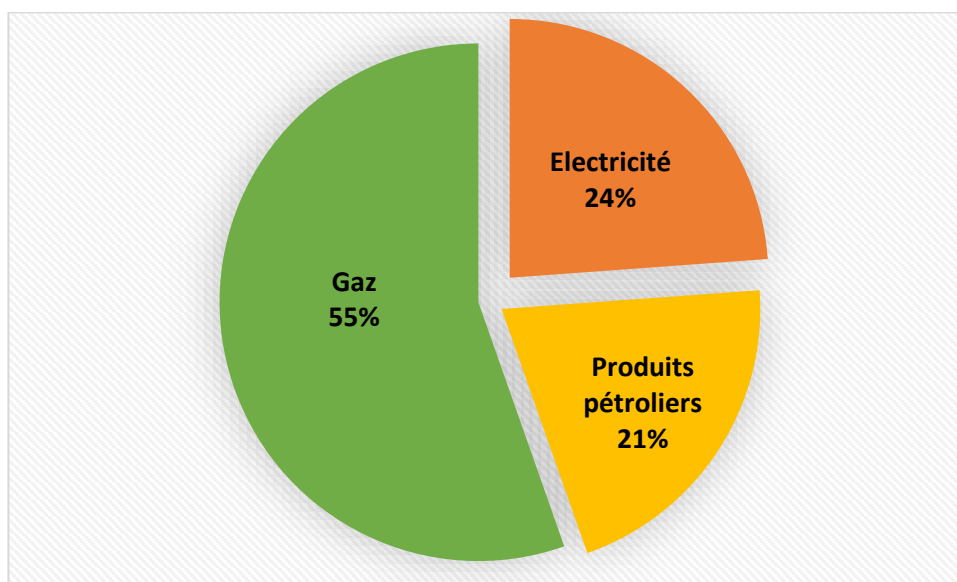


Figure 1.7. Répartition de La consommation finale d'énergie, [14].

Par secteur d'activité, la consommation finale de 2021 a été caractérisée par les évolutions suivantes :

- La demande du secteur des ménages et autres qui a augmenté de 6,2% de 2020 à 2021. Cette augmentation est tirée essentiellement par le secteur résidentiel et le secteur Tertiaire.
- De même pour le secteur des transports qui voit une augmentation de 7,6% tirée par celle des carburants, en corrélation avec la reprise du transport routier et l'ouverture graduelle de l'espace aérien, [14].

Une hausse appréciable (+12%) de la consommation du secteur « Industries, Bâtiment et travaux publics (BTP) » est notée en 2021, en rapport avec la reprise de l'activité économique, tirée notamment par les sous-secteurs ISMME (industries sidérurgiques, métalliques, mécaniques et électriques), industries Agroalimentaires et matériaux de construction, comme le montre la figure 1.8, [14].

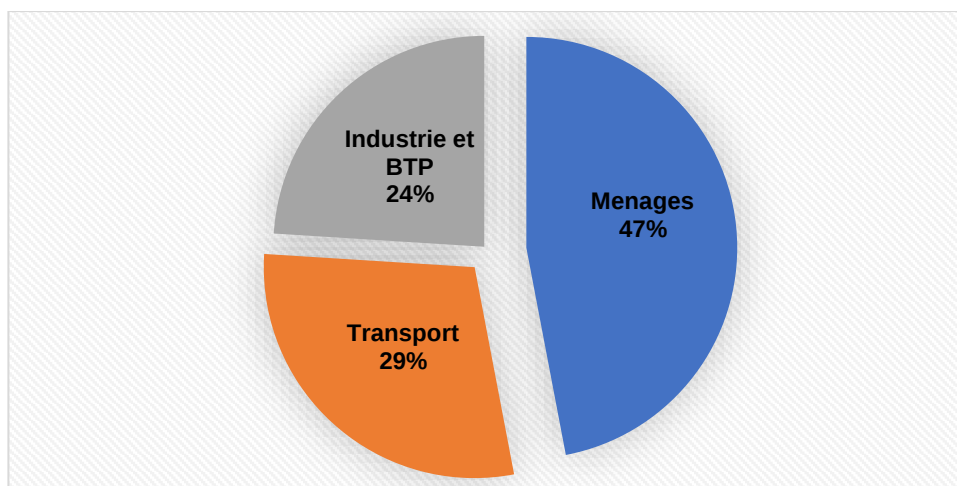


Figure 1.8. La consommation finale par secteur d'activité, [14].

Le Ministère de l'Energie prévoit entre 2016 et 2030 une augmentation de 17 à 30 millions de tonnes pour les carburants. Sonelgaz prévoit, quant à elle, 47 milliards de m³ pour fin 2023 et 75 milliards de m³ en 2030. Pour la production d'électricité, il est prévu qu'elle passe à 150 TWh au moins en 2030, [14].

La part des énergies renouvelables, représentée par l'énergie solaire a également augmenté, passant d'environ 250 MW en 2012 à plus de 680 MW en 2021.

On constate une légère progression dominée essentiellement par le solaire comme le montre la figure 1.9, [11].

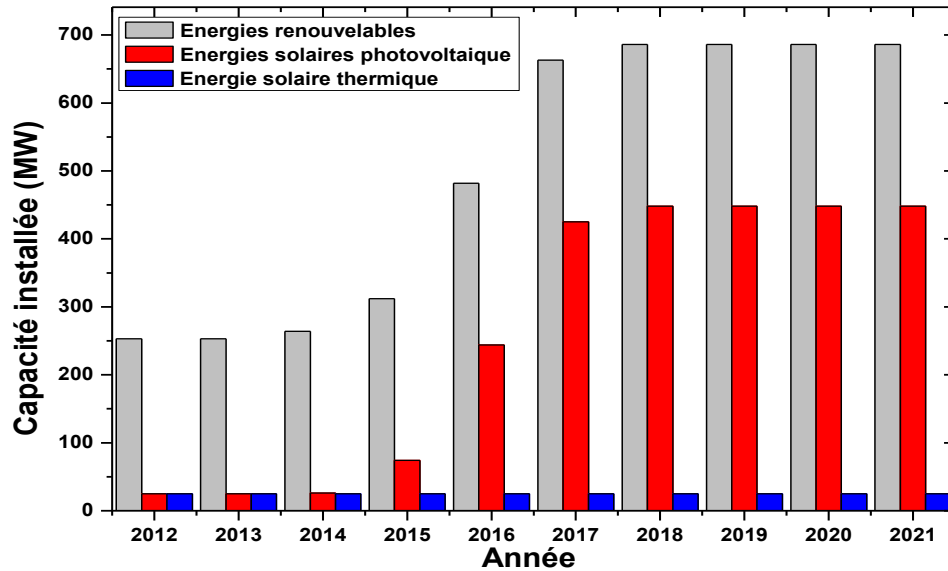


Figure 1.9. Evolution des énergies renouvelables en Algérie, [11].

1.3.2. LES ENERGIES RENOUVELABLES EN ALGERIE

1.3.2.1. Historique

La promotion des énergies renouvelables en Algérie remonte à l'ère du colonialisme, à titre d'exemple on cite :

- **1942** : Un groupe de chercheur de l'institut national d'agronomie d'El Harrach (Alger) : a installé un digesteur anaérobie pour la production de biogaz. [15]
- **1953** : l'Algérie était l'une des rares pays qui ont installé une éolienne de 25CV pour irriguer un périmètre agricole à Adrar faite par les services de l'hydraulique. [15]
- **En 1954** : La construction du plus puissant four solaire du monde sur le site de Bouzareah (Alger) [15]

1.3.2.2. Situation actuelle

Les principaux projets réalisés actuellement sont :

- Electrification à l'énergie solaire par Sonelgaz de 18 villages isolés du grand sud de l'Algérie ; répartis sur 4 wilayas du grand sud, à savoir : Tamanrasset, Adrar, Illizi et Tindouf.
- Inauguration en 2011 de la centrale électrique hybride solaire/gaz de 150 MW dont 25 MW solaire, située à Hassi-R'mel dans la wilaya de Laghouat.

- Ferme Eolienne d'une capacité de 10.2 MW à Adrar, mise en service en juin 2014.
- Centrale pilote photovoltaïque d'Oued N'Chou a Ghardaïa d'une capacité de 1,1 MWc, mise en service aussi en juin 2014.
- Projet de 14 centrales photovoltaïques, pour une capacité globale de 343 MWc, réparties sur différentes villes. **[15]**

1.3.2.3. Projections

A travers le programme d'énergies renouvelables, l'Algérie compte se positionner comme un acteur majeur dans la production de l'électricité à partir des filières photovoltaïque et éolienne en intégrant la biomasse, la cogénération, la géothermie et au-delà de 2021, le solaire thermique. 37 % de la capacité installée d'ici 2030 et 27 % de la production d'électricité, destinée à la consommation nationale, seront d'origine renouvelable, **[14]**.

Ceci va être renforcé en 2024, par le projet de 2000 MWc, lancé par Sonelgaz et qui consiste en la réalisation de quinze (15) centrales solaires photovoltaïques, installés sur douze (12) wilayas, dont la puissance unitaire variera entre 80 à 220 MWc, ainsi que la réalisation d'ouvrages de raccordement au réseau de transport de l'électricité, **[14]**.

Le programme de transition énergétique est plus que stratégique car il porte sur 22.000 MW de capacité en énergies renouvelables dont la répartition par filière est représentée en figure 1.10. et un programme encore plus audacieux en matière d'économie d'énergie. Malgré les prévisions d'une économie de 300 milliards m³ de gaz naturel et 93 millions de Tep en hydrocarbures liquides, prévue à l'horizon 2030, nous aurons alors tout de même consommé, à cet horizon, autour de 700 à 800 milliards m³ de gaz naturel **[14]**.

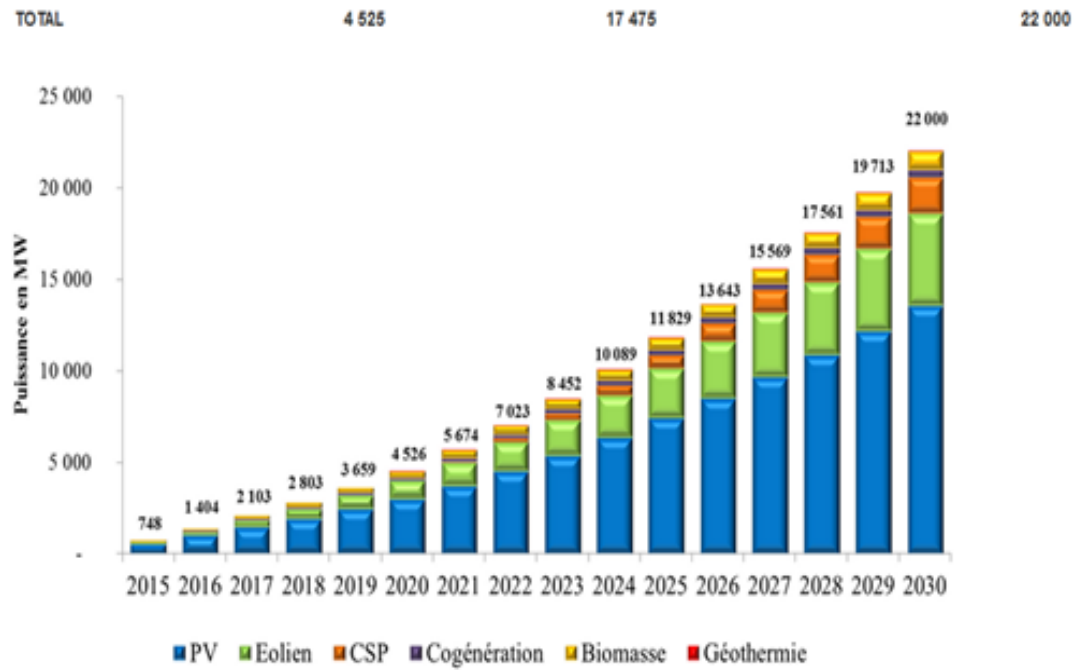


Figure 1.10. Programme des énergies renouvelables par filière, [14].

1.4. TYPOLOGIE DES SYSTEMES DE CHAUFFAGE DE GRANDE CAPACITE

1.4.1. SYSTEMES SOLAIRES DE PRODUCTION DE CHALEUR PAR TYPES DE CAPTEURS

La figure 1.11 montre la répartition, par types de capteurs, des 394 systèmes solaires de production de chaleur, en cours d'exploitation dans le monde. En termes de surface et de capacité installée, les systèmes à concentration (CSP) sont largement dominants, suivis par les capteurs plans, [16].

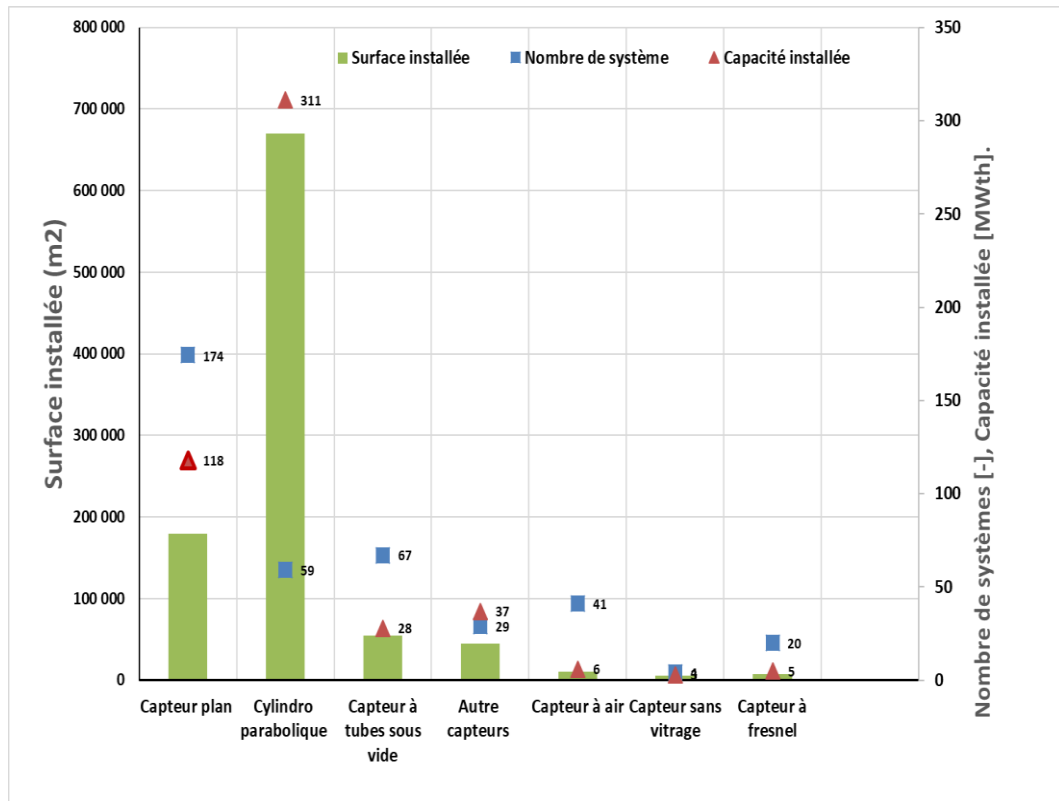


Figure 1.11. Répartition par type des systèmes solaires, [16].

On constate que 174 systèmes destinés à la satisfaction des besoins à basses températures, sont basés sur l'utilisation des capteurs solaires plans pour la production de chaleur égal en nombre. Les capteurs sous vide, avec un total de 67 systèmes, viennent en seconde position. En troisième position, viennent les systèmes à capteurs cylindro-parabolique avec un total de 59 centrales.

1.4.2. REPARTITION PAR TAILLE DES INSTALLATIONS

La figure 1.12 montre la répartition des 394 systèmes existants, en fonction de leurs tailles respectives, [16].

L'industrie minière, qui comprend deux des trois plus grands systèmes, est le secteur dominant en termes de capacité thermique installée. Les 14 systèmes représentent 65 % de la capacité thermique totale installée.

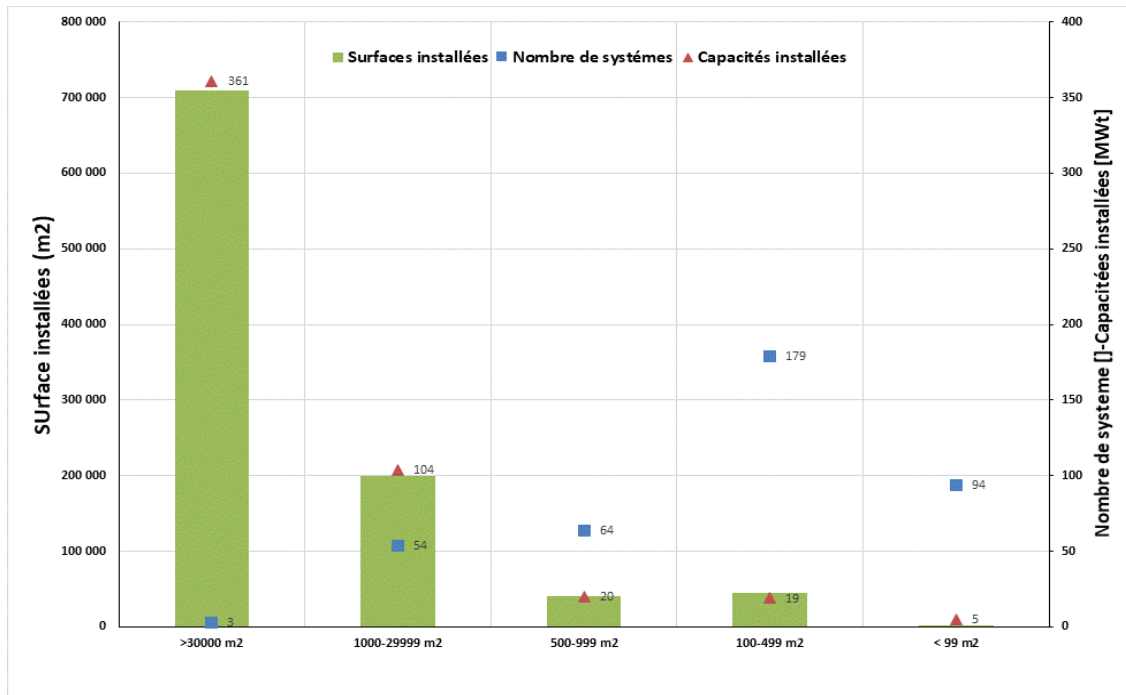


Figure 1.12. Répartition des installations solaires opérationnelles par taille, [16].

Les capacités globales des trois types dépassent les 30 000 m² dont 54 systèmes ont des capacités comprises entre 1000m² et 29 999 m², 64 systèmes ont des capacités installées variant entre 500 m² – 9 999 m² et enfin 276 systèmes ont des capacités inférieures à 500 m² [16].

1.4.3. REPARTITION PAR SECTEUR INDUSTRIEL

La figure 1.13 montre la ventilation des 394 systèmes par secteurs industriels. Les principaux secteurs utilisant le solaire thermique comme source énergétique sont l'alimentation et le textile. Le secteur de l'alimentation et des boissons a progressé en 2021 et représente le secteur dominant en termes de nombre de systèmes installés. Il compte 159 systèmes d'une taille moyenne de 751 m² bruts et 59 MWth de capacité thermique installée, [16].

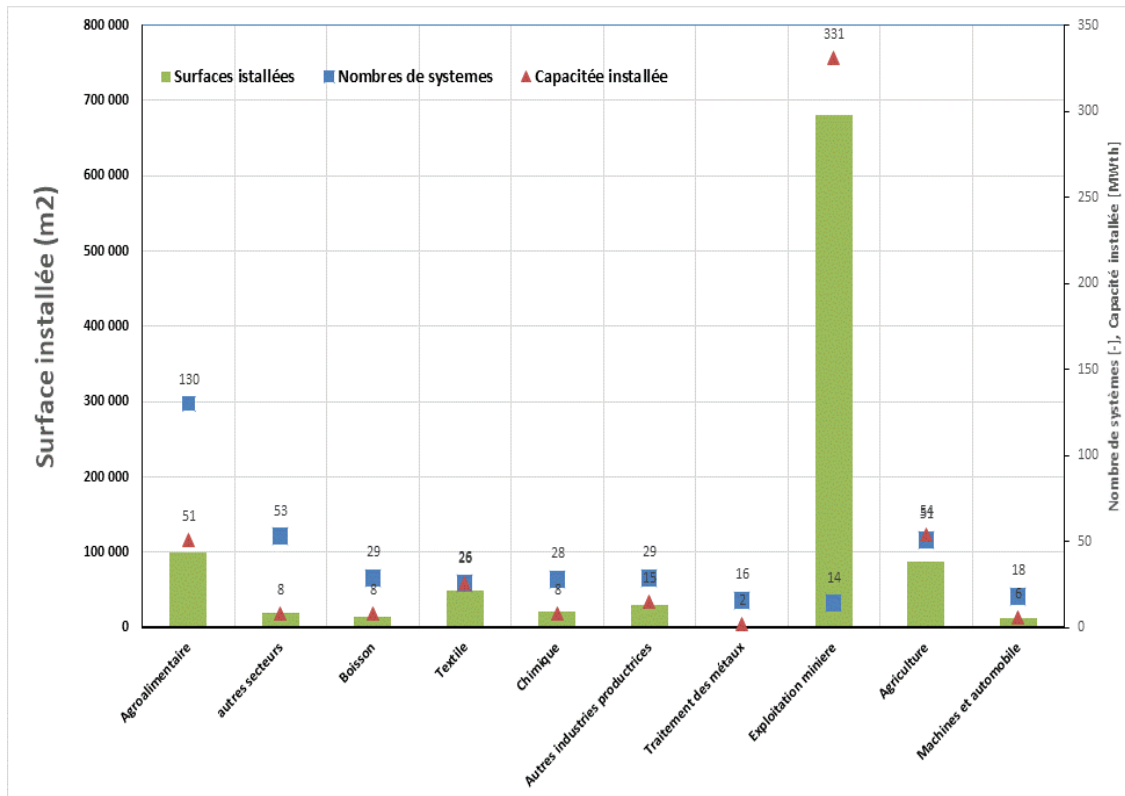


Figure 1.13. Ventilation par secteur industriel, [16].

Pour le secteur agricole, 31 nouvelles centrales ont été installées en 2021. Au total, 51 systèmes de production énergétique équivalente à 54 GWth, [16].

1.4.4. REPARTITION PAR TYPE D'APPLICATION :

À la fin de 2020, 675 millions m² de capteurs solaires à eau, correspondant, étaient en service dans le monde. Parmi ceux-ci, 6% ont été utilisés pour le chauffage de piscines, 63% pour la couverture des besoins domestiques en eau chaude sanitaire et 28% pour des installations collectives (Immeubles, hôtels, hôpitaux, écoles, etc...).

Le tableau 1.1 représente les principaux secteurs industriels avec les domaines d'application respectifs ainsi que les plages de température de fonctionnement [17].

Tableau 1.1. Les secteurs industriels et leurs domaines d'application [17].

Secteur	Processus	Plage de température, °C
Chimie	Réaction biochimique	20-60
	Chauffage	80-100
Agroalimentaire	Blanchissement	60-100
	Évaporation	40-130
	Cuisine	70-120
	Pasteurisation	60-145
	Nettoyage	60-90
	Séchage	40-200
	Lessive	30-80
Papier	Blanchissement	40-150
Métallurgies	Dégraissage	20-200
	Séchage	60-200
Caoutchouc et plastique	Séchage	50-150
	Préchauffage	50-70
Textile	Nettoyage	40-90
	Blanchissement	40-100
	Teinture	40-130
	Séchage	60-90
	Lessive	50-100
	Pressage	80-100
Bois	Séchage	40-150
Laitière	Pasteurisation	60-80
	Cuisine	60-90
	Blanchir	60-90
Bois par produits	Séchage	60-80
	Préchauffage d'eau	60-90
Automobile	Chauffage d'eau	90
	Nettoyage	120
Mines	Nettoyage	<60
Agriculture	Séchage	<80
	Chauffage d'eau	<90

Les systèmes solaires combinés ont permis la fourniture de la chaleur pour l'eau chaude sanitaire et le chauffage des locaux à hauteur de 2% de la capacité

installée à l'échelle mondiale. Les systèmes restants représentent environ 1% et fournissent de la chaleur pour d'autres applications telles que les réseaux de chauffage urbain, les processus industriels ou les applications de refroidissement solaire comme le montre la figure 1.14, [17].

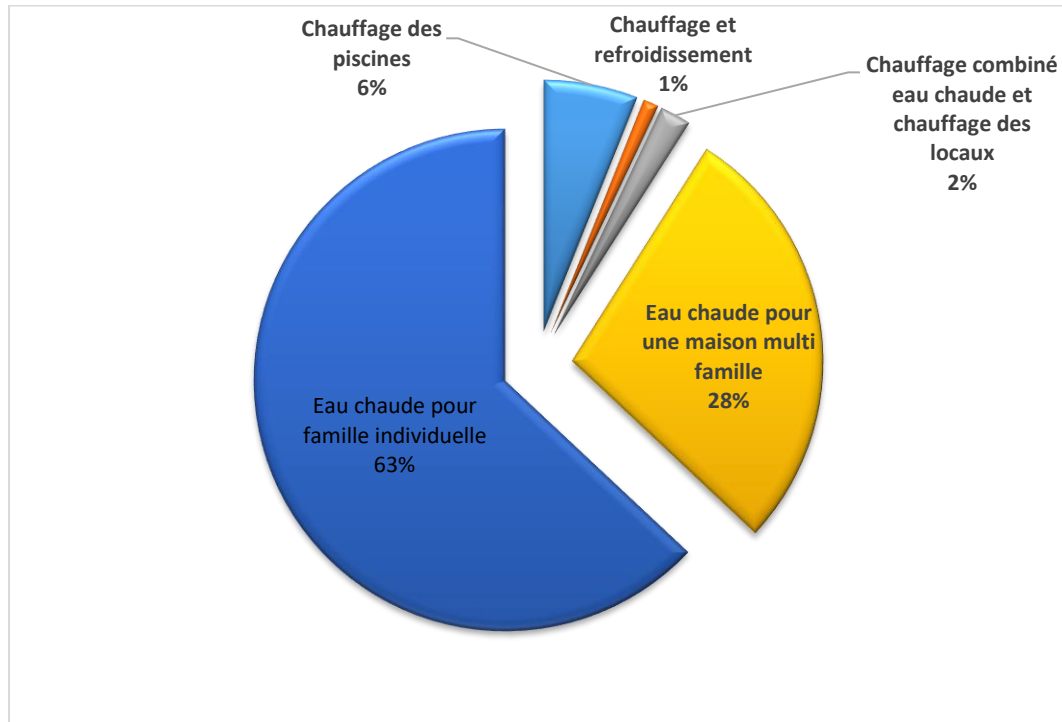


Figure 1.14. Répartition par type d'application, [17].

1.4.5. PERFORMANCES ET COUTS

Le coût de la production de la chaleur solaire pour les processus industriels dépend fortement du niveau de température, de la continuité de la demande, de la taille du projet et du gisement solaire du site.

En effet, 50 et 70% du coût total de la technologie solaire thermique concerne le coût des équipements, le reste couvre l'installation et l'intégration. Le prix des capteurs plan représente presque 50% du coût total de l'installation, [17].

Le coût total d'investissement des systèmes basés sur l'énergie solaire thermique varie entre 180 et 500 €/ m² (26805,8 à 74460,56 DA/kWh), soit un coût énergétique moyen compris entre 0,02 et 0,05 €/ kWh (2,96 et 7,40 DA/ kWh) pour

les applications à très basse température et entre 0,05 et 0,15 €/kWh (7,40 à 22,22 DA/kWh) pour les systèmes à température moyenne, [17].

En se référant au rendement énergétique du capteur, le tableau 1.2 illustre les coûts effectifs du chauffage solaire (LCOE) pour différentes applications.

Tableau 1.2. Coûts effectifs (LCOE) selon l'application [17].

Type de système	Cout du kWh chauffage (LCOE)	
	Euros	DA
Chauffage des piscine	0.01	1,49
Système de chauffage solaire domestique à thermosiphon	0.07	10,42
Système de chauffage solaire domestique à circulation forcée	0.12	17,87
Système de chauffage solaire collectifs à circulation forcée	0.08	11,91
Système de chauffage solaire combiné chauffage d l'eau et des locaux	0.14	20,72
Systèmes de chauffage solaire à distance	0.04	5,92

1.5. TRAVAUX REALISES DANS LE DOMAINE

1.5.1. PARAMETRES METEOROLOGIQUES ET RADIOMETRIQUES ET MODELES D'ESTIMATION

1.5.1.1. Eclairement et irradiation solaire

La connaissance du gisement solaire est indispensable au dimensionnement et à l'exploitation de tout système fonctionnant à l'énergie solaire. L'éclairement solaire étant mesuré sur un nombre limité de sites à travers le monde, les données relatives

à cette énergie ne sont pas toujours disponibles. Dans ce cas, l'utilisation de modèles d'estimation est pratiquement le seul moyen de palier à ce problème.

A partir des données mesurées sur une longue période, différents modèles ont été développés. On peut classer les principaux modèles en trois types, à savoir, les modèles empiriques, les modèles analytiques et les modèles stochastiques.

Les modèles empiriques sont généralement basés sur les paramètres suivants :

- Paramètres astronomiques (constante solaire, distance terre–soleil, déclinaison et angle horaire).
- Paramètres géographiques (latitude, longitude et altitude).
- Paramètres géométriques (angle d'azimut de la surface, angle d'inclinaison de la surface, hauteur du soleil et azimut du soleil).
- Constituants atmosphériques (particules et gaz tel que H₂O, O₂, N₂, CO₂).
- Paramètres météorologiques (durée d'insolation, température ambiante, humidité relative, nébulosité et évaporation).

Plusieurs modèles sont, ainsi, proposés par la littérature. Parmi ces modèles on peut citer :

Le modèle Isotrope de Liu et Jordan (1962) est le plus simple de tous les modèles. C'est un modèle qui suppose que le rayonnement solaire est isotrope. Dans ce modèle, l'intensité de l'éclairement diffus du ciel est supposée être uniforme sur toute la voûte céleste.

Le modèle proposé par Hottel, [18] pour l'estimation de l'éclairement direct reçu sur un plan horizontal est de la forme :

$$I_b = I_0 \sin(h) \tau_b \quad (1.1)$$

L'estimation de l'éclairement diffus reçu sur un plan horizontal est de la forme, [18] :

$$I_d = I_0 \sin(h) \tau_d \quad (1.2)$$

Avec :

τ_b et τ_d les coefficients de transmissions pour le direct et le diffus, donné par, [18] :

$$\tau_b = a_0 + a_1 \exp\left(\frac{-a_2}{\sin(h)}\right) \quad (1.3)$$

Les coefficients a_0 et a_1 et a_2 ont été établis pour des visibilités de 23 km et 5 km tel que, [18],

Tel que :

$$a_i = a + b(c - z)^2$$

i : 0,1 et 2

z : L'altitude du lieu .(km)

Pour tenir compte de la transmission du diffus, on peut utiliser la relation proposée par Liu et Jordan [18] :

$$\tau_d = 0.2710 - 0.2939 \tau_b \quad (1.4)$$

La limite du modèle est due au fait qu'il est basé sur une observation météorologique à savoir la visibilité sans aucune autre considération.

Dans la pratique, il est plus convenable d'estimer l'éclairement global sur un plan incliné d'un angle β par rapport à l'horizontal par la relation de Liu Jordan, généralisée sous la forme [19] :

$$I_{g/\beta} = R_b I_b + F_{p-c} I_d + \rho_s F_{p-sol} I_g \quad (1.5)$$

Avec :

$I_{g/\beta}$: Eclairement global par rapport un plan incliné (W/m²)

R_b : Coefficient de conversion d'un plan horizontal vers un plan incliné, il est exprimé par :

$$R_b = \frac{\cos(\theta)}{\sin(h)} \quad (1.6)$$

θ : Angle d'incidence sur le capteur. ($^{\circ}$)

h : Hauteur du soleil. ($^{\circ}$)

Le $\cos(\theta)$ étant donné par :

$$\cos(\theta) = \cos(\alpha - a) \cos(\gamma) \cos(h) + \sin(\gamma) \sin(h) \quad (1.7)$$

α : Azimut du plan ($^{\circ}$), c'est l'angle que fait la projection de la normale sur le plan horizontal et la direction du sud.

a : Azimut du soleil ($^{\circ}$) est donné par :

$$\sin(a) = \frac{\cos(\delta) \sin(\omega)}{\cos(h)} \quad (1.8)$$

γ : Est l'angle que fait la normale du plan et sa projection sur le plan horizontal ($^{\circ}$), et est donnée par:

$$\gamma = 90 - \beta \quad (1.9)$$

Le sinus de la hauteur du soleil est donné par :

$$\sin(h) = \sin(\phi) \sin(\delta) + \cos(\delta) \cos(\phi) \cos(\omega) \quad (1.10)$$

I_b : La composante directe sur un plan horizontal(W/m^2)

F_{p-c} : Facteur de forme plan -ciel. Il est exprimé par :

$$F_{p-c} = \frac{1 + \cos(\theta)}{2} \quad (1.11)$$

I_d : La composante diffuse sur un plan horizontal(W/m^2)

ρ_s : L'albédo ou la réflexion du sol

$$F_{p-s} = \frac{1-\cos(\theta)}{2} \quad (1.12)$$

I_g : La composante globale sur un plan horizontal.(W/m²)

En 1975, Perrin de Brichambaut [20] a présenté un modèle, fonction du facteur de trouble atmosphérique pour l'estimation moyenne quotidienne de l'irradiation solaire reçue sur différents plans selon le type de ciel.

La connaissance de facteur de trouble atmosphérique est nécessaire pour déterminer les éclairagements par ciel clair. Ce facteur est le rapport entre l'extinction du rayonnement direct traversant une atmosphère de référence constituée uniquement d'air pur et sec sous la même incidence. Dans ce modèle, le facteur de trouble atmosphérique de Linke par ciel clair.

Le modèle de Capderou (basé sur le modèle de Brichambaut) [21], proposé en 1978, estime que ce facteur de trouble de linke en fonction des propriétés climatiques locales du site ainsi que de la hauteur du soleil. L'absorption et la diffusion provoquées par les constituants de l'atmosphère sont représentées par des facteurs de troubles. L'avantage du facteur de linke est d'exprimer les divers paramètres, tels que la vapeur d'eau atmosphérique et les aérosols en un seul indice facile à utiliser.

Dans ce modèle, le facteur de trouble atmosphérique de Linke par ciel clair est donné par , [21] :

$$T_L^* = T_0 + T_1 + T_2 \quad (1.13)$$

T_0 : Le trouble dû à l'absorption gazeuse tant par les constituants fixes de l'atmosphère que par l'ozone et surtout par la vapeur d'eau est donné par la relation [18]:

$$T_o = \frac{9.4+0.9 m_a}{m_a} \alpha_{aw} \quad (1.14)$$

α_{aw} : Le coefficient d'extinction après absorption par valeur d'eau.

m_a : Masse d'air optique s'écrit comme suit [18]:.

$$m_a = \frac{Pression}{1013.25} X \frac{1}{\sin(h) + 9.4 \cdot 10^{-4} (\sin(h) + 0.0678^{-1.253})} \quad (1.15)$$

Une modélisation de ce facteur en fonction des seuls paramètres géo astronomiques a permis à Brichambaut de proposer l'expression suivante [18]:

$$T_0 = 2.4 - 0.9 \sin(\phi) + 0.1(2 + \sin(\phi))A_{he} - 0.2z - (1.22 + 0.14A_{he})(1 - \sin(h)) \quad (1.16)$$

Avec

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

z: L'altitude de lieu.(km)

ϕ : Latitude du lieu. (°)

A_{he} : Variation saisonnière

N_J : Numéro du jour dans l'année.

T_1 : Le trouble correspondant à l'absorption par les gaz de l'atmosphère (O₂, CO₂, et O₃) et à la diffusion moléculaire de Rayleigh, à l'origine du bleu foncé du ciel, donné par l'approche :

$$T_1 = 0.89^z \quad (1.17)$$

T_2 : est le trouble relatif à la diffusion par les aérosols couplées à une légère absorption (dépendent la fois de la nature et de la quantité des aérosols). Rendrant le ciel plus ou moins blanchâtre, T_2 est donnée par [18] :

$$T_2 = (0.9 + 0.4A_{he})(0.63)^z \quad (1.18)$$

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

$$I_b = I_n \cos(\theta) = I_0 \sin(h) C_{t-s} \exp \left[-T_L^* \left(0.9 + \frac{9.4}{0.89^z} \sin(h) \right)^{-1} \right] \quad (1.19)$$

θ : Angle incidence. (°)

I_0 : Eclairement hors atmosphère.(W/m²)

C_{t-s} : Correction terre solaire.

$$C_{t-s} = 1 + 0.0334 \cos\left(\left[\frac{360}{365} (N_j - 2)\right]\right) \quad (1.20)$$

L'éclairement diffus incident sur un plan horizontal : **[18]**

$$I_d = I_0 C_{t-s} \exp\left[-1 + 1.06 \log(\sinh + a - \sqrt{a^2 + b^2})\right] \quad (1.21)$$

Avec :

$$a=1,1 \text{ et } b = \log(T_L^*) - 2.5 + 1.02 [1 - \sin(h)]^2$$

L'éclairement global reçu sur un plan horizontal est donné par :

$$I_g = I_b + I_d \quad (1.22)$$

Perrin de Brichambaut propose des modèles simplifiés pour l'estimation des composantes de l'éclairement solaire, [Brichambaut, 1982], à savoir : [18]

$$I_b = A \sin h \exp\{-[4 \sin(h + 2)]^{-1}\} \quad \text{Pour le direct} \quad (1.23)$$

$$I_d = B (\sin h)^{0.4} \quad \text{Pour le diffus} \quad (1.24)$$

L'éclairement global est estimé par sommation ou directement par :

$$I_g = D (\sin h)^E \quad (1.25)$$

Les coefficients A, B, C, D et E dépendent de la qualité du ciel , donnés par le tableau 1.3.

Tableau. 1.3. Coefficients donnés par Perrin de Brichambaut. [18]

Ciel	A (W/m ²)	B (W/m ²)	C	D (W/m ²)	E
Très pur	1300	87	6	1150	1.15
Moyen	1230	125	4	1080	1.22
Pollué	1200	187	2.5	990	1.25

Le modèle de Brichambaut a été choisi pour le présent travail en raison de son applicabilité reconnue de modélisation de l'éclairement à partir de trois équations, qui correspondent à trois conditions : conditions normales, ciel très pur, ou situation en zone, sont paramétrées par des équations similaires, dans lesquelles seuls les coefficients numériques changent (Perrin De Brichambaut et Vauge 1982). La méthode empirique de Perrin Brichambaut a donné de bons résultats pour l'estimation de l'énergie reçue par un capteur à orientation quelconque [22].

D'après Capderou (Capderou, 1987), la relation donnant le meilleur résultat pour l'Algérie s'écrit, [21] :

$$I_g = 1080 \left[1 + 0.033 \cos \left(360 \frac{N_j}{365} \right) \right] \sin h \left[\frac{\sin h}{(0.89)^z} \right]^{0.22} \quad (1.26)$$

Le modèle d'estimation du trouble de Kasten en 1996, exprime le trouble de Linke à partir de l'irradiation directe reçue sur un plan normal par ciel clair, [18] :

$$T_L = \frac{1}{\delta_R m_a} \log \frac{I_{no}}{I_o} \quad (1.27)$$

Et

$$\delta_R = (6.6296 + 1.7513 m_a - 0.1202 m_a^2 + 0.0065 m_a^3 - 0.00013 m_a^4)^{-1} \quad (1.28)$$

La complexité du modèle pose un problème quant à son application, [18]. Ceci a été confirmé par les travaux de Gamma et al [18] montrant que l'application de ce modèle en Algérie, entraîne une surestimation des éclairagements.

Le modèle de Peres (1987), [23] considère l'irradiation diffuse comme étant la somme d'une composante diffuse isotrope qui provient du disque solaire, une composante diffuse qui provient de l'horizon et une composante isotrope du reste de la voûte céleste (Hypothèse de Brichambaut).

L'éclairement solaire diffus sur une base horaire ne peut être supposé isotrope. Il est donc divisé en composants circumsolaire, isotrope et ruban horizontal. Le modèle régissant l'équation du modèle de Perez et al (1990) est basé sur trois composantes de l'éclairement céleste diffus est [23-24] :

L'éclairement diffus sur un plan inclinée est donné par

$$I_{d/\beta} = I_{d/h} \left[\underbrace{(1 - F_1) \frac{1 + \cos \beta}{2}}_{\text{isotrope}} + \underbrace{F_1 \frac{a}{b}}_{\text{circumsolaire}} + \underbrace{F_2 \sin \beta}_{\text{horizontal}} \right] \quad (1.29)$$

Avec :

$I_{d/\beta}$: Eclairement solaire sur un plan incliné. (W/m²)

$I_{d/h}$: Eclairement solaire sur un plan horizontal. (W/m²)

β : Inclinaison du capteur (°)

$a = \max[0; \cos \theta]$

$b = \max[\cos 85^\circ; \cos \theta_z]$

θ : Angle d'incidence du soleil (°)

θ_z : L'angle azimutal du soleil, ($\theta_z = 90 - h$) ; (°)

F_1 et F_2 sont des coefficients de luminosité relatifs à la fraction diffuse et la fraction diffuse horizon ou le degré d'anisotropie circumsolaire et d'anisotropie à l'horizon/zénith respectivement et sont fonction de trois paramètres ; l'angle Zénithal θ_z , la clarté ε et la luminosité Δ sont donnés par des tables en annexe 2, tel que [25] :

$$F_1 = \max \left[0, \left\{ F_{11} + F_{12} \Delta + \left(\frac{\pi}{180} \right) \theta_z F_{13} \right\} \right] \quad (1.30)$$

$$F_2 = F_{21} + F_{22} \Delta + \left(\frac{\pi}{180} \right) \theta_z F_{23} \quad (1.31)$$

Le coefficient de clarté du ciel Δ représente le caractère lumineux du rayonnement diffus du ciel et est donné par : [25]

$$\Delta = m \frac{I_d}{I_{bne}} \quad (1.32)$$

Avec I_{bne} : Rayonnement direct normal hors atmosphère.

Or la masse d'air optique m est donné par , [25] :

$$m = \frac{\exp[Z(-0.1174 - 0.0017 Z)]}{\sin h + 0.50572 (h - 6.07995)^{-1.6364}} \quad (1.33)$$

Les coefficients F_{ij} de Perez sont en fonction de l'indice de la qualité du ciel qui en fonction de l'indice ε et peut être donné par l'équation , [24] :

$$\varepsilon = \frac{\frac{I_d + I_{bn}}{I_d} + 5.535 \cdot 10^{-6} \theta_z}{1 + 5.535 \cdot 10^{-6} \theta_z^3} \quad (1.34)$$

Perez classifie les divers ciels en huit catégories basées sur l'indice ε de 1.000 à 1.065 pour ciel couvert (rayonnement direct nul) ; au-delà de 6.200 pour un ciel sans nuages et entre les valeurs extrêmes on a des états de ciels nuageux.

Les coefficients F_{ij} de Perez sont donnés par des tables en Annexe 1.

Le sol reçoit de l'éclairement direct et diffus. Pour une réflexion isotropique ; on suppose que $\rho_b = \rho_d = \rho$ (Albédo ou le coefficient de réflexion du sol).

$$I_r(\beta) = I_g \rho \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (1.35)$$

Le modèle de Perez a été comparé à d'autres modèles d'estimation de l'éclairement solaire, à savoir [25] :

- Le modèle Isotropique de première génération
- Les modèles de Hay et de Reindl de la seconde génération qui tiennent compte de la présence de nuages dans le ciel et de leur effet sur la diffusion du rayonnement.

- Le modèle de troisième génération de Gueymard et de Perez, qui tiennent compte de tout l'aspect de la diffusion du rayonnement.

En effet le calcul des écarts absolu moyens pour chacun des modèles choisis donne les valeurs : **[25]**

- 6.9%, pour le modèle Isotropique.
- 4.8% pour le modèle de Perez.

En effet, le modèle de Perez donne l'écart le plus faible comparativement aux autres modèles. **[25]**

En effet, les modèles de première et seconde génération sous-estiment l'éclairement diffus alors que celui de Perez le surestime. Le modèle de Perez approxime aussi au mieux l'éclairement global, Les autres modèles ont tendance à le surestimer spécialement dans la gamme des 300W/m².

Le modèle de Perez permet de compenser l'erreur sur le calcul de l'éclairement direct comme il permet d'approcher au mieux le rayonnement diffus. Ce modèle est actuellement le plus utilisé par les différents codes de dimensionnement des systèmes solaires tel que Meteonorm, TRNSYS.

Le modèle de Kasten (1989) **[26]** est basé sur un rapport de Kasten (1983) ou R-Sun. La seule donnée utilisée est la nébulosité totale.

En 1996 , Kasten a ajusté la formule et proposa une nouvelle expression pour le modèle de R-sun ou il a exploité la formule pour une masse d'air optique inférieure à 20: **[26]**

Pour $m_a \leq 20$

$$\delta_R = (6.6296 + 1.7513m_a - 0.1202 m_a^2 + 0.0065m_a^3 - 0.00013 m_a^4)^{-1} \quad (1.36)$$

Pour $m_a > 20$

$$\delta_R = (10.4 + 0.718m_a)^{-1} \quad (1.37)$$

A partir de là, l'éclairement solaire direct sur un plan horizontal par ciel clair a été estimé par :

$$I_b = I_0 \exp(-0.8662 T_L m_A \delta_R) \quad (1.38)$$

Avec $T_{LC} = \left(\frac{p}{p_0}\right) T_L$

L'éclairement solaire diffus sur un plan horizontal par ciel clair est donné par :

$$I_d = I_0 T_{rd}(T_L) \cdot F_d(h, T_L) \quad (1.39)$$

Où $T_{rd}(T_L)$ est la fonction de la transmittance diffuse. Elle varie entre 0 et 0,3.

L'expression de $T_{rd}(T_L)$ est réécrite de la manière suivante, [26]

$$T_{rd}(T_L) = -1.5843 \cdot 10^{-2} + (3.05430 \cdot 10^{-2} T_{LC}) + (3.797 \cdot 10^{-4} T_{LC}^2) \quad (1.40)$$

$F_d(h, T_L)$: Est la fonction diffuse angulaire, fonction de la hauteur du soleil h et du facteur de trouble.

Une fois T_L corrigé $F_d(h, T_L)$ est donné par l'expression suivante :

$$F_d(h, T_L) = A_0 + A_1 \sin(h) + A_2 [\sin(h)]^2 \quad (1.41)$$

A_i : Sont des coefficients dépendants uniquement du facteur de trouble T_L .

Pour l'Algérie, plusieurs modèles ont été proposés. Les premiers travaux sont ceux de A. Mefti et al en 1999 qui portent sur l'analyse critique de l'Atlas solaire de l'Algérie réalisé par Capderou [27]. On peut aussi citer d'autres travaux comme ceux de A. Harmim et al (1992) [28], F. Yettou et al (2009) [29], ou de M. Koussa et al (2007) [30].

Il existe aussi plusieurs travaux portant sur le modèle de Perrin de Brichambaut comme celui de A. Moumami et al en 2006 [31], qui propose une étude comparative entre deux approches semi empiriques d'estimation du gisement solaire.

Pour cela, les auteurs ont considéré deux modèles différents pour estimer l'éclairement : le modèle de Perrin de Brichambaut et le modèle de Liu Jordan. La comparaison avec les résultats expérimentaux, montre que le modèle de Perrin de Brichambaut est plus adapté que celui de Liu Jordan.

En partant du modèle simplifié proposé par Perrin de Brichambaut pour l'estimation de l'éclairement global sur un plan horizontal, Hakem et al ont déterminé les valeurs mensuelles des coefficients A' et B'' pour le site de Bouzareah à partir des relevés effectués durant la période 2003-2007. Les coefficients sont donnés par le tableau 1.4 [32].

Tableau 1.4. Les différentes valeurs des coefficients

Mois	Numéro du jour	A'	B''	Coefficient de corrélation
Janvier	17	1106.60	1.07	0.7
Février	47	999.04	1.22	0.68
Mars	75	953.68	1.3	0.76
Avril	105	823.58	1.6	0.87
Mai	135	964.47	1.72	0.94
Juin	162	964.46	1.72	0.94
Juillet	198	857.89	1.85	0.97
Aout	228	1013.80	1.43	0.86
Septembre	258	876.11	1.66	0.82
Octobre	288	1265.9	1.44	0.88
Novembre	318	1242.8	1.23	0.76
Décembre	344	1248.1	1.29	0.69

Pour une année type, les auteurs proposent :

$$B''_{moy} = 1.35 \quad \text{et} \quad A'_{moy} = 1026$$

En 2011, M. Hamdani et al [33], ont comparé les valeurs estimées par trois approches théoriques aux mesures effectuées dans la région de Ghardaïa. Selon les résultats obtenus, ils ont jugé que le modèle de Capderou est globalement plus adapté pour l'estimation de l'éclairement solaire incident sur un capteur horizontal.

Cependant, la méthode empirique de Perrin Brichambaut est plus conforme pour l'estimation des éclairagements incidents sur les plans inclinés et plus particulièrement pendant les mois d'Octobre au mois de Mars. Ils ont constaté aussi que le modèle R. sun est le plus avantageux pendant le mois de Juin, alors que durant le mois de Juillet, ce modèle donne des bons résultats uniquement au lever et au coucher du soleil. Tandis que le modèle de Capderou est le plus conseillé en dehors de cet intervalle.

En 2015 S. Benkacali et al, [34] ont effectué une étude portant sur l'estimation de l'éclairement solaire reçu sur trois surfaces inclinées : 32° , 60° et 90° orientées vers le sud, à l'aide de deux modèles théoriques : les modèles de Brichambaut et de Liu & Jordan. Les résultats ont confirmé que le modèle de Brichambaut donne de meilleurs résultats.

En 2016, A. Bensaha, [35] et al ont estimé de l'éclairement solaire, par ciel clair, en utilisant des modèles empiriques. Les résultats ont montré que le modèle R-sun donne une bonne estimation du rayonnement solaire, et plus particulièrement sur un plan horizontal. Par contre le modèle de Perrin de Brichambaut donne un bon résultat pour une surface inclinée.

1.5.1.2. Température Ambiante

La température ambiante, dans l'environnement immédiat des systèmes solaire est un élément qui influe considérablement sur les performances du système.

Il existe plusieurs modèles pour l'estimation de la température ambiante. On peut les classer en 2 groupes :

- Modèles empiriques.
- Modèles probabilistes.

Les modèles empiriques portent sur la reconstitution de la variation périodique de la température ambiante à partir des données météo (maximale, minimale et moyenne).

Un modèle déterministe pour calculer le profil de la température moyenne quotidienne de l'air est le modèle double cosinus (1995), qui est recommandé par l'Institut national de météorologie du Portugal (Aguiar 1996) utilise trois segments sinusoïdaux pour relier les heures d'apparition des températures quotidiennes

maximales et minimales de l'air. Le modèle est donné par les expressions suivantes.

[36]

$$\begin{cases} T(y, m, d, t) = T(y, m, d) - \cos \left[\frac{\pi (t_{Tmin} - t)}{24 + t_{Tmin} - t_{Tmax}} \right] \frac{A_t(y, m, d)}{2} & 1 \leq t \leq t_{Tmin} \\ T(y, m, d, t) = T(y, m, d) + \cos \left[\frac{\pi (t_{Tmax} - t)}{24 + t_{Tmax} - t_{Tmin}} \right] \frac{A_t(y, m, d)}{2} & t_{Tmin} \leq t \leq t_{Tmax} \\ T(y, m, d, t) = T(y, m, d) - \cos \left[\frac{\pi (24 + t_{Tmin} - t)}{24 + t_{Tmin} - t_{Tmax}} \right] \frac{A_t(y, m, d)}{2} & t_{Tmax} \leq t \leq 24 \end{cases} \quad (1.43)$$

où $T(y, m, d)$ est la température moyenne journalière ambiante, $A_t(y, m, d)$ est l'amplitude thermique journalière ($^{\circ}\text{C}$), t_{Tmin} est l'heure à laquelle se produit la température minimale, t_{Tmax} est l'heure à laquelle se produit la température maximale et t est l'heure de la journée.

Le modèle théorique est modifié pour prendre en compte la notion de "midi solaire thermique" pour lequel la température ambiante maximale instantanée est obtenue. La température ambiante peut être modélisée selon le modèle D'IDLIMAN, par l'expression suivante. [36]

$$T_a = \overline{T_a} + (\Delta T_a) \cos 2\pi \left[\frac{(t - 12 - \frac{Dj}{8})}{dj} \right] \quad (1.44)$$

Avec :

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

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

T_{max} et T_{min} Températures ambiantes maximales et minimales, respectivement. ($^{\circ}\text{C}$)

Dj : Durée du jour solaire. (heure)

Dans ce modèle, la température maximale est atteinte à midi heure solaire vraie à laquelle la densité du flux de chaleur est maximale. Ce modèle ne correspond pas à la réalité car on considère que la température maximale n'est atteinte qu'au midi solaire thermique qui correspond à l'instant du vrai midi solaire plus $1/8$ de la durée du jour solaire (Δt), [31]. Ceci est principalement dû à l'inertie thermique du sol ainsi qu'à, l'équilibre thermique entre l'environnement et le sol. [36]

Par ailleurs, la température ambiante peut être modélisée aussi comme suit, [37] :

$$T_a = \overline{T_a} + (\Delta T_a) \sin(\pi) \frac{[t - (t_{rise} + 180)]}{720} \quad (1.45)$$

Avec :

t_{rise} : Temps correspondant au lever du soleil, (heure)

ΔT_a : Ecart journalier de la température ambiante autour de la moyenne, (°C)

$\overline{T_a}$: Moyenne arithmétique de la température ambiante maximale et minimale, (°C)

Concernant les modèles probabilistes, le modèle proposé par Julia bilbao (2002) utilise une approche stochastique pour la prédiction de la température ambiante.

L'expression la température horaire de l'air ambiant est donnée par [38] :

$$T(m, d, t) = T(m) - \frac{\sigma(m) \sqrt{\frac{N_m}{24}}}{3.396} \ln \left\{ \frac{1}{0.5[1 + \operatorname{erf}(\frac{\chi}{2})]} - 1 \right\} \quad (1.46)$$

Où

erf : La fonction d'erreur.

$\sigma(m)$: L'écart type du $T(m)$ par rapport à sa valeur moyenne à long terme. (°C)

$T(m)$: La température moyenne mensuelle de l'air d'une année représentative. (°C)

N_m : Le nombre d'heures dans le mois. (Heure)

χ : Variable stochastique distribuée normalement avec une moyenne de 0 et une variance de 1.

D'autres travaux ont été effectués sur l'estimation de la température ambiante, comme celui réalisé par R. Lazzarin (1981) . L'auteur présente plusieurs méthodes, telles que la méthode stochastique directe, la méthode Monte Carlo et la méthode des chaînes de Markov.

Même chose pour J. L. Scartezini (1986), qui a utilisé aussi les chaînes de *Markov* pour modéliser la température ambiante moyenne journalière. Il montre que la simulation stochastique markovienne est comparable à celle des méthodes déterministes conventionnelles.

Par contre D.L. Loveday (1992) utilise la méthode Box-Jenking. Il déduit que cette approche donne des résultats proches de la réalité.

J. Chiquet (2003) utilise lui aussi des techniques markoviennes pour l'estimation des températures ambiantes journalières à l'aide de données mesurées sur une période de vingt-cinq années. Le modèle affiche des résultats satisfaisants pour les températures ambiantes, [32].

Le modèle de la température ambiante utilisé par le logiciel *meteonorm* est dérivé par Dumortier (2002). Un terme exprimant la réponse de la température de l'air à l'apport de l'éclairement solaire est introduit. Cela donne le facteur général de conversion du rayonnement en température. Il s'agit d'un rapport appelé rapport d'irradiation sol/extraterrestre (kx). Il représente la quantité du rayonnement solaire reçu au sol depuis le lever du soleil, à la quantité du rayonnement solaire reçu sur une surface perpendiculaire aux rayons solaires et située au sommet de l'atmosphère sur une même période, [25] :

$$kx(t) = \frac{\int_{\text{levé du soleil}}^t H_g(t) dt}{\int_{\text{levé du soleil}}^t I_0 dt} \quad (1.47)$$

Avec :

$H_g(t)$: Eclairement global horizontal. (kWh/m²)

I_0 : Constante solaire. (W/m²).

Lorsque kx diminue, la température diminue. Il a été conclu que pendant les heures de clarté, la température varie linéairement avec le coefficient kx .

La pente a de cette droite linéaire dépendre des conditions du ciel. Les conclusions sur la pente ont conduit à l'équation suivante, [25] :

$$a_{avant\ kx_{max}} = \frac{Ta_{j,max} - Ta_{j,min}}{kx_{max}} \quad (1.48)$$

$$a_{après\ kx_{max}} = 1.7\ pente_{avant\ kx_{max}} \quad (1.49)$$

Avec :

$Ta_{j,max}$: Moyennes mensuelles des températures maximales horaires. (°C)

$Ta_{j,min}$: Moyennes mensuelles des températures minimales horaires. (°C)

Cette pente est utilisée pour calculer les valeurs horaires de température pendant la journée, [25] :

Pour $t_{levé\ du\ soleil} < t < t_{kx_{max}}$

$$T_a(t) = T_a(t_{levé\ du\ soleil}) + a_{avant\ kx_{max}} kx(t) \quad (1.50)$$

Pour $t_{kx_{max}} < t < t_{couché\ du\ soleil}$;

$$T_a(t) = T_a(t_{max}) + a_{après\ kx_{max}} (kx_{max} - kx(t)) \quad (1.51)$$

Où

$T_a(t_{max})$: Température maximale journalière $< t_{kx_{max}}$.

Le logiciel Meteonorm Version 7.3, a introduit un nouveau modèle de chaleur urbaine sur la base des travaux du projet EU H2020 climate-fit.city ou les données sur la chaleur urbaine ont été incluses. L'effet urbain de la température a été modélisé à l'aide du modèle ERA (Remund et Grossenbacher, 2018), [25]. L'indice de chaleur urbaine relatif au lieu de mesure (station météo en dehors de la ville) a été considéré. Ainsi, l'effet de chaleur urbaine a pu être modélisé avec précision en évitant de le fixer à la valeur de 1 °C. Il faut souligner que dans la version 7.2, le gradient de température nocturne considéré pour les zones urbaines (en cas de nuits claires) est plus réaliste (c'est-à-dire plus faible), [25].

La validation du modèle introduit dans la version 5.0 du logiciel Meteonorm, n'a été que légèrement corrigé. En version 7, les tests ont été effectués dans plusieurs stations aux USA et en Suisse. Les profils de température quotidiens générés se situent trop près de la moyenne mensuelle. Les minima et maxima hivernaux sont bien reproduits, les maxima estivaux sont parfois légèrement inférieurs aux maxima observés. Les valeurs moyennes sont automatiquement corrigées. En général, la validation du modèle a produit des résultats satisfaisants. Ce qui permet son utilisation de l'utiliser dans le présent travail, [39].

1.5.1.3. Température de l'eau du réseau

La connaissance de la température de l'eau froide fournie par le réseau municipal permet de déterminer les besoins énergétiques du système.

La diffusion de la chaleur dans le sol obéit pratiquement à l'équation de la chaleur , [40] :

$$\frac{dT}{dt} = \alpha \frac{d^2T}{dz^2} \quad (1.52)$$

Où

T : La température du sol (°C)

t : Le temps (s)

α : La diffusivité thermique du sol (en m²/s)

z : La profondeur dans le sol. (m)

Pour un sol semi-fini avec une fluctuation périodique dans le temps de sa température de surface, [40] :

$$T(0, t) = T_0 e^{i\omega t} \quad (1.53)$$

La solution de l'équation précédente permet d'obtenir la température T(z,t) à une profondeur z et à un temps t, par [40]

$$T(z, t) = T_0 e^{-\frac{(1+i)z}{\sigma}} e^{i\omega t} \quad (1.54)$$

Où

T_0 : Est l'amplitude de la fluctuation de la température à la surface (°C)

ω : Est sa fréquence pour le mois i

σ : Est une dimension caractéristique définie par [40]

$$\sigma = \sqrt{\frac{2\alpha}{\omega}} \quad (1.55)$$

Le modèle RETScreen pour les projets de chauffage solaire de l'eau (CSE) suppose que la température de l'eau froide dans l'aqueduc est égale à celle du sol à la même profondeur. Le modèle prend $\alpha = 0,52 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (qui correspond à un sol lourd et sec ou encore léger et humide, selon ASHRAE Applications Handbook) [40]. et $z=2\text{m}$, et la profondeur à laquelle sont supposés être enfouis les réseaux municipaux d'eau potable. Ceci conduit à $\sigma = 2.28 \text{ m}$, [40].

Ce modèle permet le calcul de la température de l'eau pour chaque mois de l'année. La température de l'eau pour le mois i est égale à la température moyenne annuelle de l'eau plus 0,35 fois la différence entre la température ambiante et la température moyenne pour le mois $i-1$. De plus, le modèle limite la température de l'eau froide à +1 °C en hiver (c.-à-d. l'eau ne gèle pas), [40] :

A l'aide d'une méthode manuelle l'équation sinusoïdale du réseau est engendrée à partir des températures minimale et maximale spécifiées, en supposant que le minimum est atteint en février et le maximum en août dans l'hémisphère nord (la situation est inversée pour l'hémisphère sud). Ainsi, la température moyenne de l'eau froide (T_r) s'exprime en fonction de la température minimale T_{min} , de la température maximale T_{max} et du numéro du mois n , [40] :

$$T_r = \frac{(T_{max} + T_{min})}{2} - \frac{(T_{max} - T_{min})}{2} h_m \cos \left[(n - 2) \left(\frac{2\pi}{12} \right) \right] \quad (1.56)$$

Où h_m vaut +1 dans l'hémisphère Nord et -1 dans l'hémisphère Sud.

1.5.2. POTENTIEL DE LA DEMANDE EN CHAUFFAGE SOLAIRE DE GRANDE CAPACITE

La production de chaleur de grande capacité destinée aux procédés industriels est une application peu exploitée par les systèmes solaires thermiques (STS) par rapport aux applications domestiques destinées à l'eau chaude sanitaire, le chauffage des locaux ou le chauffage des piscines. Néanmoins, plusieurs études sur l'utilisation de la chaleur solaire pour des procédés industriels ont fait apparaître un fort potentiel pour cette application.

S. Kalogirou a étudié le potentiel du chauffage solaire industriel à Chypre, [41]. L'auteur a étudié le rendement de plusieurs systèmes solaires à basses températures pour différents niveaux de température. Les secteurs et les applications appropriés en fonction de leur demande de chaleur et des niveaux de température ont été identifiés. Ils comprennent essentiellement l'agroalimentaire ainsi que les processus de séchage et de lavage. Cependant, l'étude, conclut simplement qu'un énorme potentiel de tels systèmes existe à Chypre.

Des études similaires ont été également élaborées pour l'Australie, où la cartographie de l'énergie solaire pour les applications de chauffage pour des processus dans plusieurs industries, y compris l'exploitation minière, la transformation des aliments et le textile, a été établie, [42]. Ces études ont observé que les secteurs industriels tels que les procédés chimiques, les aliments et les boissons, la fabrication de machines et d'équipements, les textiles et le papier étaient très adaptés à l'application du chauffage solaire.

Le programme lancé par l'Agence internationale de l'énergie (AIE) pour l'Union européenne avait pour but la promotion de tous les aspects de l'utilisation de l'énergie solaire thermique, [42]. Dans cette étude le potentiel annuel a été estimé à environ 3,8% de la demande totale de chaleur des pays de l'UE-25, [42].

Selon une étude portant sur l'estimation du potentiel du chauffage solaire industriel en Allemagne, à des températures inférieures à 300 °C, les auteurs donnent un chiffre estimé à 16 TWh par an soit 3,4% de la demande globale de chaleur industrielle [43]. Une étude autre, réalisée pour les brasseries et les industries laitières

en Allemagne a estimé que les systèmes de chauffage par procédé à base d'énergie solaire peuvent contribuer à hauteur d'environ $5 \cdot 10^3$ TJ d'énergie thermique utile par an, [43].

De même, l'étude portant sur l'évaluation du potentiel, pour les basses et moyennes températures, en Espagne et au Portugal, a porté sur l'examen de 34 types d'unités industrielles. Les distributions de températures ainsi que la demande de chaleur ont été déterminées [44]. L'analyse montre que la plupart des unités sélectionnées (plus de la moitié) provenaient du secteur des aliments et des boissons. Il a été observé aussi qu'environ 60% de la demande de chaleur était inférieure à 160°C . En outre, compte tenu des contraintes de disponibilité de surface pour les capteurs solaires en toiture, il a été observé une fraction solaire de 60%, ce qui conduit à des potentiels techniques de 3,4% et 4,4% pour l'Espagne et le Portugal, respectivement.

L'étude réalisée par E. Taibi et al sur la demande énergétique globale dans le monde, estime que 21% de la consommation finale d'énergie par l'industrie manufacturière peuvent être d'origine renouvelable, à l'horizon 2050. Cela constituerait, selon ce scénario, près de $50 \cdot 10^6$ TJ / an sur une consommation d'énergie totale du secteur industriel d'environ $230 \cdot 10^6$ TJ / an [45]. 50% de ce potentiel étant dans le secteur des aliments et des boissons. Les autres secteurs prometteurs identifiés sont la fabrication d'automobiles, la production de papier, les mines, les carrières, les textiles et le cuir.

Une évaluation similaire réalisée par l'Agence International de l'énergie estimée ce potentiel à de $15 \cdot 10^6$ TJ sur $160 \cdot 10^6$ TJ de demande totale d'énergie dans les procédés industriels en 2030, [46].

Diverses études visant à évaluer le potentiel de chauffage par des procédés à base d'énergie solaire ont également été rapportées dans la littérature, [47].

Par exemple, un potentiel de 25 PJ a été estimé pour l'industrie du papier en Inde [48], alors que le potentiel estimé dans l'industrie laitière en Inde est de $6,40 \cdot 10^3$ TJ , [49].

De même, un potentiel annuel de $28,5 \cdot 10^3$ TJ a été estimé pour les industries alimentaires et textiles du Mexique, [50].

L'évaluation des performances d'un système de production d'eau chaude solaire dans une industrie agroalimentaire australienne a également été publiée. D'après les estimations de l'étude, environ 50% de la demande de l'industrie, pour la plage de températures de 40 à 60 ° C, pourrait être satisfaite avec des technologies de capteurs solaires disponibles, [51].

1.5.3. PERFORMANCES DES SYSTEMES DE CHAUFFAGE A PROCEDURE SOLAIRE

Certaines publications sont disponibles concernant le comportement et les performances des systèmes de chauffage à procédé solaire.

En 1979, C. Kutscher et al ont présenté des données d'exploitation de six systèmes de chauffage solaires pour des procédés industriels. Les résultats montrent des rendements annuels réels variant entre 8% à 19%, contre 25% à 50% prévus initialement. Ceci est dû au fait que ces systèmes ne pouvaient pas être pleinement utilisés pour cause des pertes thermiques excessives. L'étude indique aussi que ceci n'est pas dû nécessairement aux défaillances des équipements, [52].

N. Eskin indique aussi dans son travail que le comportement des systèmes de chauffage à procédé solaire dépend fortement du profil de charge, [53].

M. Karagiorgas et al ont étudié dix installations de chaleur a procédé solaire en Grèce. Le taux d'utilisation de ces systèmes variait entre 7,3% et 26,5%. Les résultats montrent que ceci est dû en raison d'une mauvaise isolation de la cuve et d'un échangeur de chaleur solaire trop petit ainsi que de fortes pertes de chaleur de la boucle solaire qui n'était pas isolée. Enfin, un système mal dimensionné conduit à un faible taux de satisfaction, [54].

R. Heimrath, en 2004 montre aussi que des paramètres spécifiques, pour ces systèmes, tel que la charge, la décharge et la position (hauteur) des orifices d'entrée et de retour des conduites peuvent avoir un impact considérable sur la fraction solaire, [55].

R. Croy et al ont analysé l'état des lieux de la situation globale pour des grands systèmes de chauffage d'eau, réalisés en Allemagne entre 1988 et 2005. Une défaillance d'environ 10% des systèmes était constatée. Ceci est dûe aux pertes des performances des échangeurs de chaleur utilisés. Les auteurs ont également analysé les performances à long terme de ces huit systèmes après 7 à 12 ans de fonctionnement et les ont comparées aux données de la conception. Le rendement de ces systèmes était compris entre 38% et 90% de leurs valeurs de conception. Les auteurs estiment qu'une variation de la charge réelle par rapport à la charge attendue lors de la conception était une des principales raisons des faibles performances. Ils concluent que la détermination précise de la charge est une question cruciale pour prédire les performances de tels systèmes, [56].

Des études portant sur des applications dans le textile (coton et soie) en Inde, ont conclu que ces systèmes pouvaient être utilisés efficacement pour les procédés de teinture, [57].

Des études sur les applications destinées à des procédé nécessitant des températures comprises dans la gamme (100 – 300°C) en utilisant des systèmes solaires pour la production directe de la vapeur sous pression et d'eau chaude ont également été rapportées [58]. Elles montrent que le système fournit une solution satisfaisante.

Une modélisation d'un système de chauffage solaire intégré au système de chauffage conventionnel et permettant d'estimer l'énergie utile fournie par ce système dans une industrie textile en Tunisie est également rapportée [59]. L'analyse de la charge réelle du processus est réalisée avec un modèle statique basé sur les consommations d'énergie et d'eau chaude et les performances réelles du système de récupération de chaleur. L'étude présente également quelques choix pour parvenir à une intégration optimisée du système solaire et au dimensionnement de ses composants.

La faisabilité de l'intégration de l'énergie solaire pour des températures de processus relativement plus élevées, à base de capteurs paraboliques, dans une usine de textile a été réalisée en utilisant le logiciel TRNSYS. L'évaluation des performances a été réalisée pour différentes configurations du champ de capteurs solaires (série-

parallèle). Les économies annuelles avec l'utilisation de tels systèmes estimés sont de 40 à 52% de gaz naturel, [60].

Dans le contexte de l'Inde, une réduction significative de la consommation de combustibles fossiles et des émissions de gaz à effet de serre correspondantes a été signalée avec l'intégration d'un concentrateur solaire de type Arun Dish pour la production de vapeur dans une usine laitière, [61].

Des enquêtes similaires ont été signalées pour une laiterie en Espagne avec une évaluation de la viabilité de l'intégration du système solaire thermique avec les systèmes conventionnels [62]. Les résultats obtenus ont révélé que pendant plus de six mois, une fraction solaire supérieure à 50 % pouvait être atteinte avec des champs de capteurs solaires utilisant moins de 1000 m² de surface.

D'autres utilisations de ces systèmes dans la fabrication de papier, de métaux, d'automobiles et de briques ont été également signalées [63]. À titre d'exemple, dans le contexte de l'industrie du papier en Inde, il a été constaté que les systèmes SIPH (Solar for integration in the industry) sans stockage thermique peuvent répondre à environ 30% de la demande globale annuelle [64]. De même, une étude sur l'évaluation de la faisabilité de l'intégration de l'énergie solaire dans le processus d'une usine de production d'aluminium a également été rapportée au états unis d'Amérique. [65].

1.5.4. EFFETS ECONOMIQUES ET ENVIRONNEMENTAUX DU CHAUFFAGE INDUSTRIEL SOLAIRE

L'acceptation et la diffusion des systèmes solaires industriels sont principalement affectées par leur viabilité économique pour les utilisateurs potentiels. Une caractéristique intéressante de ces systèmes est surtout leur capacité à réduire les émissions des gaz à effets de serre et leurs contribution positive à l'aspect environnemental.

Bien que peu d'études traitent exclusivement des études technico-économiques détaillées des systèmes de chauffage d'eau de grandes capacités [66], néanmoins il existe quelques études traitant de la conception et de l'évaluation des performances

présentant souvent des résultats pertinents, une ou plusieurs mesures de la performance économique [67].

Les études fréquemment signalées pour l'évaluation économique ou l'appréciation de ces systèmes destinés à être utilisés dans différentes industries comprennent souvent la période de récupération, la valeur actualisée nette (VAN) et le taux de rendement interne ou le coût l'énergie actualisé (LCOE) qui sont généralement estimés sur la base des économies nettes de carburant susceptibles de s'accumuler avec l'installation de ces systèmes.

À titre d'exemple, une enquête sur la viabilité économique des systèmes solaires d'eau chaude pour l'industrie des boissons gazeuses et de l'huile végétale à Khartoum (Soudan) a été menée [68]. Les résultats ont montré que les systèmes d'énergie solaire ont un potentiel important dans les processus industriels et que des économies substantielles sur le cycle de vie peuvent être réalisées.

De même dans différentes études de cas réalisées en Grèce [41], une évaluation économique des systèmes de chauffage industriel solaire avec des systèmes conventionnels à base de combustibles fossiles a été réalisée . Dans cette analyse, tous ces systèmes existants ont été étudiés et huit de ces applications sont parfaitement réussies. Les résultats de cette étude ont révélé aussi, qu'en cas de l'augmentation du prix des combustibles, les systèmes de chauffage solaire dans les applications industrielles deviendront rentables.

En 2015, T. P. Lima a simulé la viabilité technique et financière d'un système solaire hospitalier dans la ville de Recife au Brésil en utilisant les coûts du cycle de vie (ALCC), déduisant une réduction de 6 ,4% du cout total d'investissement avec une augmentation du rendement de 29 %, [69].

D'après une étude de faisabilité économique de l'intégration de l'énergie solaire à haute température dans une industrie textile au Caire en Egypte, la période de récupération d'un investissement de ce système s'est avérée être d'environ 6 ans [70]. De même, des études de cas dans les industries en Turquie et au Pakistan ont

confirmé la viabilité économique essentiellement pour les besoins à basse température (60–80 °C), [71].

Par exemple, dans l'étude de cas pour l'industrie en Turquie, une période de récupération inférieure à 3 ans a été estimée. Il convient de noter aussi que 50 à 70% des coûts totaux des systèmes de chauffage industriel solaire sont liés au champ de capteurs solaires, le reste couvrant les coûts d'installation et d'intégration.

En termes de coûts des composants, le collecteur et son installation représentent presque 60% de l'installation comme le montre la figure 1.15 [17].

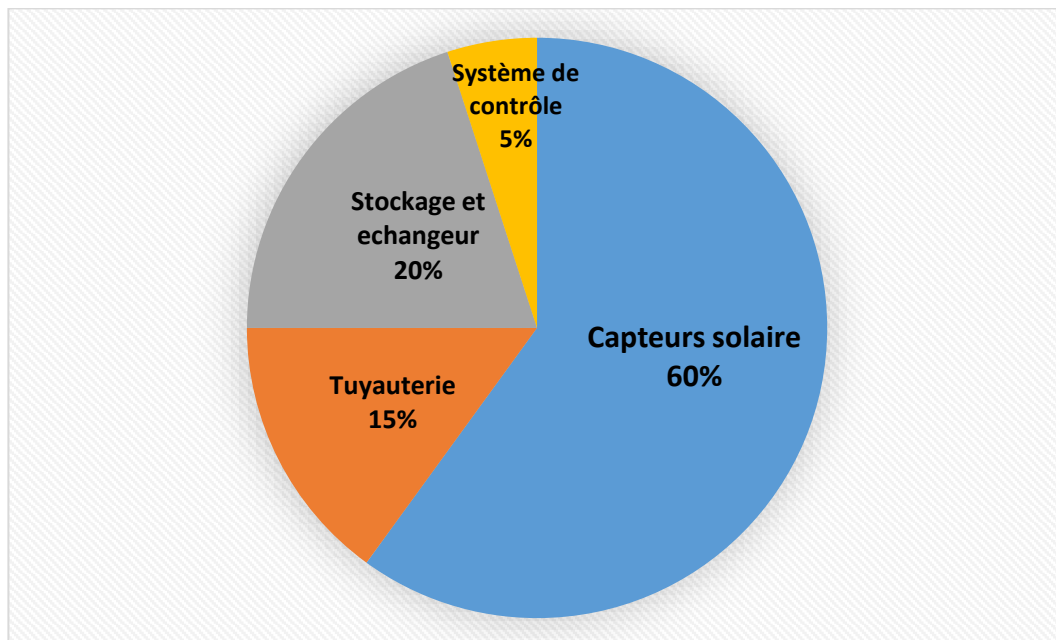


Figure 1.15. Ventilation des coûts d'une installation de chauffage solaire.

En revanche, pour les collecteurs paraboliques, comme ceux du projet ARUN 160, le coût du collecteur représente plus de 75% du coût total du projet, [17].

Quelques études sur l'évaluation des avantages environnementaux des systèmes de chauffage solaire industriels en termes de quantités de gaz à effet de serre (GES) atténuées ont également été rapportées dans la littérature. Par exemple, en Inde, le chauffage industriel dans les industries laitières et papetière a estimé l'atténuation des émissions de gaz à effet de serre environ 340 000 tonnes d'équivalent CO₂ par an, [72].

Les études ci-dessus ont mis en évidence l'intérêt de l'application de l'énergie solaire thermique en Europe et en Asie. Peu d'études ont été entreprises sur l'utilisation du chauffage de l'eau solaire industriels en Algérie.

Parmi les travaux qui portent sur les pays du Maghreb, on peut citer ceux de A. Bouakaz et al (2012) qui porte sur l'application de l'énergie solaire thermique pour le séchage. Les résultats ont montré que le potentiel des chauffe-eau solaires en Algérie est compétitif pour des températures de 40 ° C à 55 ° C. Pour des températures de 60 °C à 100 °C, des capteurs plans à hautes performances sont nécessaires [73].

De même pour le travail réalisé par Akssas et al, ou ce dernier confirme qu'environ 1427 MWh d'énergie peuvent être économisés chaque année grâce à l'intégration de cette technologie dans les hôpitaux en Algérie [74].

Le solaire thermique, basses températures, est compétitif sur toutes les tailles si la ressource solaire est bonne, sous réserve de la disponibilité des terrains ou des surfaces de toiture comme le montre le travail réalisé sur 37 stations en Algérie par S. Pahlavana et al [75].

En revanche, en Tunisie une étude de l'intégration de l'énergie solaire dans l'industrie textile montre sa non-rentabilité du fait de la forte subvention des énergies fossiles, [76].

1.6. POSITION DU PROBLEME

Les performances journalières d'une installation solaire de chauffage d'eau collective dépendent principalement des paramètres météorologiques qui sont aléatoires, des constituants du système et des différentes configurations pour l'implantation des capteurs solaires. Le grand problème de l'énergie solaire est dans son intermittence et son irrégularité.

L'étude porte sur une installation à base de capteurs solaires plans devront fournir, quotidiennement 3 m³ d'eau à la température de 60°C pour un processus industriel destiné à la fabrication d'arômes alimentaires, situé à Alger.

Les puisages sont répartis selon des horaires précis conformes au processus industriel. Ainsi, la charge (besoins calorifiques) est constante alors même que les

conditions sont aléatoires (Eclairement solaire, Température ambiante, vitesse du vent.

Pour cela on doit d'abord dimensionner cette installation sous un programme Matlab en utilisant la méthode F-chart afin de déterminer le choix optimum de cette installation en termes de surfaces, de débit, d'inclinaison puis déterminer les performances thermiques sous le logiciel TRNSYS et surtout de voir comment intégrer les dispositifs solaires thermique dans le chauffage de grande capacité et évaluer essentiellement la rentabilité de ces systèmes.

1.7. CONCLUSION

Ce chapitre traite d'abord du contexte énergétique mondial et Algérien et la situation face à la croissance économique ainsi que les différents programmes mises en place par le gouvernement Algérien sur les énergies renouvelables. Les principaux travaux de la littérature sur le domaine des applications de chauffage solaire de grandes installations ont été présentés, en essayant d'identifier les modèles d'estimations, les potentiels.

Les contraintes d'intégration des systèmes de chauffage pour les processus industriels ont été examinés et discutés.

D'après les estimations obtenues dans cette partie, il a été conclu qu'environ 50% de la demande totale de la chaleur industrielle, est requise entre 40 et 60 ° C, elle pourrait être satisfaite avec les technologies de capteurs solaires disponibles.

Les statistiques montrent que la majorité des systèmes utilisent des capteurs solaires plans. Les principaux secteurs d'application sont l'agroalimentaire et le textile.

CHAPITRE 2

CHAPITRE 02

DIMENSIONNEMENT DU SYSTEME

2.1. INTRODUCTION

Ce travail s'inscrit dans le cadre des projets nationaux de recherche pour des applications à basses températures. L'objectif est d'étudier une installation de chauffage d'eau solaire à usage industriel nécessitant un volume de 3000 litres par jour à 60 °C.

Ce chapitre porte essentiellement sur la partie dimensionnement de l'installation basé sur la réponse aux besoins journaliers en eau chaude solaire (ECS). C'est le premier paramètre à connaître pour le dimensionnement d'une installation de chauffage solaire. Il y a aussi d'autres paramètres très importants tels que la surface d'installation des capteurs solaires, ainsi que les différentes configurations des capteurs. Pour cela la méthode F-chart va être utilisée en introduisant une correction dû à l'angle d'incidence modifié, pour la détermination des paramètres essentiels du système.

2.2. PRESENTATION DU SITE

Les coordonnées géographiques du site de Cheraga situé à Alger sont : Latitude : 36,75 N, longitude : 2,92 E et une altitude de 170 m.

La classification climatique de la zone d'étude est la zone A : Littoral marin selon le nouveau zonage des documents technique règlementaires Algérienne (DTR 2022).

L'irradiation solaire quotidien moyen mensuel pour la ville de Chéraga est utilisé (Kaci et al, 2023). Le climat de cette région est chaud et sec, et connaît en moyenne 2911 heures d'ensoleillement par an. La température moyenne et l'irradiation globale moyenne sont respectivement de 17,8 C et 1789 kW h/m² [25].

La surface disponible sur la tressasse est de 783 m². Les dimensions de cette surface sont représentées sur la figure 2.1.

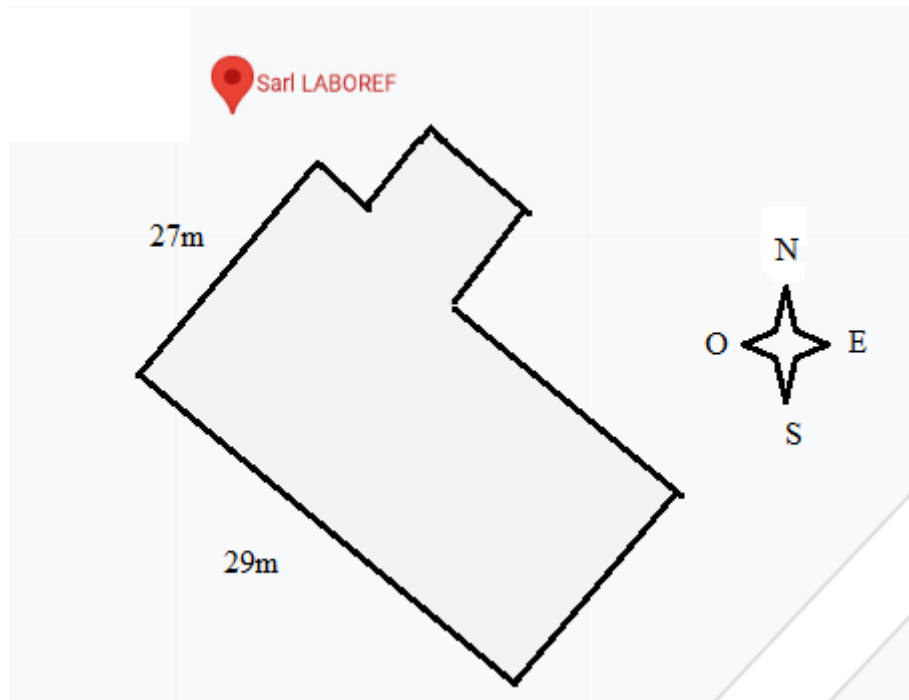


Figure 2.1. Plan de la surface disponible pour l'installation des capteurs.

On ne remarque aucun obstacle au soleil devant la terrasse (les capteurs ne se font aucune ombre avec un soleil plein sud à 36° au-dessus de l'horizon).

Par ailleurs, pour éviter que les rangées de collecteurs ne se donnent de l'ombre, un espace minimum de 2 m entre les rangées (Kalogirou, 2009 et kaci et al 2023). [77-78]est considéré . Cette distance est fonction de la géométrie des capteurs (longueur L , inclinaison β et orientation γ) et de la position du soleil (hauteur h et azimut a), tout en considérant le cas du soleil à midi TSV, l'élévation minimale (21 décembre) dans l'hémisphère nord et l'orientation γ des capteurs est plein sud.

2.3. DEMANDE DU PROCSSUS

Le processus de chaleur industrielle thermo-solaire considéré dans cette étude se compose principalement de deux circuits. Le circuit primaire qui comprend un champ solaire et un échangeur de chaleur. Le fluide (l'eau dans notre cas) est chauffé dans des capteurs solaires plans et est utilisé comme fluide de travail pour alimenter le circuit secondaire à travers un échangeur de chaleur eau/ eau. Le circuit secondaire alimente le processus industriel et il est équipé d'un ballon de stockage d'énergie thermique pour fournir une grande modularité au système.

Lorsque l'énergie solaire n'est pas suffisante ou indisponible, une alimentation électrique de secours est également utilisée.

Le procédé thermo-solaire est conçu pour produire 3 m³/jour d'eau à la température de 60 °C. Une photo de l'entreprise est représentée en figure 2.2.



Figure 2.2. Vue d'ensemble de l'usine.

Le profil de la demande en eau chaude a été déduit à partir des informations fournies par l'entreprise elle-même. En effet, es informations décrivant les processus effectués dans chaque processus, le nombre de processus effectués, le volume journalier et par mois et les opérations tout au long de chaque processus, à savoir la température de l'eau, le débit d'eau et la durée de l'opération ont été fournies. Ces dernières ont été utilisées pour créer le profil de demande illustré en figure 2.3.

L'objectif de l'étude est de répondre à une demande de 3000 litres à 60 °C avec des soutirage de 1.5 m³ repartis entre 11 et 12h et entre 14 h et 15 heures comme le montre la figure 2.3, [78]. Les processus ont tendance à se répéter chaque jour entrainant des variations mineures du volume.

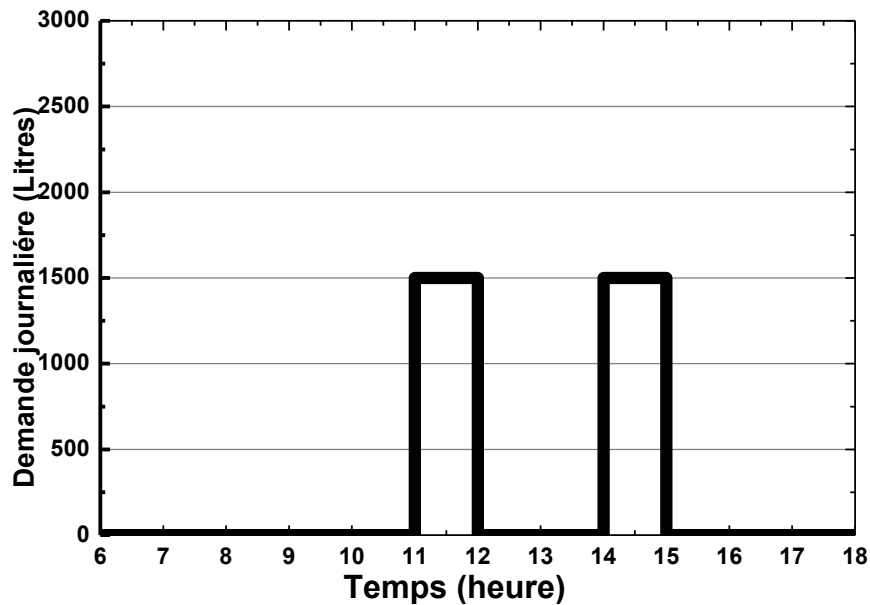


Figure 2.3. Demande journalière de l'entreprise.

2.4. DIMENSIONNEMENT DU CHAMP

La méthodologie de dimensionnement du système est basée sur la méthode F-chart, elle-même basée sur le modèle HWB (Hottel Whillier et Bliss). [79]

Le but étant la détermination du champ de capteurs solaires plans pour atteindre un taux acceptable de couverture solaire. En parallèle à cette analyse on va estimer une surface disponible sur les toits et les terrasses de l'entreprise pour estimer la surface des capteurs solaires maximales que l'on peut installer.

Le diagramme schématique du système de chauffage d'eau solaire en circulation forcé en mode indirect avec un champ de capteurs solaires plans, un échangeur de chaleur, un réservoir de stockage et un chauffage auxiliaire est illustré à la figure 2.4.

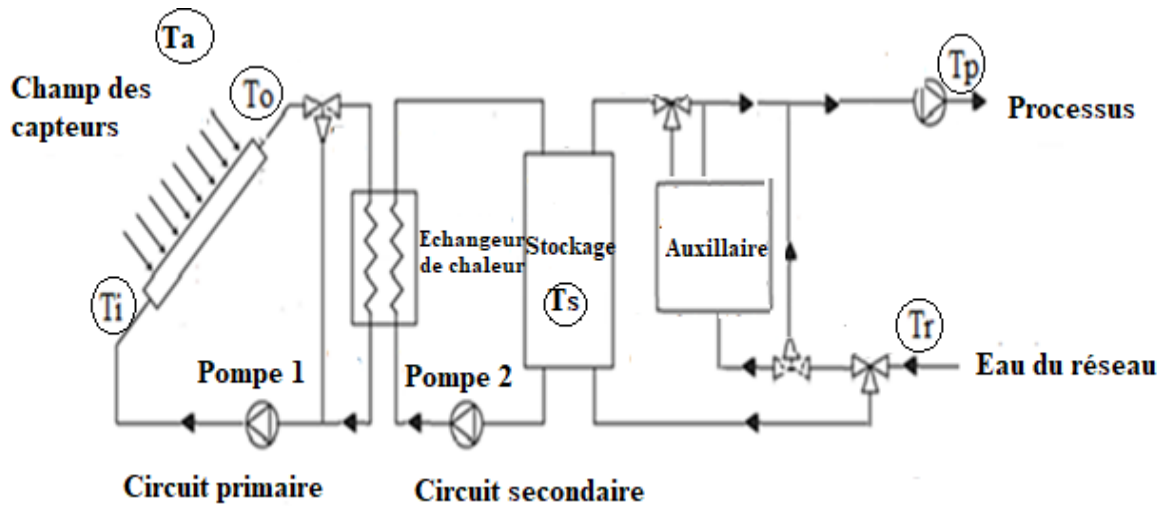


Figure 2.4. Schéma de principe du système.

L'énergie solaire absorbée par un champ de capteurs est transférée au réservoir de stockage via un échangeur de chaleur externe. Lorsque de l'eau chaude est demandée, la chaleur stockée dans le réservoir est fournie à la charge. Si la température du ballon de stockage est inférieure à la température d'eau chaude souhaitée, le chauffage d'appoint placé en série avec le ballon et la ligne d'alimentation de charge est mis en marche.

Un bilan sur le système de stockage donne : [28]

$$\sum_j (M C_p)_j \frac{dT_j}{dt} + (M C_p)_s \frac{dT_s}{dt} = \dot{Q}_u + \dot{Q}_{Aux} - (\dot{Q}_p + \dot{Q}_s) \quad (2.1)$$

$(M C_p)_j$: Masse et capacité thermique des composants j

$(M C_p)_s$: Masse et capacité thermique de l'eau de stockage.

T_j : Température des composants j.

T_s : Température de l'eau de stockage.

$\dot{Q}_u$: Energie utile récupérée.

$\dot{Q}_{Aux}$: Energie axillaire.

$\dot{Q}_p$: Besoins calorifiques du chauffage d'eau pour le processus.

$\dot{Q}_s$: Pertes thermiques du système de stockage. (Cuve, conduites et organes)

Attendu que le produit $(M C_p)_j$ des composants solides (conduites, organes ou autres) sont négligeables devant le produit $(M C_p)_s$ de l'eau de stockage, la relation devient :

$$\sum_j (M C_p)_s \frac{dT_s}{dt} = \dot{Q}_u + \dot{Q}_{Aux} - (\dot{Q}_p + \dot{Q}_s) \quad (2.2)$$

Sur une période d'un mois et pour un volume de stockage constant, la variation de l'énergie interne peut être négliger devant la somme des échanges d'où il vient :

$$\int_{\Delta t} \dot{Q}_u dt = \int_{\Delta t} (\dot{Q}_p + \dot{Q}_s) dt - \int_{\Delta t} \dot{Q}_{Aux} dt \quad (2.3)$$

La fraction de satisfaction f des besoins exprimés par l'apport solaire est donné par :

$$f = 1 - \frac{A_{ux}}{L} \quad (2.4)$$

Avec :

A_{ux} : L'énergie fournie par le système d'appoint.

L : Les besoins énergétiques sur une période Δt .

D'où

$$f = \frac{1}{L} \int_{\Delta t} \dot{Q}_U dt \quad (2.5)$$

En remplaçons $\dot{Q}_U$ par son expression et en introduisant le facteur de correction $K_{\tau\alpha}$ il vient : **[79]**

$$f = \frac{1}{L} \int_{\Delta t} A_c [K_{\tau\alpha} F_R (\tau\alpha)_e I_g - F_R U_g (T_i - T_a)]^+ dt \quad (2.6)$$

Avec :

L : Besoins mensuels en eau chaude. (J)

A_c : Surface du champ des capteurs. (m²)

N_c : Nombre de capteur dans le champ. (m²)

F_R : Facteur de conductance corrigé.

U_g : Coefficient de perte global. (W/m²K)

$K_{\tau\alpha}$: Angle d'incidence modifié.

I_g : Eclairement solaire sur le plan du capteur. (W/m^2)

T_i : Température d'entrée du fluide dans le champ solaire. ($^{\circ}\text{C}$)

T_a : Température ambiante. ($^{\circ}\text{C}$)

Le signe + implique la présence d'un contrôleur et que seules les valeurs positives du terme entre parenthèse doivent être utilisées. Ce qui entraîne que l'électrovanne n'est activée que pour $T_{\text{sortie du champ}} > T_s + \Delta T$.

E posant $Z = \frac{T_e - T_a}{T_{ref} - T_a}$

On obtient

$$f = \frac{A_c}{L} \int_{\Delta t} [K_{\tau\alpha} F_R (\tau\alpha)_e I_g - F_R U_g (T_i - T_a) Z]^+ dt \quad (2.7)$$

En posant : **[79]**

$$\begin{cases} X = \frac{A_c}{L} \int_{\Delta t} F_R U_g (T_{ref} - T_a) dt \\ Y = \frac{A_c}{L} \int_{\Delta t} K_{\tau\alpha} F_R (\tau\alpha)_e I_g dt \end{cases} \quad (2.8)$$

En divisant par la surface du capteur solaire plan, l'équation 2.8 s'écrit :

$$\begin{cases} \frac{X}{A_c} = \frac{1}{L} \int_{\Delta t} F_R U_g (T_{ref} - T_a) dt \\ \frac{Y}{A_c} = \frac{1}{L} \int_{\Delta t} K_{\tau\alpha} F_R (\tau\alpha)_e I_g dt \end{cases} \quad (2.9)$$

La fraction f se met alors sous la forme, **[79]** :

$$f = 1.029 Y - 0.065 X - 0.245 Y^2 + 0.0018 X^2 + 0.0215 Y^3 \quad (2.10)$$

Avec

X : Expriment les pertes du champ solaire.

Y : Expriment l'énergie solaire absorbée par le champ solaire.

En intégrant sur la période Δt (un1 mois), il vient : [79]

$$f = 1.029 \frac{Y}{A_C} A_C - 0.065 \frac{X}{A_C} A_C - 0.245 \frac{Y^2}{A_C} A_C^2 + 0.0018 \frac{X^2}{A_C} A_C^2 + 0.0215 \frac{Y^3}{A_C} A_C^3 \quad (2.11)$$

Avec

$$\begin{cases} \frac{X}{A_C} = \frac{F_R}{L} U_g (T_{ref} - \bar{T}_d) \Delta t \\ \frac{Y}{A_C} = \frac{F_R}{L} K_{\tau\alpha} (\overline{\tau\alpha})_e H_\beta N \end{cases} \quad (2.12)$$

T_{ref} : Température de référence fixée à 100 °C.

$\bar{T}_d$: Température diurne. (°C)

$(\tau\alpha)_e$: Facteur de transmittance- absorbance mensuel moyen.

Δt : Durée du mois. (s)

$\bar{T}_a$: Température mensuelle moyenne ambiante. (°C)

H_β : Irradiation incidente mensuelle. [J/m²]

N : Nombre de jours dans le mois.

Par ailleurs, les besoins énergétiques sont donnés par, [79] :

$$L = M C_p N (T_p - T_r) \quad (2.13)$$

Avec :

M: Besoins journaliers en eau chaude. (m³)

C_p :Chaleur massique de l'eau. (J/kg K)

N : Nombre de jours dans le mois.

T_p : Température désirée pour le processus. (°C)

T_r : Température du réseau de distribution. (°C)

2.4.1. Correction sur le stockage

L'équation 2.11 a été établi pour une capacité de stockage de 75 litre /m² de surface de captation. Lorsque la capacité du stockage est différente de cette valeur, s'il y a lieu d'apporter une correction imposée par les auteurs, donné par : [79]

$$\frac{X_C}{X} = \left(\frac{Cap_{actuelle}}{Cap_{standard}} \right)^{-0,25} \quad (2.14)$$

2.4.2. Correction sur le montage des capteurs solaires plans

Pour des capteurs identiques montés en série, il y a lieu d'apporter une correction par rapport à la configuration série- parallèle. Le rendement optique et le coefficient de pertes globales sont alors estimées comme : [79].

$$F_R(\tau\alpha) = F_{R1}(\tau\alpha)_1 \left[\frac{1 - \left(1 - \frac{A_{c2} F_{R2} U_{g2}}{\dot{m}_c C_p} \right)^{N_c}}{N_c \frac{A_{c2} F_{R2} U_{g2}}{\dot{m}_c C_p}} \right] \quad (2.15)$$

Et

$$F_R U_g = F_{R1} U_{g1} \left[\frac{1 - \left(1 - \frac{A_{c2} F_{R2} U_{g2}}{\dot{m}_c C_p} \right)^{N_c}}{N_c \frac{A_{c2} F_{R2} U_{g2}}{\dot{m}_c C_p}} \right] \quad (2.16)$$

Où :

$F_{R1}(\tau\alpha)_1$: Rendement optique du premier capteur.

$F_{R1} U_{g1}$: Coefficient des pertes globales du premier capteur.

$F_{R2} U_{g2}$: Coefficient des pertes globales du deuxième capteur.

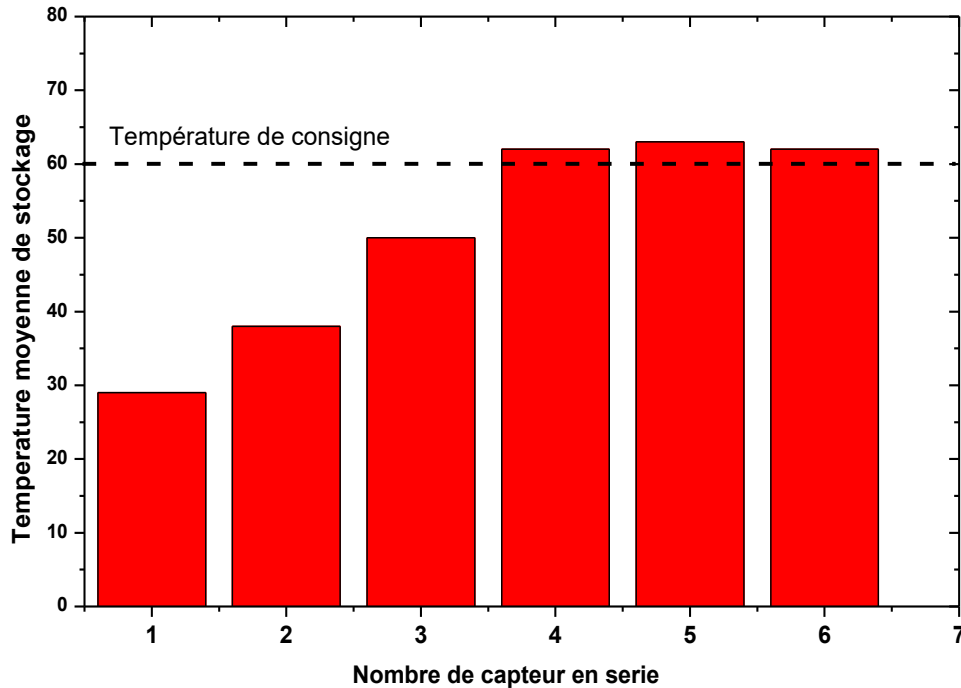
$\dot{m}_c$: Débit massique du fluide dans le capteur. (kg/s) ;

C_p : Chaleur spécifique du fluide dans le capteur. (J/kg K)

N_c : Nombre de capteurs montés en série .

Enfin Les aspects thermiques et hydrauliques déterminent la conception de la configuration des capteurs solaires.

Avant de dimensionner le système, il faut déterminer la température de stockage maximale à atteindre en fonction du nombre de capteurs solaires placés en série sous le logiciel TRNSYS. Le graphe 2.5 montre l'évolution de cette température en fonction de la configuration.



Le graphe 2.5 : Température moyenne de stockage en fonction du nombre de capteur en série .

Comme le montre la figure 2.5, la température maximale moyenne annuelle augmente avec le nombre de capteurs placés en série. Par contre au-delà de 4 capteurs en série, cette dernière évolue faiblement. Ceci indique que l'ajout de plus de 4 capteurs en série, n'est pas nécessaire. En effet, un nombre de capteurs placés en série, supérieur à 4, entraîne des pertes supplémentaires de chaleur par convection et rayonnement, ce qui se traduit par un rendement thermique plus faible. C'est pour cela que une configuration du champ à 4 de 4 capteurs montés en série a été choisie pour l'étude .

2.4.3. Correction sur l'échangeur

Pour tenir compte de l'efficacité de l'échangeur il y a lieu d'introduire la correction suivante selon les conditions imposées par les auteurs: [79]

$$\frac{Y_c}{Y} = 0.39 + 0.65 \exp\left(-\frac{0.139}{Z_e}\right) \quad (2.17)$$

En prenant $Z_e = \frac{\varepsilon_L (\dot{m} c_p)_{min}}{(UA)_L}$

En fixant la fraction solaire maximale à 0.95, on détermine surface de captation solaire en résolvant l'équation 2.16 numériquement. (Résolution sous Matlab).

2.5. DIMENSIONNEMENT DE LA CUVE DE STOCKAGE

La taille du ballon de stockage solaire dépend, de la taille du champ de capteurs et de la consommation quotidienne d'eau chaude.

Le but est que le ballon de stockage solaire stocke de manière intermédiaire jusqu'à l'utilisation, donc il doit pouvoir couvrir 1.5 fois les besoins journaliers.

Pour calculer son volume on adopte la formule suivante [80], donné par:

$$V_{\text{ballon}} = M \times \left(\frac{T_p - T_r}{T_s - T_r} \right) \times 1.5 \quad (2.18)$$

Avec :

M : Besoins journalier en eau chaude solaire . (L)

T_p : Température de l'eau de consigne du process. (°C)

T_r : Température de l'eau froide entrant dans le ballon. (°C)

T_s : Température moyenne de l'eau de stockage. (°C)

Après calcul, le volume du ballon de stockage a été estimé à 4500 litres correspondant aux cuves de stockage disponibles sur le marché national.

La valeur des pertes du réservoir d stockage $U_s A$, a été estimé à partir des propriétés géométriques à savoir le volume et l'isolation (laine de roche, conductivité thermique = 0,04 W/mK et l'épaisseur = 60 mm). Le ballon est situé dans un local dont la température moyenne est de 20 °C. Après calcul, $U_s A = 5.6 \text{ W/K}$, qui est une valeur proche de celles recommandées par les travaux de Lauterbach et al (2012), [43].

2.6. DIMENSIONNEMENT DE L'ÉCHANGEUR DE CHALEUR

Les installations courantes sont dotées d'un échangeur entre le circuit primaire (circuit capteurs) et le circuit secondaire (circuit de stockage), et ceci afin de permettre l'utilisation dans les capteurs d'un liquide antigel.

On peut déterminer un échangeur de chaleur à partir de ces caractéristiques qui sont :

- La surface d'échange A .(m²)
- La puissance (flux de chaleur cédé au fluide) Q_u .(Watt)
- Les températures d'entrées et de sorties T_i et T_o ; (°C)
- Le coefficient global d'échange U_e (W/m²K)

Pour une raison technico-économique, et une contrainte d'encombrement, l'efficacité de l'échangeur a été fixée à 0,8, tel que recommandé par plusieurs auteurs. **[41-43]**.

Pour un échangeur de chaleur à contre-courant, l'efficacité ε est donnée par ce qui suit : **[77]**

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-C)}}{1 - C e^{-NTU(1-C)}} \quad \text{si } C < 1 \quad (2.19)$$

Avec un nombre d'unité de transfert (NTU) donné par :

$$NTU = \frac{U A}{(\dot{m} C_p)_{min}} \quad (2.20)$$

C : Nombre adimensionnelle de taux de capacité , donné par :

$$C = \frac{(\dot{m} C_p)_{min}}{(\dot{m} C_p)_{max}} \quad (2.21)$$

$(\dot{m} C_p)_{max}$: Débit calorifique du fluide du côté champ de capteurs

$(\dot{m} C_p)_{min}$: Débit calorifique du fluide, du côté de la cuve de stockage, égale à 5000 W/K et inférieur à celui du circuit primaire, et ce pour favoriser l' échange entre les deux circuits du fait du débit important du circuit primaire. **[79]**

En utilisant les équations (1.19) , (1.20) et (1.21), Le résultat conduit à une valeur de $(UA)_e = 13 \text{ kW/K}$ équivalent à $160 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$. Valeur assez proche de la valeur recommandée de $130 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$ citée dans la référence suivante (VDI 6002, 2004).**[43]**

En pratique, un débit entre 0.2 et 0.4 kg/s par m² de capteur est recommandé.

[81]

2.7. DIMENSIONNEMENT DU SYSTEME AUXILLAIRE

Les capteurs solaires ne peuvent à eux seuls satisfaire la totalité des besoins en eau chaude, un système solaire comprend toujours un appoint. Dans la plupart des cas, l'appoint est assuré par une source conventionnelle existante.

La puissance totale de système auxiliaire en absence total du solaire est estimée par : [82]

$$A_{aux} = \frac{\rho_e V_e C_{pe} (T_p - T_r)}{3600} \quad (2.22)$$

Avec :

A_{aux} : Puissance de l'axillaire. (Watts)

T_p : Température de consigne (60 °C) imposé par le processus. (°C)

T_r : Température de l'eau du réseau pour le mois le plus défavorable. (°C)

2.8. SYSTEME DE REGULATION

Le système est à circulation forcée avec une charge journalière importante, (ce qui entraîne des débits assez importants et même des écoulement permanent le long de la journée), muni d'un système de régulation qui commande des électrovannes à 3 voix est installé. Il permet le pilotage de la circulation du fluide dans l'installation. Ces vannes servent à la régulation, à l'arrêt ou de distribution, dans l' installation

Des dispositifs programmables journaliers permettent de gérer facilement et automatiquement les températures dans tout le système (température de sortie du champ solaire, température de stockage, température à la sortie de l'auxiliaire, puisage...etc), pour actionner ces électrovannes afin de fournir de l'eau chaude à la température demandée.

Par contre les vannes mélangeuses sont utilisées dans l'installation juste pour mixer l'eau chaude venant du générateur solaire et l'eau du réseau d'alimentation. Ce mélange permet d'obtenir une température optimale pour le processus.

Ces vannes permettent aussi d'isoler le circuit du capteur solaire du stockage dans le cas où la température est trop basse.

Dans notre cas, une régulation continue a été choisie afin de les protéger et d'éviter les arrêts et les démarrages brusques. Le risque de panne est à gérer d'une manière préventive.

Le diamètre de la tuyauterie est choisi de tel sorte que la vitesse de l'écoulement du fluide sera inférieure à 2 m/s. Le dimensionnement de la tuyauterie est effectué pour que la perte de charges unitaire dans celle-ci ne soit jamais supérieure à 40.00 mm.c.a/m. [81]

2.9. ETAPES DE CALCUL :

L'Algorithme de calcul de la fraction solaire utilisé est comme suit :

- Calcul de l'irradiation solaire globale H , l'irradiation diffuse H_d et de l'indice de clarté K_t .
 - Calcul de l'angle horaire ω_s au lever du soleil,
 - Calcul du coefficient de correction géométrique journalier pour l'éclairement direct.
 - Calcul du coefficient de correction géométrique journalier global.
 - Calcul de l'irradiation incidente sur le plan incliné H_β .
 - Estimation des besoins calorifiques L .
 - Calcul des produits $F_R(\tau\alpha)$ mensuels moyens pour tous types de ciel.
 - Correction des $(\tau\alpha)_e$.
 - Calcul du produit $(\tau\alpha)$ mensuel moyen.
 - Les corrections nécessaires (masse de stockage, régularité).
 - Calcul de la température diurne.
 - Fixer f maximum pour le mois de référence.
 - En déduire la surface de captation A .
 - Calculer f pour tous les mois.
-
- Les données imposées et utilisées dans le programme sont comme suit : La demande est de 3 m³ d'eau chaude à 60 °C avec deux soutirages par jour d'une

capacité de 1.5 m³ chacune (de 10 heures à 11heure et de 13 heures à 14 heure).

- Le stockage est de 4.5 m³.
- Le capteur utilisé est un capteur fabriqué en Algérie, testé par le laboratoire thermique au centre de développement des énergies renouvelables (Merzouk - Kasbadji 1990) et corrigés, ayant les caractéristiques suivantes : surface 1.6 m² de surface, un rendement optique de 0.72 et un coefficient de pertes globales de 7.92/m²K.[83]
- Le débit du fluide caloporteur est de 0.02 kg/s m². [78]
- Efficacité de l'échangeur est fixé à 0.8.
- Le dimensionnement a été choisi avec un taux maximum de satisfaction à 95% pour le mois juillet comme mois de référence, ceci est pour en profiter au maximum du rayonnement solaire et surtout sans mettre l'installation en danger (Problème de surchauffe). La contrainte économique a été aussi prise en considération et même la surface disponible sur la toiture.

Les résultats obtenus après simulation donnent une surface de captation de 80m², avec une configuration de 4 capteurs en séries.

2.10. CONCLUSION

Le présent chapitre a été consacré au dimensionnement des principaux équipements du système essentiellement la surface de captation ainsi que la configuration. La méthodologie a été basée sur la méthode f-chart sous Matalb, pour un taux moyen annuel de satisfaction de 0.95. Les résultats ont montré qu'une surface de 80 m² avec une configuration de 4 capteurs en série est le choix optimum de l'installation.

CHAPITRE 3

CHAPITRE 03

MODELISATION ET SIMULATION

3.1. INTRODUCTION

Jusqu'au début des années 1980, les études thermiques en régime transitoire des capteurs solaires restent, pour l'essentiel, consacrées au seul capteur solaire plan tout en n'abordant le problème, que sous des aspects très particuliers. La présente étude porte sur un champ de capteurs et à l'ensemble du système.

Ce chapitre sera consacré d'abord à la modélisation de tous les paramètres de fonctionnement du système et à l'établissement des équations du système couplé décrivant le fonctionnement du champ en régime transitoire. Elle permettra la prédiction de la réponse du champ à des perturbation du flux d'énergie solaire, de la température ambiante et de la demande.

3.2. ESTIMATION DES PARAMETRES RADIOMETRIQUES ET CLIMATIQUES

3.2.1 ECLAIREMENT SOLAIRE

A défaut de mesures, pour l'estimation du rayonnement solaire, au niveau du site, nous avons utilisé pour la partie dimensionnement le modèle de Perrin de Brichambaut adapté à l'Algérie par M. Capderou [21]. Comme le modèle a été validé sur plusieurs sites algériens [31-32-33-35] il sera utilisé pour ce qui suit. Ainsi, les composantes de l'éclairement solaire seront estimées à l'aide des relations suivantes. [32]

$$I_g = 1080 (\sin h)^{1.22} \quad \text{Pour le global} \quad (3.1)$$

$$I_d = 125 (\sin h)^{0.4} \quad \text{Pour le diffus} \quad (3.2)$$

La composante directe est déduite par différence.

Avec la correction dû à la variation de la distance terre -soleil, il vient, [28]

$$I_g = 1080 \left[1 + 0.033 \cos \left(\frac{360 N_j}{365} \right) \right] \sin(h) \left[\frac{\sin(h)}{0.89^z} \right]^{0.22} \quad (3.3)$$

Avec :

Z : Altitude du lieu (km)

N_j : Numéro du jour dans l'année.

La hauteur du soleil(h), est égale à l'angle formé par la direction du soleil et sa projection sur le plan horizontal, et est donnée par : **[28]**

$$\sin h = \sin \phi \sin \delta + \cos \phi \cos \delta \cos \omega \quad (3.4)$$

Avec :

ϕ : Latitude du lieu. (°)

δ : Déclinaison du soleil. (°)

ω : Angle horaire. (°)

La déclinaison égale à l'angle que fait le plan de l'équateur terrestre avec le plan de l'écliptique. Elle peut être estimée par : **[28]**

$$\delta = 23.45 \sin \left[\frac{360}{365} (284 + N_j) \right] \quad (3.5)$$

L'angle horaire ω est donné par :

$$\omega = (TSV - 12)15 \quad (3.6)$$

Le temps solaire vrai (TSV) en un point du globe, est donné par **[28]**

$$TSV = T_L + E_t + 4(L_{réf} - L_{lieu}) + Dc \quad (3.7)$$

Avec :

T_L : Temps légal. (Heure)

$L_{réf}$: Longitude du méridien de référence (Greenwich pour l'Algérie). (°)

L_{lieu} : Longitude du lieu comptée, positivement à l'ouest et négativement à l'est. (°)

Dc : décalage horaire (En Algérie $D=-1$ toute l'année).

E_t : Equation du temps, que l'on exprime par **[28]**

$$E_t = 9.87 \sin 2\beta - 7.53 \cos \beta - 1.5 \sin \beta \quad (3.8)$$

L'angle horaire au lever (ou coucher) du soleil correspond à $h = 0$. Il sera donné par :

$$\cos \omega_s = -\tan \phi \tan \delta \quad (3.9)$$

La durée du jour, en heures [28], est donc donnée par :

$$D_j = \frac{2}{15} \arccos (-\tan \phi \tan \delta) \quad (3.10)$$

a- Irradiation solaire

En l'absence de mesure, on peut utiliser des expressions de type fraction d'insolation $\bar{\sigma}$, établis pour la région considérée. L'irradiation solaire est donnée comme suit : [28]

$$\frac{H_{gh}}{H_{cc}} = a + b \bar{\sigma} \quad \text{Relation d'Angström.} \quad (3.11)$$

$$\bar{f}_d = \frac{H_{dh}}{H_{cc}} = a_0 + b_0 \bar{\sigma} \quad \text{Relation d'Angström} \quad (3.12)$$

Avec :

H_{dh} : Irradiation solaire terrestre global sur un plan horizontal pour un ciel quelconque. (kWh/m²)

H_{cc} : Irradiation solaire terrestre global sur un plan horizontal pour un ciel claire. (kWh/m²)

H_{dh} : Irradiation solaire terrestre diffus sur un plan horizontal pour un ciel quelconque. (kWh/m²)

$\bar{\sigma}$: Fraction moyenne d'insolation.

$\bar{f}_d$: Fraction diffuse.

a , b , a_0 et b_0 sont des coefficients proposés par le modèle de capderou pour différentes régions de l'Algérie sont comme suit : [21]

$a=0,41$, $b=0,58$, $a_0=0,53$ et $b_0=0,35$.

b- Coefficient de correction géométrique

Pour un plan incliné d'un angle β , le facteur de conversion géométrique pour l'éclairement direct est donné par [28]

$$R_b = \frac{\cos(\theta)}{\sin h} \quad (3.13)$$

Avec θ appelé angle d'incidence correspondant à l'angle formé par la direction du soleil et la normale au plan.

Pour une orientation plein sud, l'expression de l'angle d'incidence s'écrit : [28]

$$\cos\theta = \cos\delta \cos\omega \cos(\phi - \beta) + \sin\delta \sin(\phi - \beta) \quad (3.14)$$

Sin h étant calculé par l'expression (3.4).

Le coefficient de conversion moyen de la journée est donné par :

$$\bar{R}_b = \frac{\cos(\phi - \beta) \cos\delta \sin\omega + \cos\omega \sin(\phi - \beta) \sin\delta}{\cos\phi \cos\delta \sin\omega_s - \omega_s \sin\phi \sin\delta} \quad (3.15)$$

Le coefficient de correction géométrique journalier global pour toutes les composantes de l'éclairement solaire est : [28]

$$\bar{R} = (1 - \bar{f}_d) \bar{R}_b + \bar{f}_d \frac{(1 + \cos\beta)}{2} + \rho \frac{(1 - \cos\beta)}{2} \quad (3.16)$$

c- Energie absorbée

Le produit de transmissivité -absorptivité effectif global moyen corrigé est donné par : [28]

$$\frac{(\tau\alpha)_e}{(\tau\alpha)_n} = \underbrace{\frac{\bar{R}_b}{\bar{R}} (1 - \bar{f}_d) \frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n}}_{\text{Direct}} + \underbrace{\bar{f}_d \frac{(1 + \cos\beta)}{2 \bar{R}} \frac{(\tau\alpha)_{dc}}{(\tau\alpha)_n}}_{\text{diffus du ciel}} + \underbrace{\rho \frac{(1 - \cos\beta)}{2 \bar{R}} \frac{(\tau\alpha)_{ds}}{(\tau\alpha)_n}}_{\text{diffus du sol}} \quad (3.17)$$

Les produits $(\tau\alpha)_e$, θ seront estimés en considérant les angles équivalents suivants

$$\theta = \frac{\pi}{3} \quad \text{Pour le diffus ciel} \quad (3.18)$$

$$\theta = 89.8 - 0.5788 \beta + 0.002693 \beta^2 \quad \text{Pour le diffus sol} \quad (3.19)$$

$$\theta = \arccos [\cos(\phi - \beta)\cos\delta \sin \omega_m + \sin\delta \sin(\phi - \beta)] \quad \text{Pour le direct} \quad (3.20)$$

Avec :

$\omega_m = 37, 5^\circ$ (correspondant à 14h30 TSV).

$(\tau\alpha)_n$: Produit transmission- absorption à une incidence normale au plan.

Concernant l'estimation des composantes de l'éclairement solaire globale et diffus sur les surfaces inclinées dans la partie simulation sous TRNSYS, le modèle utilisé est celui donné par Perez et al fournit par le logiciel Meteonorm 6.0, (Perez et al. 1986) et développé dans le chapitre bibliographique.

L'éclairement solaire global sur une surface inclinée est donné par. : **[24-25]**

$$I_g(\beta) = R_b I_{b-h} + \left[F_1 \frac{\max(0, \cos \theta_i)}{\cos \theta_z} + F_2 \sin \beta + (1 - F_1) \frac{(1 + \cos \beta)}{2} \right] I_{d-h} + \frac{1}{2} I_{g-h} \rho (1 - \cos \beta) \quad (3.21)$$

3.2.2. TEMPERATURE AMBIANTE

Attendu que l'ONM publie la température minimale, maximale et moyenne mensuelle, la variation de la température ambiante sera reconstituée en considérant le modèle rapporté par M. Lazarrain. **[84]** à savoir :

$$\begin{cases} Ta(t) = \frac{T_{Max} + T_{min}}{2} - \frac{T_{Max} - T_{min}}{2} \cos\left(\pi \frac{t_M - t}{t_M - t_L}\right) & t < t_M \\ Ta(t) = \bar{T} + (T_{Max} - \bar{T}) \cos\left(\pi \frac{t - t_M}{t_L + 24 - t_M}\right) & t \geq t_M \end{cases} \quad (3.22)$$

Avec :

T : temps (heure)

T_{Max} : La température ambiante maximale. (°C)

T_{min} : La température ambiante minimale. (°C)

$\bar{T}$: La température ambiante moyenne. (°C)

t_L : Heure du lever du soleil. (Heure)

t_M : temps pour laquelle la température ambiante est max (Heure), il est donné par :

$$t_M = 12 TSV + \frac{Dj}{8} , [84]. \quad (3.23)$$

3.2.3. LA TEMPERATURE DE L'EAU DU RESEAU

La température moyenne de l'eau du réseau du raccordement au réseau public, comme nous avons utilisé un système où la cuve de stockage est installée dans une enceinte de l'entreprise et que la conduite est à plus de 10 mètres en dehors du sol. La majorité de la conduite est exposée en permanence à l'air ambiant ce qui traduit un échange considérable entre la conduite et l'ambiance. Ceci nous permet de supposer que la température du réseau est celle de la température ambiante sont équivalente, [78]

3.3. MODELISATION DU SYSTEME

L'énergie solaire absorbée par un champ de capteurs est transférée au réservoir de stockage via un échangeur de chaleur externe. Lorsque de l'eau chaude est demandée, la chaleur stockée dans le réservoir est fournie à la charge. Si la température du ballon de stockage est inférieure à la température d'eau chaude souhaitée, le chauffage d'appoint, placé en série avec le ballon et la ligne d'alimentation de charge est mise en marche.

L'ensemble du système est représenté en figure 3.1.

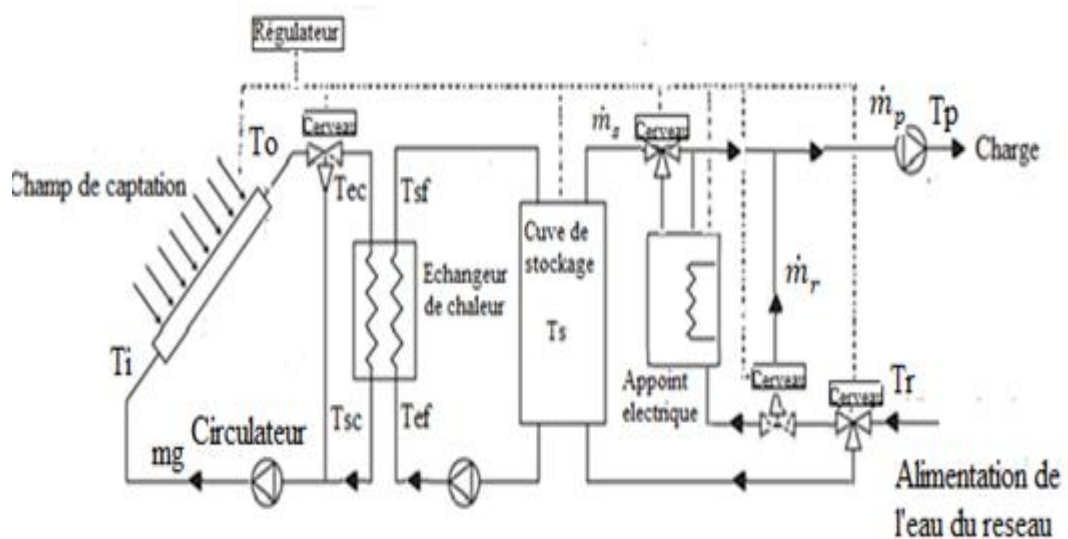


Figure 3.1. Schéma de principe du système.

Le champ solaire est représenté sur la figure 3.2 conformément au résultat du dimensionnement.

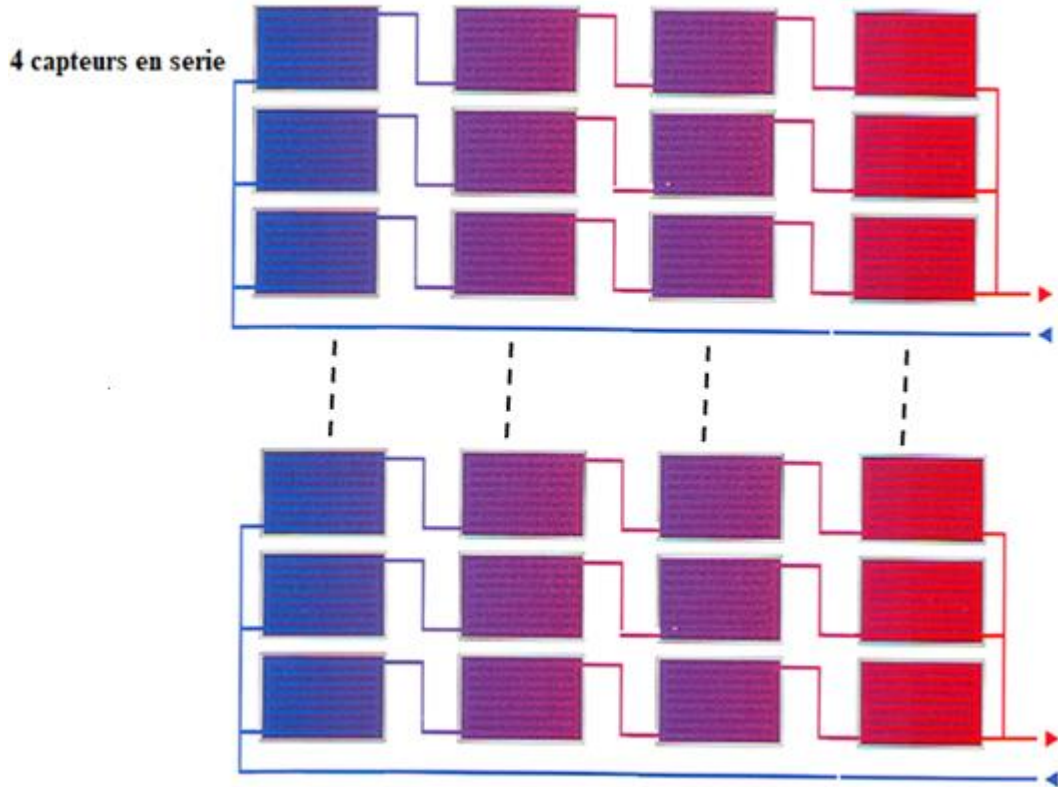


Figure 3.2. Représentation du champ solaire.

À tout instant, le bilan énergétique du champ solaire peut être décrit comme suit :

$$\sum_i \left(\rho_i C_i V_i \right) \frac{dT_{ic}}{dt} + \rho_f V_f C_f \frac{dT_f}{dt} = F_R' (\tau \alpha) A_c I_g - F_R' U_g (T_o - T_a) - q_u \quad (3.24)$$

ρ_i : Masse volumique des composants i. (kg/m³)

C_i : Chaleur spécifique des composants i. (kJ/Kg K)

V_i : Volume des composants i. (Litre)

T_{ic} : Température moyenne des composants i. (°C)

ρ_f : Masse volumique du fluide.(kg/m³)

C_f : Chaleur spécifique du fluide.(kJ/Kg K)

V_f : Volume du fluide.(Litre)

T_f : Température moyenne du fluide dans le champ.(°C)

A_c : La surface d'un capteur (m²).

$F_R(\tau\alpha)$: Rendement optique du capteur corrigé.

$F_R U_g$ Le coefficient des pertes globales du capteur corrigé.

I_g Eclairement solaire sur la surface inclinée (W/m²).

T_i : Température d'entrée du capteur (°C) ;

T_a : La température ambiante (°C).

$\dot{q}_u$: Energie solaire fournie par le champ.(W)

La température moyenne du fluide est donnée par :

$$T_f = \frac{T_i + T_o}{2} \quad (3.25)$$

L'énergie solaire fournie par le champ est donnée par :

$$\dot{q}_u = \dot{m}_c C_p (T_o - T_i) \quad (3.26)$$

Les paramètres du collecteur $F_R'(\tau\alpha)$ et $F_R'U$ sont corrigés pour tenir compte des différences entre le débit d'eau utilisé dans les conditions d'essai et celui utilisé dans les applications (Duffie et Beckman, 1991) et du nombre de capteurs en séries.

Les tests du capteur sont généralement effectués par temps clair à une incidence proche de la normale $F_R(\tau\alpha)$ doit être corrigée pour une incidence solaire non normale par le facteur $K_{\tau\alpha}$

Pour les capteurs plans, $K_{\tau\alpha}$ [ISO 9606, EN 12975-2 ou ASHRAE (2003)], on montre que , **[83]** :

$$K_{\tau\alpha} = \frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos\theta} - 1 \right) \quad (3.27)$$

Pour notre cas nous avons pris un $K_{\tau\alpha}$ ainsi que le coefficient b_0 sur un capteur solaire plan qui a été testé expérimentalement sur un banc d'essai en boucle fermé

selon la norme Ashrae (M. Merzouk et al 1989), les résultats sont présentés comme suit , [83] :

$$K_{\tau\alpha} = 1 - 0.2 \left(\frac{1}{\cos\theta} - 1 \right) \quad (3.28)$$

Les capteurs sont souvent utilisés en combinaison avec un échangeur de chaleur entre le capteur et le stockage permettant l'utilisation de solutions antigel dans la boucle du capteur. Un circuit commun de ce type est illustré à la figure 3.3.

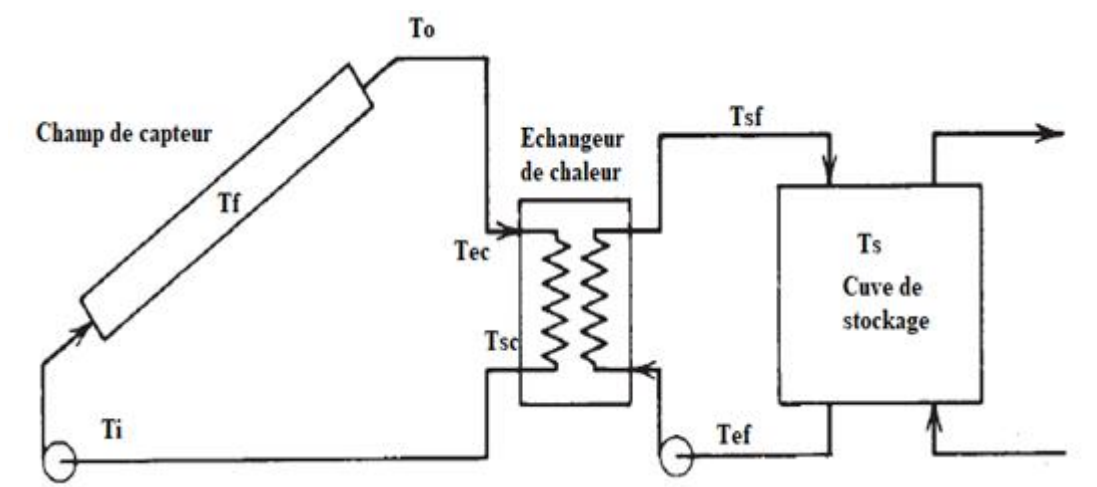


Figure 3.3. Schéma du système avec un échangeur de chaleur.

Dans ce développement, l'équation du collecteur et l'équation de l'échangeur de chaleur sont combinées en une seule expression qui a la même forme que l'équation du collecteur seule. (La combinaison d'un capteur et d'un échangeur de chaleur fonctionne exactement comme un capteur seul mais avec une valeur de F_R' corrigé).

On suppose que les conduites sont bien isolées alors on peut approximer les différentes températures à :

$$\begin{cases} T_o = T_{ec} \\ T_i = T_{sc} \end{cases} \quad (3.29)$$

On suppose aussi que l'échangeur est isolé thermiquement, il vient [79] :

$$\begin{cases} \dot{q}_u = \dot{m} C_p (T_o - T_i); \\ \dot{q}_u = \dot{m}_s C_{ps} (T_{sf} - T_{ef}) \end{cases} \quad (3.30)$$

Avec

$\dot{m}_c$: Débit d'eau global circulant dans le champ. (kg/s)

C_p : Chaleur spécifique du fluide circulant dans le champ. (kJ/kg K)

T_{ec} : Température d'entrée du flux chaud de l'échangeur (champ). (°C)

T_{sc} : Température de sortie flux chaud de l'échangeur (champ). (°C)

$\dot{m}_s$: Débit d'eau global côté cuve de stockage. (kg/s)

C_{ps} : Chaleur spécifique de l'eau circulant dans la cuve de stockage. (kJ/kg K)

T_{sf} : Température de sortie du flux froid de l'échangeur. (°C)

T_{ef} : Température d'entrée du flux froid de l'échangeur. (°C)

L'efficacité de l'échangeur est donnée par :

$$\varepsilon = \frac{T_o - T_i}{T_o - T_{ef}} \quad (3.31)$$

En combinant les équations 3.30 et 3.31, Le flux récupéré par l'échangeur est donné par (Kays et London, 1964) par **[85]** :

$$q_{ec} = \varepsilon (\dot{m} C_p)_{min} (T_o - T_{ef}) \quad (3.32)$$

Où $(\dot{m} C_p)_{min}$ est le plus petit des débits calorifiques du fluide côté collecteur, T_o est la température à la sortie du champ des capteurs et T_{ef} est la température de l'eau à l'entrée de l'échangeur thermique (très proche de la température au fond du réservoir) **[86]**.

Pour un échangeur de chaleur à contre-courant, la configuration courante, l'efficacité ε est donnée par l'équation : **[86]**

$$q_u = F_R'' (\tau \alpha) A_c I_g - F_R'' U_g (T_o - T_a) \quad (3.33)$$

Où F_R'' est un facteur corrigé qui tient compte de la présence de l'échangeur de chaleur est donné [86] :

$$\frac{F_R''}{F_R'} = \left[1 + \left(\frac{A_c F_R' U_g}{\dot{m} C_p} \right) \left(\frac{\dot{m} C_p}{\varepsilon (\dot{m}_c C_p)_{min}} - 1 \right) \right]^{-1} \quad (3.34)$$

À tout instant, le bilan énergétique d'un réservoir de stockage d'une eau bien mélangé peut être décrit comme [86] :

$$\sum_i \left(\rho_{is} C_{is} V_{is} \right) \frac{dT_{is}}{dt} + \rho_e V_e C_p \frac{dT_s}{dt} = q_u - q_p - q_s \quad (3.35)$$

Où :

ρ_{is} : Masse volumique des composants de la cuve de stockage. (kg/m³)

C_{is} : Chaleur spécifique des composants de la cuve de stockage. (J/kg K)

V_{is} : Volume des composants de la cuve de stockage. (kg/m³)

T_i : Température des composants de la cuve de stockage. (°C)

ρ_e : Masse volumique de l'eau. (kg/m³)

C_p : Chaleur spécifique de l'eau. (J/kg K)

V_e : Volume de l'eau dans la cuve. (kg/m³)

T_s : Température moyenne de l'eau de stockage. (°C)

q_u : Puissance solaire fournie par le champ. (W)

q_s : Puissance perdue par le soutirage. (W)

q_p : Puissance solaire échangée par la cuve avec l'environnement. (W)

On pose :

$$M_e = \rho_e V_e \text{ et } M_{is} = \rho_{is} V_{is} \quad (3.36)$$

Donc l'équation (3.35) devient :

$$\sum_i \left(M_{is} C_{is} \frac{dT_{is}}{dt} \right) + M_e C_p \frac{dT_s}{dt} = q_u - q_p - q_s \quad (3.37)$$

L'énergie solaire q_u fournie par le champ est donné par [86] :

$$\dot{q}_u = \dot{m} C_p (T_o - T_i) \quad (3.38)$$

Les pertes du réservoir de stockage vers l'air ambiant peuvent être exprimées comme [86] :

$$\dot{q}_p = U_s A_s (T_s - T_a) \quad (3.39)$$

Où

U_s Le coefficient de perte de chaleur de la cuve de stockage. (W/m² .°C)

A_s La surface de la cuve de stockage. (m²)

Par conséquent, l'énergie évacuée par soutirage du réservoir peut être estimée comme [87] :

$$\dot{q}_s = \dot{m}_s C_p (T_s - T_r) \quad (3.40)$$

Avec :

$\dot{m}_s$: Débit massique soutiré. (kg/s)

T_r : Température de l'eau du réseau. (°C).

On remplace les expressions de $\dot{q}_p$, $\dot{q}_s$ et $\dot{q}_d$ dans l'équation et on obtient :

$$\sum_i \left(\rho_{is} C_{is} V_{is} \frac{dT_{is}}{dt} \right) + M_e C_p \frac{dT_s}{dt} = [F_R' (\tau \alpha) A_c I_g - F_R' U_g (T_i - T_a)] - U_s A_s (T_s - T_a) - \dot{m}_s C_p (T_s - T_r) \quad (3.41)$$

Pour satisfaire la température et le débit d'eau chaude souhaités, le débit de décharge du ballon de stockage est mélangé avec de l'eau d'appoint. En considérant le bilan massique et énergétique à la jonction de mélange, le débit soutiré du réservoir est déterminé comme :[87]

$$\dot{m}_s = \begin{cases} \dot{m}_p \left(\frac{T_p - T_r}{T_s - T_r} \right) & \text{si } T_s > T_p \\ \dot{m}_p & \text{si } T_s \leq T_p \end{cases} \quad (3.42)$$

Où

$\dot{m}_s$: Débit massique soutiré. (kg/s)

$\dot{m}_p$: Débit massique souhaitée. (kg/s)

$\dot{m}_r$: Débit massique provenant du réseau d'alimentation. (kg/s)

T_s : Température de l'eau de stockage. (°C)

T_p : Température d'eau chaude de processus. (°C).

T_r : Température de l'eau du réseau d'alimentation. (°C)

. Si la température du réservoir de stockage est inférieure à la température d'eau chaude souhaitée T_l , l'eau évacuée du réservoir est chauffée par un chauffage auxiliaire.

L'énergie de chauffage auxiliaire peut être calculée comme suit : **[87]**

$$\dot{q}_{aux} = \begin{cases} 0 & \text{si } T_s > T_p \\ \dot{m}_p C_{p-e} (T_p - T_s) & \text{si } T_s \leq T_p \end{cases} \quad (3.43)$$

Dans cette partie, une méthode d'optimisation est développée pour concevoir un système de chauffage d'eau solaire (SWH) pour des applications à basse température (inférieures à 100 °C) telles qu'un système d'eau chaude résidentiel. Ainsi, si la température du réservoir de stockage est supérieure à la température maximale admissible ($T_{s,max}$), le surplus de chaleur sera évacué pour éviter la surchauffe du ballon de stockage. Le débit et la chaleur rejetés $\dot{m}_d$ peut être calculé comme suit **[87]** :

$$\dot{m}_d = \begin{cases} \rho_e V_s \frac{(T_s - T_{s,max})}{(T_s - T_m)} & \text{si } T_s > T_{s,max} \\ 0 & \text{si } T_s \leq T_{s,max} \end{cases} \quad (3.44)$$

$$\dot{q}_d = \begin{cases} \dot{m}_d C_{p,e} (T_s - T_{s,max}) & \text{si } T_s > T_{s,max} \\ 0 & \text{si } T_s \leq T_{s,max} \end{cases} \quad (3.45)$$

Où :

$\dot{m}_d$: Débit massique de l'eau évacuée du réservoir de stockage. (kg/s)

$\dot{q}_d$: Energie évacuée d'un réservoir de stockage. (J)

On regroupe les expressions des bilans thermiques du système (le champ, l'échangeur et de la cuve de stockage), et on obtient le système d'équations suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_i \left(M_i C_i \right) \frac{dT_i}{dt} + \rho_f V_f C_f \frac{dT_f}{dt} = [F_R'(\tau\alpha) A_c I_g - F_R' U_g (T_o - T_a)] - \dot{m} C_p (T_o - T_i) \\ \frac{F_R''}{F_R'} = \left[1 + \left(\frac{A_c F_R' U_g}{\dot{m} C_p} \right) \left(\frac{\dot{m} C_p}{\varepsilon (\dot{m} C_p)_{min}} - 1 \right) \right]^{-1} \\ \sum_i \left(M_{is} C_{is} \right) \frac{dT_{is}}{dt} + M_e C_p \frac{dT_s}{dt} = [F_R''(\tau\alpha) A_c I_g - F_R'' U_g (T_i - T_a)] - U_s A_s (T_s - T_a) - \dot{m}_s C_p (T_s - T_r) \end{array} \right. \quad (3.46)$$

En appliquant quelques approximations sur les températures, telles que :

$$T_i = T_f + 1 \text{ (Hypothèse de Proctor 1982)}$$

$$T_f = \frac{T_o + T_i}{2}$$

$$T_{is} = T_s - 1 \text{ (Hypothèse de Proctor 1982)}$$

Le gain du champ des capteurs, les pertes du stockage et l'énergie à la charge peuvent être déterminés pour n'importe quelle période de temps souhaitée par l'intégration des quantités de débit appropriées, une fois les paramètres du collecteur, la taille du stockage et le coefficient de perte, l'amplitude de la charge et les données météorologiques spécifiés, les différentes températures peuvent être calculée en fonction du temps.

Des solutions analytiques utiles à long terme ne sont pas possibles en raison de la dépendance temporelle et du couplage entre les équations. La résolution est faite par le logiciel TRNSYS connu pour la résolution des systèmes d'équations en régime transitoire.

3.4. SIMULATION DU SYSTEME

3.4.1. PRESENTATION DU LOGICIEL DE SIMULATION

Le code de TRNSYS est un environnement de simulation, l'acronyme « TRaNsient SYstems Simulation », disponible dans le commerce depuis 1975. Il est largement répandu et utilisable dans le domaine des applications énergétiques. Les composants de TRNSYS sont des modèles (sous-programmes écrits) en Fortran, sous le nom de 'TYPE', chaque type représente un système étudié (par exemple capteur

solaire, échangeur de chaleur, etc). Il a initialement été conçu pour résoudre les problèmes des systèmes énergétiques complexes par segmentation du problème en une série de petits composants.

Dans Simulation Studio, l'utilisateur spécifie les modules qui constituent le système et la manière dont ils sont interconnectés. Le solveur résout le système des équations algébriques et différentielles qui représentent le système en entier. TRNSYS possède une librairie qui inclut d'autres modules pour les systèmes thermiques, les systèmes de chauffage, ventilation et climatisation...etc.

Le logiciel Météonorm permet de disposer pour TRNSYS, des données climatiques fiables chaque heure et durant une année.

3.4.2. PRESENTATION DE LA ZONE D'ETUDE

L'entreprise Sarl Laboref est située dans la commune de Cheraga (Région d'Alger) en Algérie, située dans la proche banlieue à environ 18 km à l'Ouest d'Alger comme le montre la figure 3.4, dont la Longitude : 2.92°Est, Latitude : 36.76°Nord et une altitude de 170 m. Elle se situe dans la partie nord centrale du pays, dans la zone géographique du Littoral marin (Zone A de la classification climatique Algérienne), [88].



Figure 3.4. Situation géographique de la zone d'étude .

3.4.3. PRESENTATION DU MODELE DE L'INSTALLATION ETUDIE

En Figure 3.5, est représenté le modèle du système sous le logiciel tout en respectant la configuration déterminée initialement.

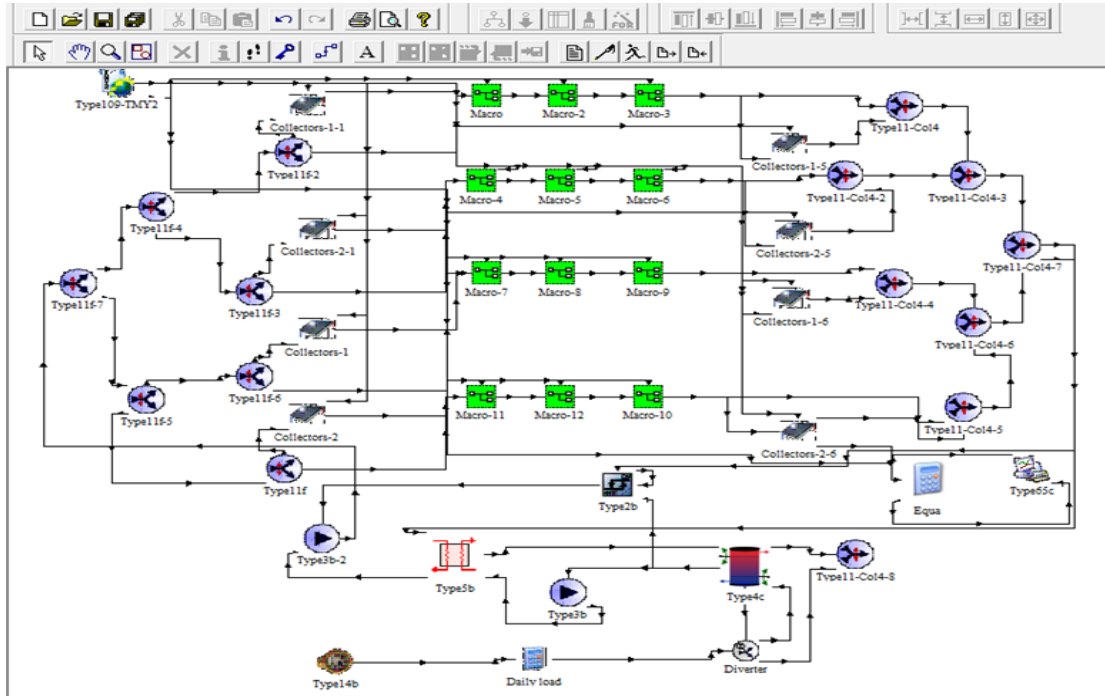


Figure 3.5. Le système sous interface TRNSYS.

La présentation des composants essentiels de l'installation sur l'interface de TRNSYS est :

- Le champ de captation en respectant le dimensionnement initial des capteurs avec les raccordements en série et en parallèle.
- Une cuve du stockage (type 4c) d'une capacité de 4000 litres avec un appoint intégré.
- Un échangeur de chaleur externe (type 5b).
- Une régulation différentielle (type 2b).
- Des diffuseurs de (type 11f) et des mixeurs de (type 11) qui assurant le raccordement des capteurs en parallèle.
- Des macros pour simplifie la complexité du schéma.
- Les pompes de circulation (type 3b).
- Le fichier météo (type 109) a été utilisé pour la zone étudié (base de données de METEONORM).

- Afficheur des résultats numérique et graphique le (type 65c).
- Le profil de puisage type 14b.

3.4.4. HYPOTHESES UTILISEES POUR LA SIMULATION :

Les données de conception utilisées dans la simulation sont présentées dans le tableau 3.1.

Tableau 3.1. Principaux paramètres utilisés dans la simulation. [78]

Paramètres	Valeurs	Unité
Fichier météo	Alger (Algérie)	(-)
Surface d'ouverture du	1.6	(m ²)
Type du capteur	Plan vitré	(-)
Rendement optique	0.72	(-)
Coefficients des pertes	7.92	(W/m ² K)
Débit massique du capteur	0.02	(kg/s m ²)
Azimut	0	(Degré)
Angle inclination	36	(Degré)
Demande	3	(m ³)
Température du processus	60	(°C)
Efficacité de l'échangeur	0.8	(-)

3.5. CONCLUSION

Dans ce chapitre, on a présenté les modèles mathématiques de tous les paramètres de fonctionnement du système et l'établissement des équations du système couplé, décrivant le fonctionnement du système en régime transitoire. Ce système est résolu par le logiciel TRNSYS ce qui nous permettra de prédire les performances thermiques du système en fonction des paramètres météorologiques.

CHAPITRE 4

CHAPITRE 04

RESULTATS ET DISCUSSION

4.1. INTRODUCTION

Après avoir dimensionné et simulé le système, nous sommes intéressés dans ce chapitre aux résultats de la simulation de l'installation afin de connaître les performances, le rendement et le choix optimale des paramètres. La rentabilité de l'installation est traitée en fin de chapitre.

4.2. VALIDATION DU MODELE DE L'ECLAIREMENT SOLAIRE

Les irradiances solaires mesurées sur le site, au cours d'une année type [32], sont mis en évidence sur la figure 4.1. Les données mesurées sont issues de la station météorologique d'Alger **CDER** [32], tandis que les résultats prédits sont obtenus à partir de la base de données du logiciel Meteonorm [89].

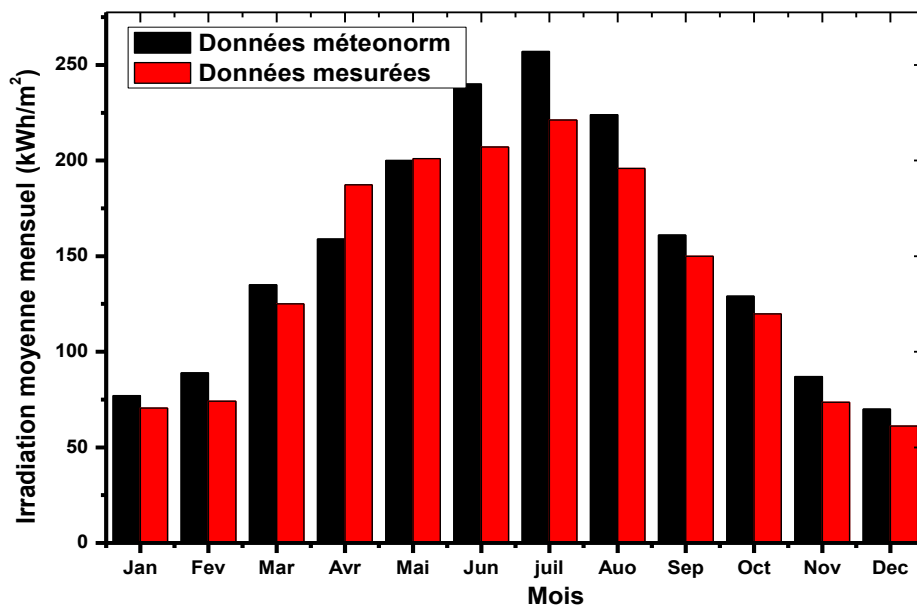


Figure 4.1. Irradiations solaires moyennes mensuelles prédites et mesurées.

On observe un bon accord entre les résultats prédits et mesurés. Le modèle a montré une bonne précision pour la prédiction des irradiances solaires pour ce site, ce

qui permet de prédire, avec une précision suffisante, la quantité d'eau chaude produite par le système solaire considéré.

On peut remarquer aussi sur la figure 4.1 que les irradiances solaires sont élevées en été, ou elles atteignent les 250 kWh/m² en juillet.

Les températures ambiantes mesurées et estimées, sont représentées en figure 3.4. Les données mesurées sont issues de la station météorologique d'Alger [32] tandis que les résultats prédits sont obtenus à partir de la base de données du logiciel Meteonorm, [89].

On observe sur la figure 4.2 un bon accord entre les résultats prédits et mesurés. La température ambiante moyenne du site est de 20°C. Cette comparaison a permis encore une fois de valider les données du logiciel Meteonorm, ce qui nous permet donc utilisation pour la présente étude.

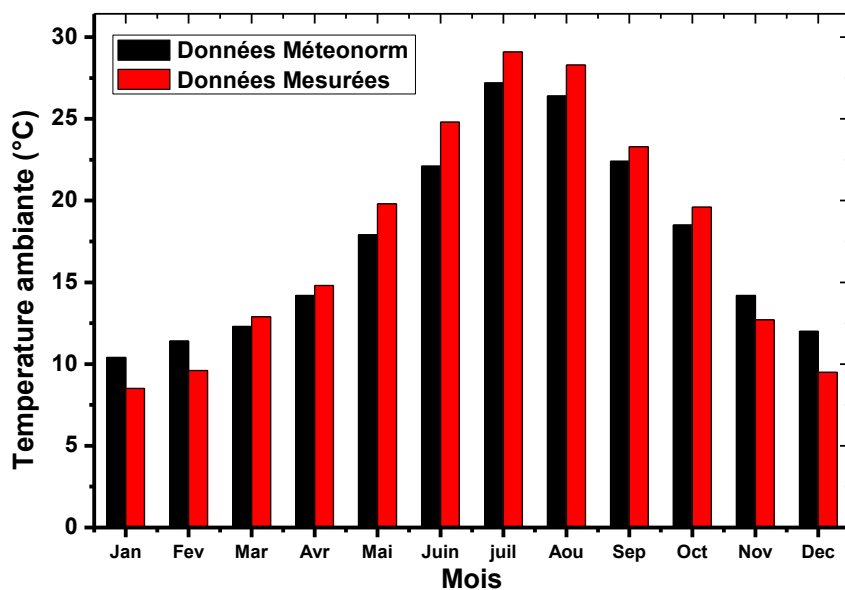


Figure 4.2. Températures ambiantes moyennes mensuelles prédites et mesurées.

4.3. DETERMINATION DE LA SURFACE ET DE LA CONFIGURATION DU CHAMP

Les capteurs thermiques du champ solaire peuvent être connectés soit en série, en parallèle ou en combinaison. Les performances des capteurs dépendent de leurs positions, du débit et des températures du système.

En effet, plus le nombre de capteurs en série est élevé, plus la température de sortie d'eau est élevée. Le nombre et la disposition des capteurs solaires sont optimisés en fonction des besoins en termes de température et de capacité de

production d'eau chaude, en tenant compte bien sûr des contraintes géométriques (surface du toit) et financières (coûts d'investissement et de fonctionnement).

Une fois que les paramètres du capteur, la taille du stockage, le coefficient de perte, l'ampleur de la charge et les données météorologiques spécifiés, le système peut être alors dimensionné.

Le dimensionnement du système a été effectué à partir du calcul sous environnement MATLAB et en utilisant la méthode F-chart pour une journée représentative du mois d'Aout (où le potentiel est le plus élevé) et pour une fraction solaire maximale. Le choix de cette journée permet d'éviter un sous dimensionnement en hiver et une surcharge en été qui peut endommager l'installation.

Le résultat optimal obtenu est un champ de captation d'une surface égale à 80 m² dont la disposition est de 4 capteurs en série.

Afin de confirmer ces résultats, nous avons déterminé la température du réservoir de stockage en fonction du temps pour la journée la plus défavorable (journée type de décembre).

La température du réservoir de stockage en fonction de la configuration est représentée en figure 4.3.

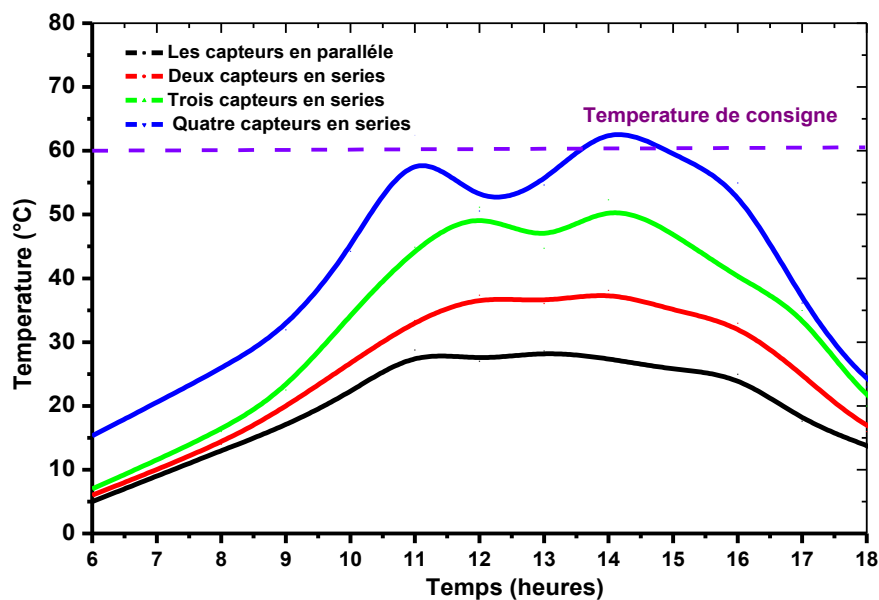


Figure 4.3. Variation de la température de stockage en fonction de la configuration.

On observe que seule la configuration avec quatre capteurs en série est capable d'atteindre la température de fonctionnement du procédé industriel. On note

que lorsque le nombre de capteurs en série augmente, la température de sortie de l'eau augmente ce qui entraîne une augmentation des pertes de chaleur. Ce qui conforte le dimensionnement initialement déterminé. Il n'est donc pas utile d'augmenter le nombre de capteur en série afin d'éviter de grandes pertes thermiques par convection et rayonnement vers l'ambiance qui entraîneraient la baisse du rendement thermique et l'augmentation des pertes. Ce résultat a été d'ailleurs retrouvé dans les travaux de M. Nunez et al (2014) [90]. Ce qui confirme que le choix de 4 capteurs solaires plans par ligne est la configuration optimale.

4.4. BESOINS ENERGETIQUES DU SYSTEME

Compte tenu des variations de la température de l'eau du réseau et des contraintes et rythmes de production industrielle, les besoins mensuels de production d'eau chaude ainsi que les irradiances solaires correspondantes sont représentés sur la figure 4.4.

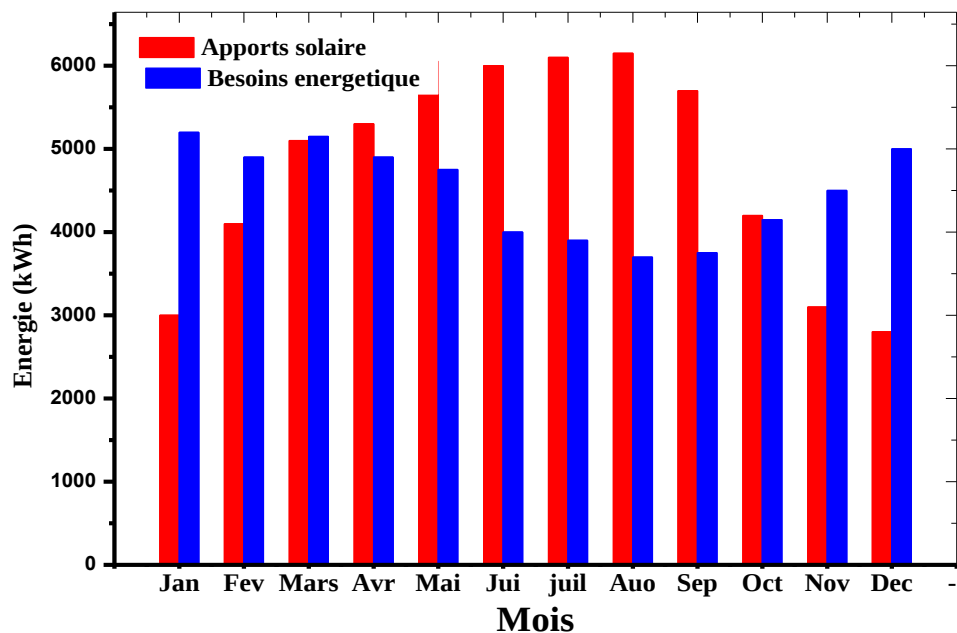


Figure 4.4. Apports solaires et besoins mensuels.

Cette figure illustre à la fois l'irradiation solaire globale mensuelle disponible au lieu d'installation du système ainsi que les besoins mensuels. On constate que, malheureusement, les besoins maximaux correspondent aux périodes où la disponibilité de l'énergie solaire est minimale car la production mensuelle solaire est

élevée en été. Elle atteint jusqu'à 6000 kWh en été alors qu'en hiver elle est d'environ 2500 kWh. L'énergie solaire pourrait suffire à fournir la quantité d'eau chaude requise pendant l'été. En hiver, le taux de couverture solaire est forcément plus faible qu'en été. Il est donc nécessaire de bien dimensionner l'installation pour assurer le meilleur compromis énergie/économie.

4.5. RENDEMENT DU CHAMP

Le rendement global du champ durant l'année, défini par le rapport de l'énergie utile du champ sur l'irradiation solaire reçue sur le champ est représenté en figure 4.5.

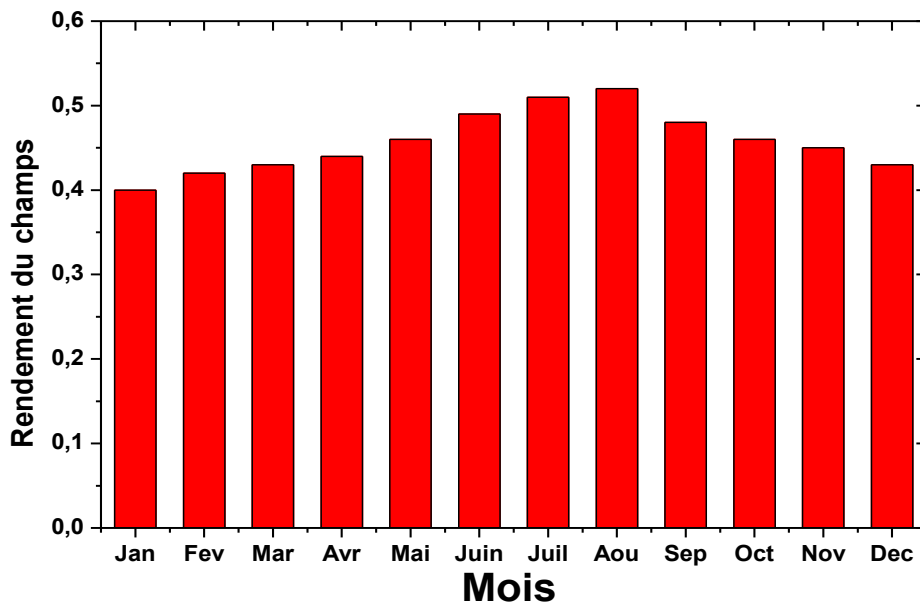


Figure 4.5. Rendement global du champ le long de l'année.

Le rendement mensuel présenté sur la figure varie entre 40 % et 55 %. Ceci est dû essentiellement à la conception et les caractéristiques du capteur telle que le coefficient de pertes thermiques qui est relativement important ($F_R U_g = 7,92 \text{ W/m}^2 \text{ K}$). On remarque une certaine stabilité relative du rendement du champ de captation sur toute l'année, sauf en été. Cela est dû au fait que durant les mois d'été, la température est plus élevée et par conséquent les pertes d'énergie sont plus importantes.

4.6. TEMPERATURE DE STOCKAGE

La figure 4.6 représente de la température de stockage moyenne pour chaque saison.

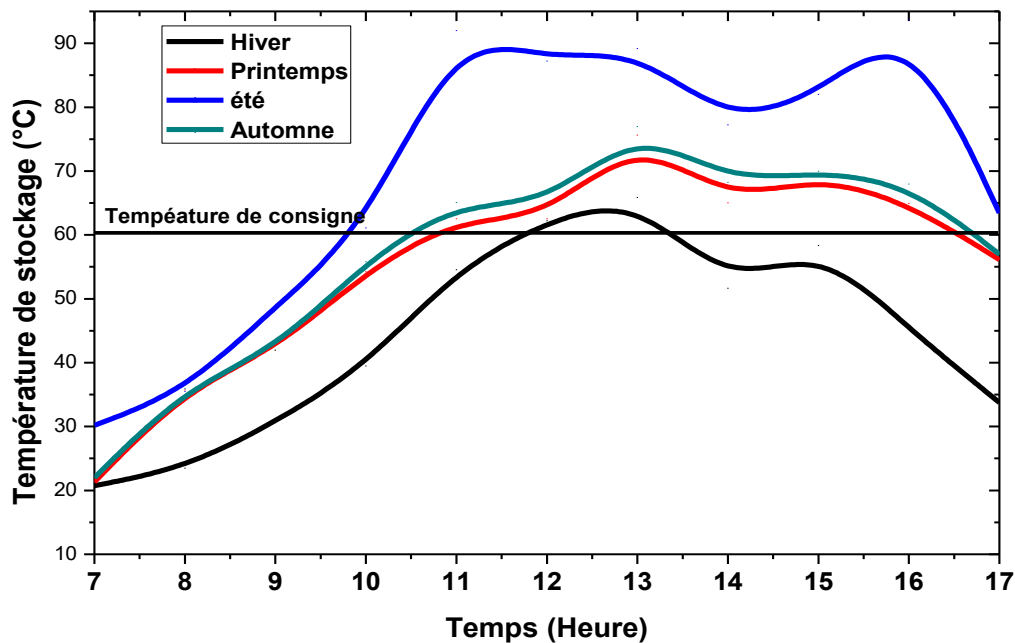


Figure 4.6. Evolution de température de stockage.

On observe que durant l'année, la température de stockage est capable d'atteindre des températures intéressantes. On observe aussi que la surchauffe en été a été évitée grâce au bon dimensionnement. Par contre en hiver, on remarque que la température maximale est atteinte seulement autour de midi TSV, ce qui nécessite l'intervention du système d'appoint pendant la journée. Par ailleurs, en été, les besoins sont presque totalement satisfaits par le solaire. Concernant l'automne et le printemps l'intervention du système d'appoint se fait essentiellement juste la matinée. Les fluctuations constatées sur la figure correspondent aux moments des puisages.

4.7. FRACTION SOLAIRE

La figure 4.7 représente la variation de la fraction solaire mensuelle du système solaire. Elle atteint un maximum de 90 % en été, avec une fraction solaire annuelle moyenne d'environ 65 %. Les travaux menés par Pahlavan et al (2018) [75], portant sur l'étude d'un système de chauffage solaire de l'eau installé sur 37 régions d'Algérie, indique que la fraction solaire annuelle est estimée à 60 %, résultat proche de celui

obtenu dans la présente étude. De même le travail réalisé par S.Bahria et al(2016) affiche une fraction moyenne de 70 % [91].

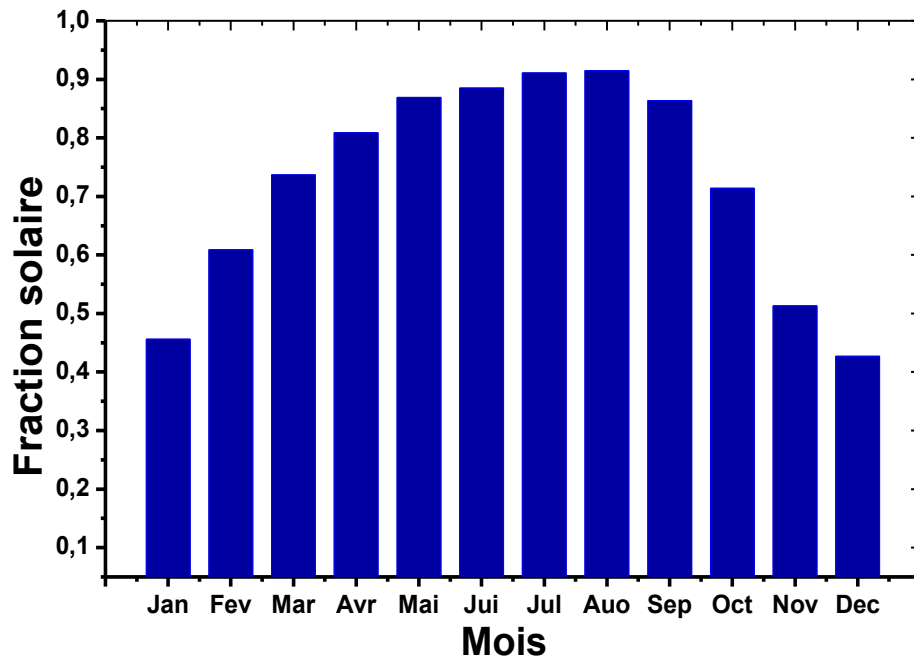


Figure 4.7. Variation de la fraction solaire annuelle.

La figure 4.8 représente la variation des apports solaires et les énergies auxiliaires mensuelles du système.

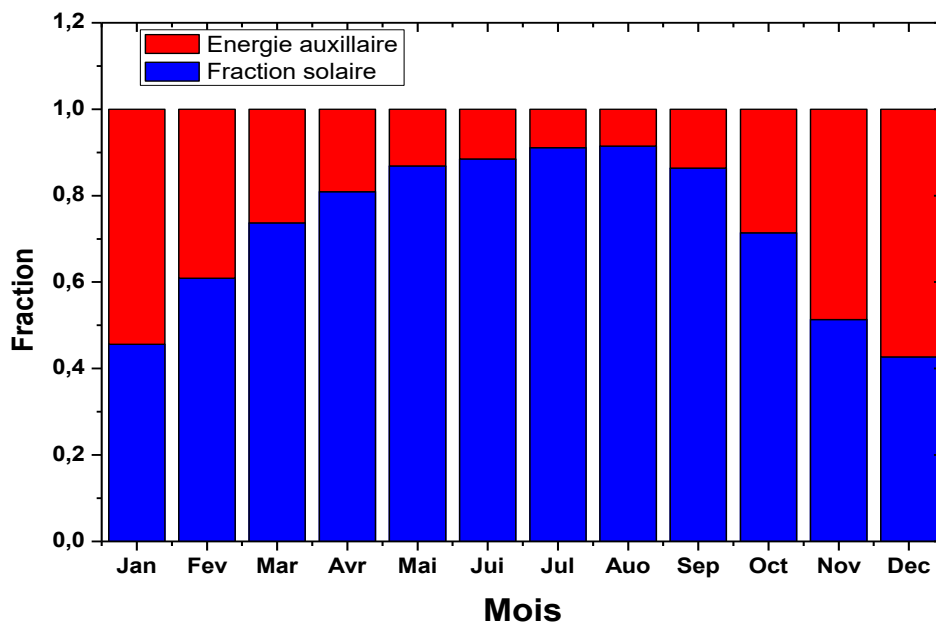


Figure 4.8. Variation des apports solaires et axillaires.

La figure montre que l'énergie électrique auxiliaire (Q_{Aux}) consommé au cours de l'année représente environ 35 % de l'énergie totale. Le taux maximum d'énergie extrait est atteint en hiver (presque 50 %). Pendant les mois chauds de l'année, les taux d'énergie extraite est au minimum.

4.8. FRACTION SOLAIRE EN FONCTION DE LA SURFACE DE CAPTATION

Sur la figure 4.9, est représenté la variation de la fraction solaire du mois d'été en fonction de la surface.

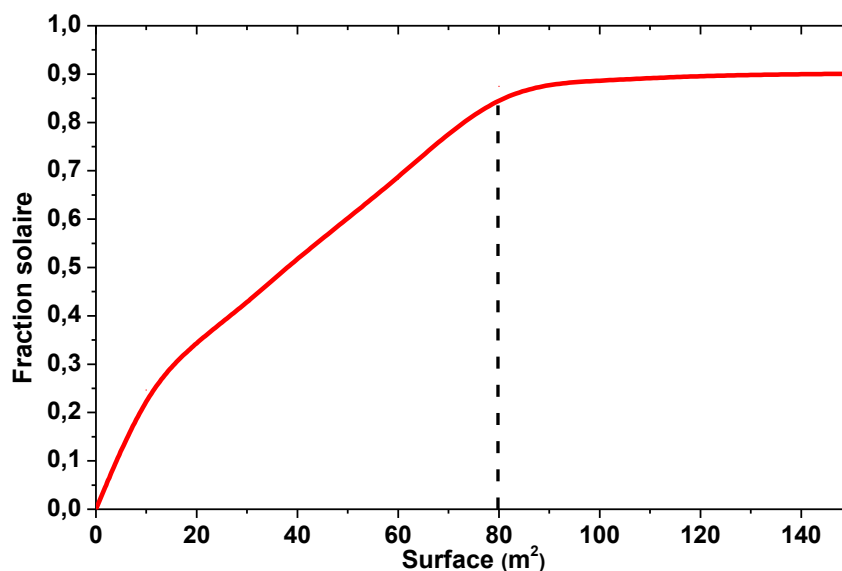


Figure 4.9. Fraction solaire en fonction de la surface de captation.

On remarque que la fraction solaire augmente avec l'augmentation de la surface, ceci est dû essentiellement au choix judicieux du dimensionnement du système (c'est-à-dire une surface de 80 m² capteurs composée de 4 capteurs en série). On remarque aussi sur la figure que les premiers kWh sont les plus faciles à produire, contrairement pour les grandes surfaces > 80 m², ce qui conforte l'étude et le dimensionnement du champ de capteurs solaire plan.

4.9. ETUDE PARAMETRIQUE

4.9.1. Effet du débit de circulation sur les performances du système

La figure 4.10 porte sur la variation de l'énergie stockée dans le ballon de stockage en fonction du débit massique d'eau pour la configuration considérée.

Le débit massique d'eau a été varié entre $0,01 \text{ kg/s m}^2$ et $0,03 \text{ kg/s m}^2$, ce qui correspond aux débits recommandés pour les installations de chauffage solaire pour une journée type de l'été (Duffie Beckman et al 2013), [86],.

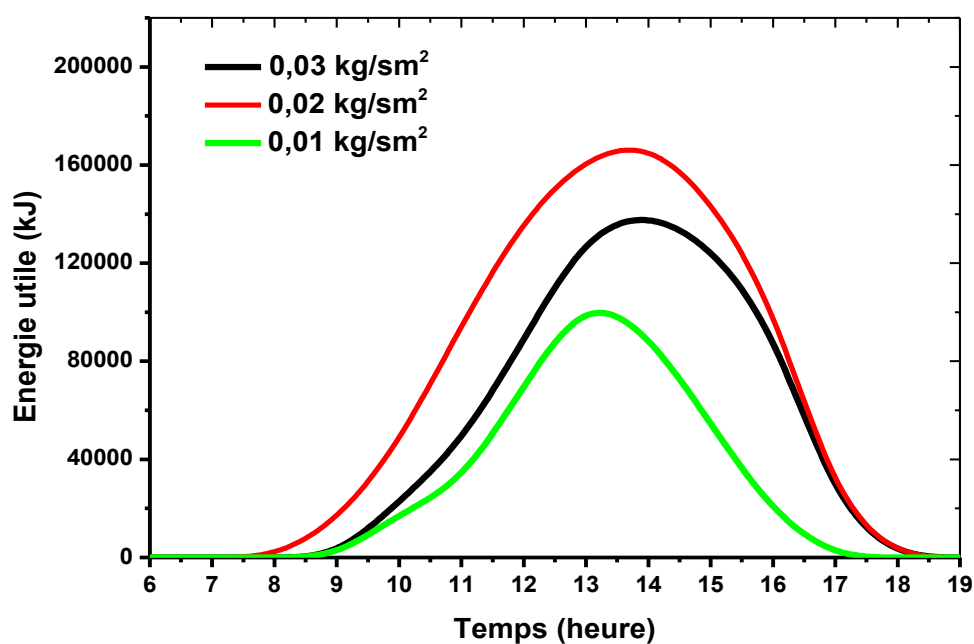


Figure 4.10. Effet du débit massique sur le gain d'énergie.

On observe que l'énergie utile est optimum lorsque le débit massique est de $0,02 \text{ kg/s m}^2$. Cette valeur correspond à celle recommandée par les normes ISO 9806 et EN 12975-2 [92-93]. Débit adopté pour la présente étude.

On remarque aussi que le débit massique augmente progressivement avec le flux de chaleur pour atteindre son maximum en milieu de journée puis décroît avec la chute du soleil. L'efficacité du capteur montre une relation proportionnelle avec le débit massique. Ces résultats sont en accord avec celles de Mandal and Ghosh, (2020) [94] et Yassen et al (2019), [95].

4.9.2. Effet du puisage sur les performances du système

Un profil de charge utilisé comme entrée pour le modèle de la boucle d'eau de brassage est celui adopté et fourni par l'utilisateur. Pour mettre en évidence l'effet de la charge d'eau sur l'efficacité de l'installation trois cas ont été considérés comme le montre la figure 4.11.a, 4.11.b et 4.11.c:

- Cas 1 : La charge seulement le matin,
- Cas 2 : La charge seulement l'après-midi
- Cas 3 : La charge est partagée entre le matin et l'après-midi.

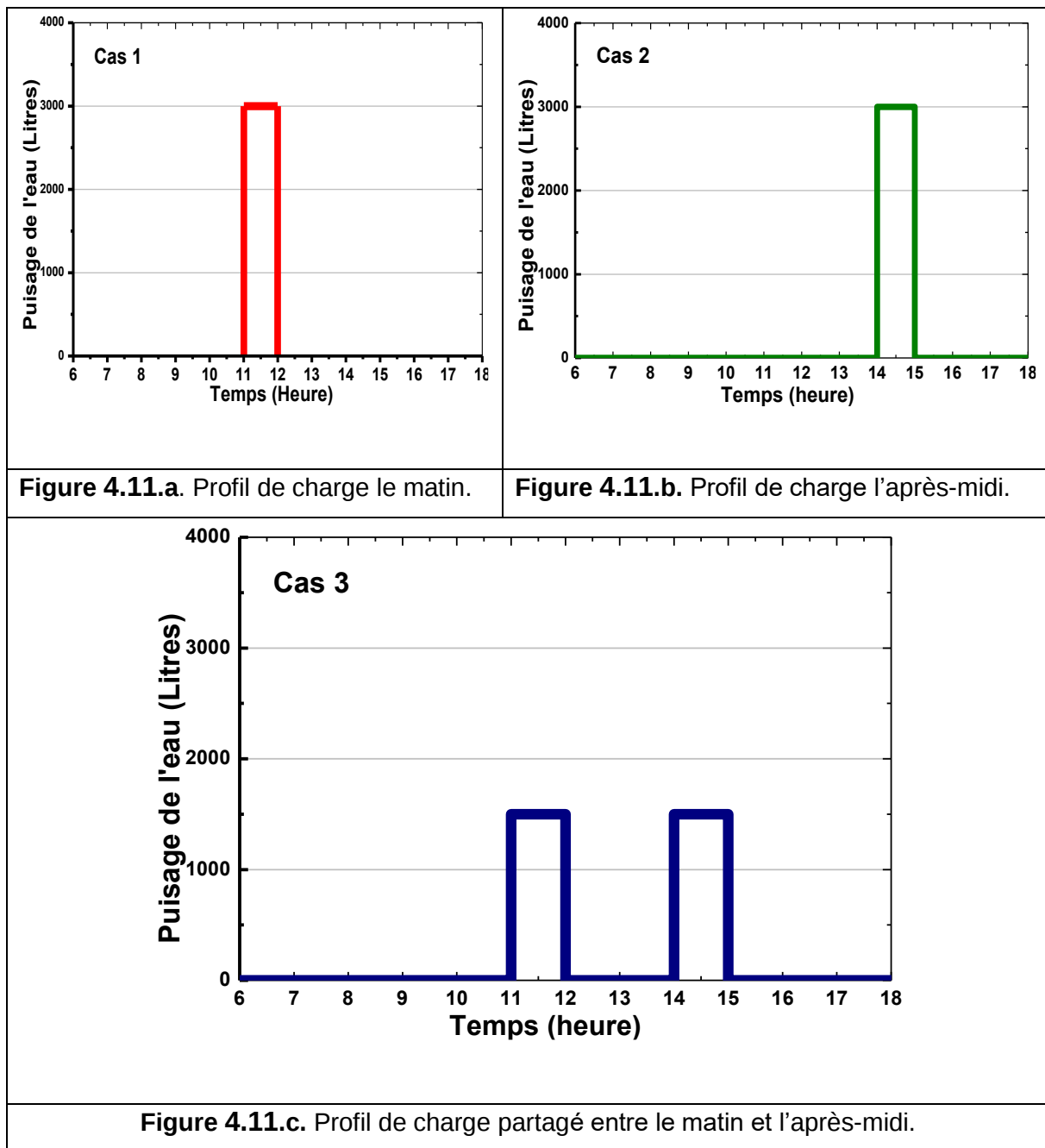


Figure 4.11. Profil de charge

La figure 4.12, représente l'effet du moment de puisage sur les performances de l'installation. On voit que le rendement du cas avec une charge d'eau l'après-midi (cas 2) est supérieur à celui du matin (cas 1). En effet, pour ce derniers, le ballon de stockage est moins chargé d'eau chaude solaire ce qui entraine une en eau froide et entraine ainsi des pertes de chaleur importantes.

On note aussi que la charge d'eau le matin ou le soir a un effet significatif sur les performances de l'installation. Ainsi pour être en phase avec la variation de l'ensoleillement, les meilleurs moments de tirage sont opérés l'après-midi ou en fin de journée.

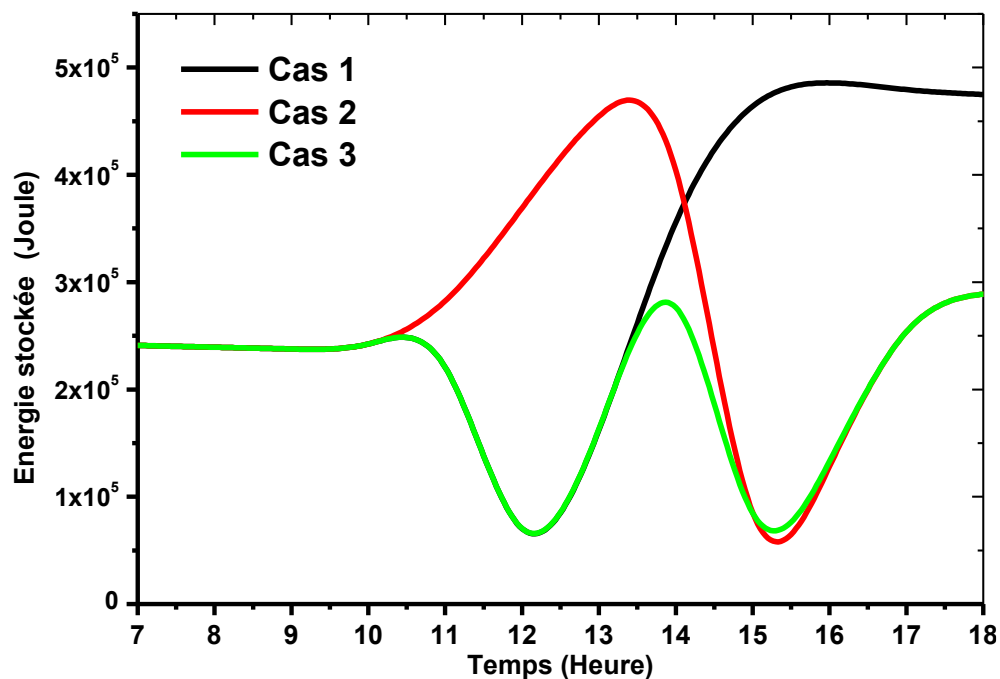


Figure. 4.12. Effet du moment de puisage de l'eau sur les performances.

On peut également analyser à partir de la figure 4.12, l'effet du nombre de puisages d'eau sur les performances de l'installation, lorsque le rendement du cas à une charge d'eau (cas 1 et 2) est supérieur à celui à deux (cas 3), soit presque le double. En effet, le ballon de stockage est rechargé en eau froide, ce qui induit également des pertes de chaleur importantes.

Par ailleurs le nombre de puisage au cours de la journée influe fortement sur les performances de l'installation. Cela signifie que les processus qui fonctionnent pendant plusieurs jours de la semaine ne sont pas rentable à moins que la charge totale ne soit plus élevée.

Nous pouvons donc conclure que le profil de puisage devrait être un facteur d'influence très important qui influe d'une manière significative sur la performance d'un processus solaire. Les travaux de Schmitt et al (2012) aboutissent au même résultat et montrent également que le profil est le facteur d'influence le plus important sur la performance d'un système de chaleur à procédé solaire. [96]

4.9.3. Effet de l'inclinaison et l'orientation sur les performances du système

Etant donné que Alger est situé à une latitude d'environ 36° environ, les capteurs solaires ont été inclinés à cette latitude, tel que recommandé par la littérature.

A ce titre, les performances des capteurs solaires orientés sud et inclinés selon pour trois inclinaisons différentes, 26° , 36° et 46° (relatives aux différentes saisons de l'année) ont été étudiées. Les résultats portés la figure 4.13 que pour une journée type du printemps le capteur incliné à latitude du lieu présente les performances les plus élevées. .

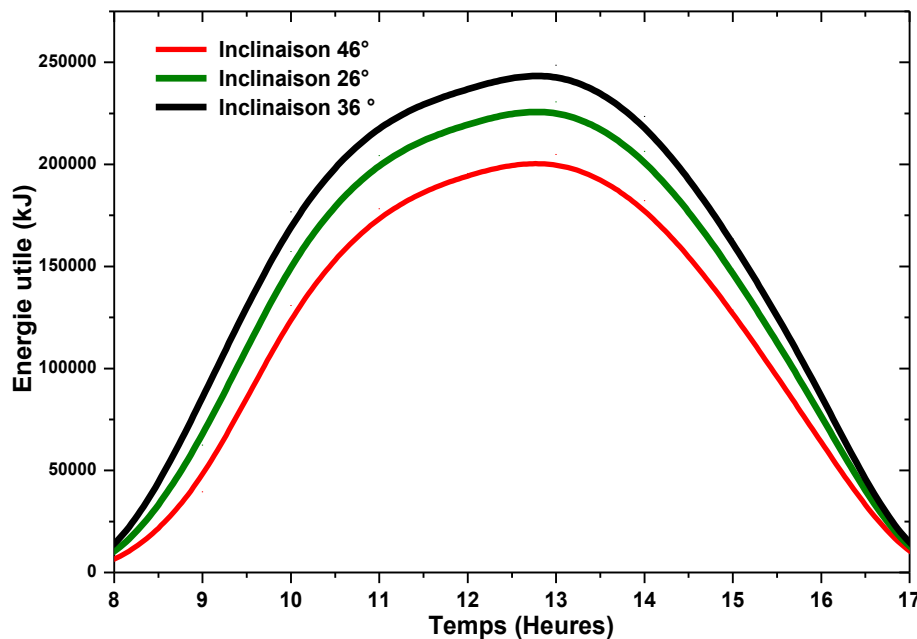


Figure 4.13. Effet de la variation de l'inclinaison du capteur.

Ce qui n'est pas le cas pour une inclinaison égale à 26° et 46° . Un résultat similaire a été déduit par Baki et al (2021) qui a étudié le même paramètre sur 3 régions en Algérie [97]. En effet, durant la période des équinoxes le soleil perpendiculaire à la surface des capteurs.

Orienter le capteur vers le sud (azimut $=0^\circ$) est une bonne option, comme le montre la figure 4.14.

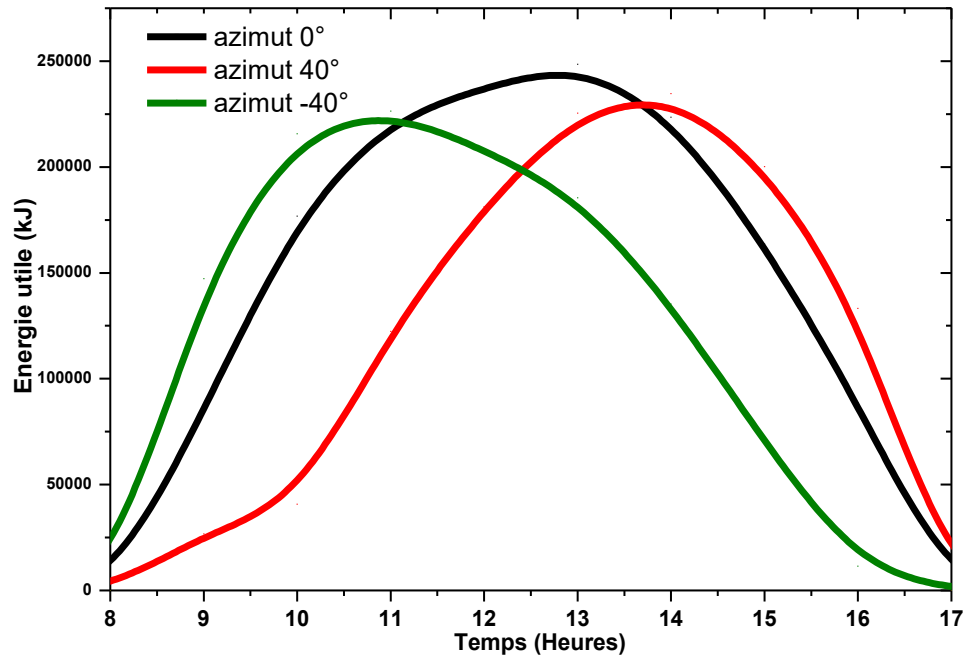


Figure 4.14. Effet de la variation de l'orientation du capteur.

Lorsque le capteur est orienté vers le sud, l'énergie utile augmente d'environ 10% par rapport aux deux autres orientations. Il a été observé que des performances plus élevées peuvent être atteintes lorsque le capteur est orienté vers l'azimut sud et incliné d'un angle égal à la latitude.

Pour conserver de meilleures performances durant l'année, il est fortement recommandé d'orienter le capteur vers le sud avec une inclinaison appropriée à chaque saison pour les pays de l'hémisphère nord. Évidemment, l'orientation devient plus importante pour les systèmes sans accumulateur de chaleur.

4.9.4. Effet de la zone sur les performances du système

L'effet du site sur la performance du processus ont été également analysé. La figure 4.15, illustre l'énergie utile pour trois sites différents en Algérie. Ces sites sont sélectionnés en fonction des zones climatiques définies par le bureau climatologique algérien TRC3-2 [88]. Le premier site est Alger, situé dans la zone climatique (A).

Bechar est situé dans la zone climatique (B), tandis que Tamanrasset se trouve dans la zone climatique (C).

Les 3 sites sont présentés dans le tableau 4.1.

Tableau 4.1 : Présentation des zones d'études. [89].

Site	Zone	Latitude (°)	Longitude (°)	Gh (KWh/m ² .an)	$\bar{T}_a$ (°C)
Alger	A	36,8	2,9	2125	21,1
Bechar	B	31,57	-2,24	2260	22,9
Tamanrasset	C	22,92	5,54	2285	21,4

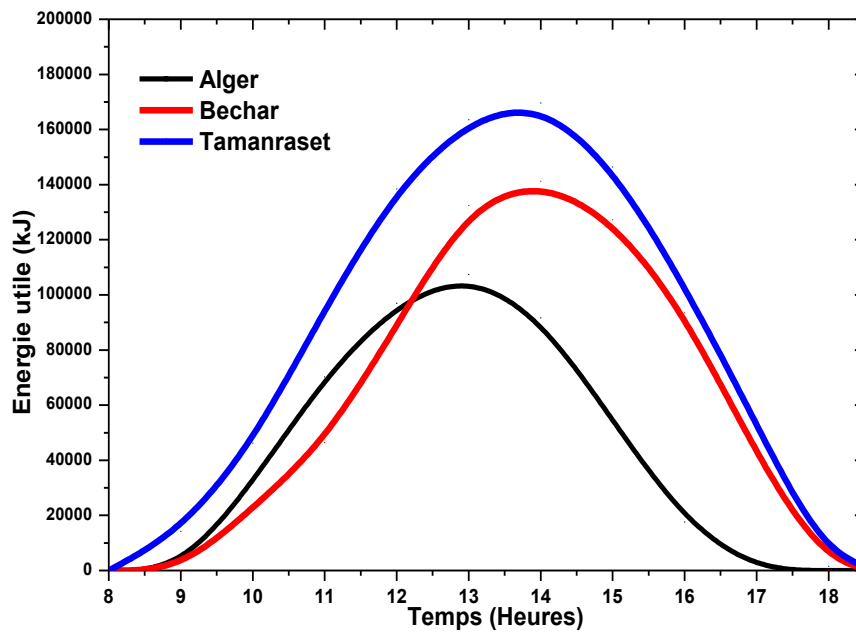


Figure 4.15. Performances du processus sur trois sites différents.

On remarque que plus le potentiel solaire est élevé, plus le gain d'énergie utile est important. Comme la région de Tamanrasset a un indice de clarté le plus élevé égal à 0,7 [34], ce qui le place au premier rang. Même résultat retrouvé dans le travail de Pahlavanet al (2018).

Ces résultats ont mis en évidence l'importance de l'évaluation des ressources solaires et choix de la région avant l'implantation de tout projet d'énergie thermique solaire.

4.9.5. Effet de la technologie des capteurs les performances du système

En figure 4.16 est représenté l'effet de la technologie des capteurs sur les performances du système. On voit clairement que les capteurs sous vides fournissent une énergie utile plus intéressante que les capteurs solaires plans surtout pour des températures assez élevées ($> 60\text{ }^{\circ}\text{C}$) et pour des périodes défavorables. Par contre les capteurs plans sont plus intéressants pour des températures ($< 60\text{ }^{\circ}\text{C}$). Ce qui justifie le choix du type de capteur utilisé dans ce travail.

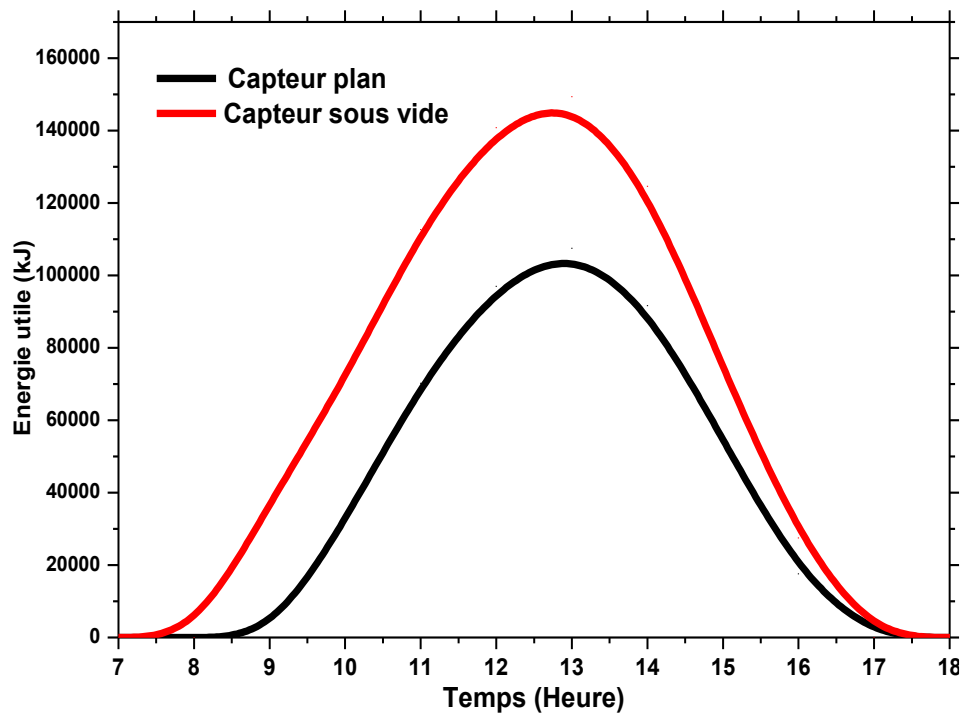


Figure 4.16. Performances en fonction de la technologie des capteurs.

4.10. ETUDE ECONOMIQUE

4.10.1. Méthode de calcul

Le coût de l'énergie actualisé (LCOE) est l'indicateur clé pour évaluer la compétitivité du processus solaire thermique proposé. En effet, le LCOE représente le revenu moyen par unité d'énergie générée qui serait nécessaire pour récupérer les coûts de construction et d'exploitation du processus thermo-solaire au cours d'un cycle de vie financier présumé.

Pour calculer le LCOE, la méthode proposée par l'Agence internationale de l'énergie (AIE) est utilisée. [98], il est donné par :

$$LCOE = \frac{C_{rf} \cdot K_{inv} + K_{O,M} + K_{\text{électricité}}}{E_{net}} \quad (4.1)$$

$$C_{rf} = \frac{K_d(1+K_d)^n}{(1+K_d)^n - 1} + K_{insurance} \quad (4.2)$$

Où :

- LCOE est le coût actualisé de l'énergie.
- C_{rf} : Le facteur de récupération du capital.
- K_{inv} : L'investissement total de l'usine.
- $K_{O,M}$: Les coûts annuels de fonctionnement et d'entretien,
- $K_{\text{électricité}}$: Les coûts annuels d'électricité (7DA / kWh).
- E_{net} : L'énergie thermique net annuel.
- K_d : Le taux d'intérêt réel de la dette = 8%.
- n : La période d'amortissement en années = 25 ans.
- $K_{insurance}$: Le taux d'assurance annuel = 1%.

Comme illustré dans l'expression (4.1), les coûts du processus thermo-solaire peuvent comprendre trois ensembles différents : les coûts d'investissement, les coûts d'exploitation et d'entretien et les coûts d'électricité.

Le facteur multipliant l'investissement initial est appelé facteur de récupération du capital (C_{rf}). Il convertit une valeur actuelle en un flux de paiements annuels égaux sur une période spécifiée (dans ce cas, 25 ans), à un taux d'actualisation spécifié (dans ce cas, 8%).

Après la phase de conception, le système est étudié du point de vue économique. En effet, les différents coûts des composantes du projet sont estimés.

Le tableau 4.2 illustre les coûts de chaque composant du procédé thermo-solaire.

Tableau 4.2 : Coûts de chaque partie du processus industriel. [78]

Composants	Coût unitaire (DA)	Nombre	Cout total (DA)
Coûts d'Investissement			
Capteurs	83000	50	4150000
Tuyauterie	3800	200	760000
Vanes d'arrêt	2500	29	72500
Soupapes de sécurité	2000	12	24000
Manomètre	4500	5	22500
Purgeur	3500	30	105000
Clapet anti retour	4000	10	40000
Cuve de stockage	220000	2	440000
Pompe	50000	2	100000
Electrovanne et cerveau	30000	5	150000
Vase expansion	7500	1	7500
Echangeur de chaleur	150000	1	150000
Système de Régulation	75000	1	75000
Opération et couts de maintenance			
Capteurs	1000	50	50000
Cuve de stockage	20000	2	40000
Tuyauterie	12000	-	12000

Comme illustré dans le tableau 4.3, trois cas ont été considérés :

- **Cas 1** : Système solaire sans soutien (sans subvention)
- **Cas 2** : Système solaire avec soutien (avec subvention). Le programme du gouvernement algérien sur les énergies renouvelables offre 45% du coût total des capteurs solaires (Programme ALSOL -APRUE 2022).
- **Cas 3** : Système conventionnel. Le système de chauffage est alimenté par l'énergie électrique du réseau (système existant)

Au tableau 4.3 sont donnés les coûts totaux des processus de chauffage de l'eau.

Tableau 4.3. Coûts totaux des processus de chauffage de l'eau

Cas	K _{invest} (DA)	K _{O&M} (DA)	Besoins en électricité (kWh)	Energie produite (KWh)	LEC (DA/kWh)	LCOE (Euro/kWh)
Cas 1	6096500	102000	50160	32604	14.65	0.108
Cas 2	3353075	102000	50160	32604	9.07	0.067
Cas 3	1500000	60000	50160	50160	8.24	0.061

L'énergie nette annuelle produite est calculée en tenant compte de l'énergie consommée par l'entreprise par le système existant, c'est-à-dire une température de process de 60 °C et une moyenne journalière d'eau chaude de 3000 litres. Les procédés solaires (Cas 1 et 2) sont censés assurer 65% des besoins énergétiques (résultat trouvé dans la figure 4.7 qui correspond à la fraction solaire annuelle moyenne de 65%), ce qui se traduit par une demande annuelle d'électricité de 32,604 MWh.

Le tableau 4.3 montre le LCOE réel sur le marché algérien pour un prix de l'électricité de 8.24 DA/kWh, ce qui équivaut à 0,061 €/kWh. Cette dernière valeur est nettement inférieure aux marchés internationaux. Par exemple, le prix de l'électricité en Allemagne est environ cinq fois plus cher qu'en Algérie, ce qui équivaut à 0,27€/kWh. Dans le scénario actuel, le LCOE du procédé solaire thermique est de 0,108 €/kWh (14,65 DA), mais son prix avec soutien de l'état est de 0,067 €/kWh (9,071 DA), légèrement supérieur à celui basé sur le chauffage électrique (procédés à base d'énergies fossiles).

La figure 4.17 montre la variation du LCOE pour trois cas (Cas 1, 2, 3) en fonction des prix de l'électricité. Une fourchette de 0,048 € (7 DA) à 0,27 €/kWh (40 DA) est intentionnellement envisagée. La première valeur est le prix moyen sur le marché algérien tandis que la seconde est le prix sur le marché allemand.

Comme on peut le voir, la filière solaire avec accompagnement devient compétitive face à la filière de chauffage à base fossile au prix de l'électricité de 0,061€/kWh (9,88 DA); un prix correspond aux marchés américain et canadien.

Dans le cas d'une filière solaire sans soutien de l'Etat, le prix de l'électricité devrait monter à environ 0,12€/kWh (17DA) pour assurer la compétitivité. Ce prix correspond au marché français de l'électricité en 2015.

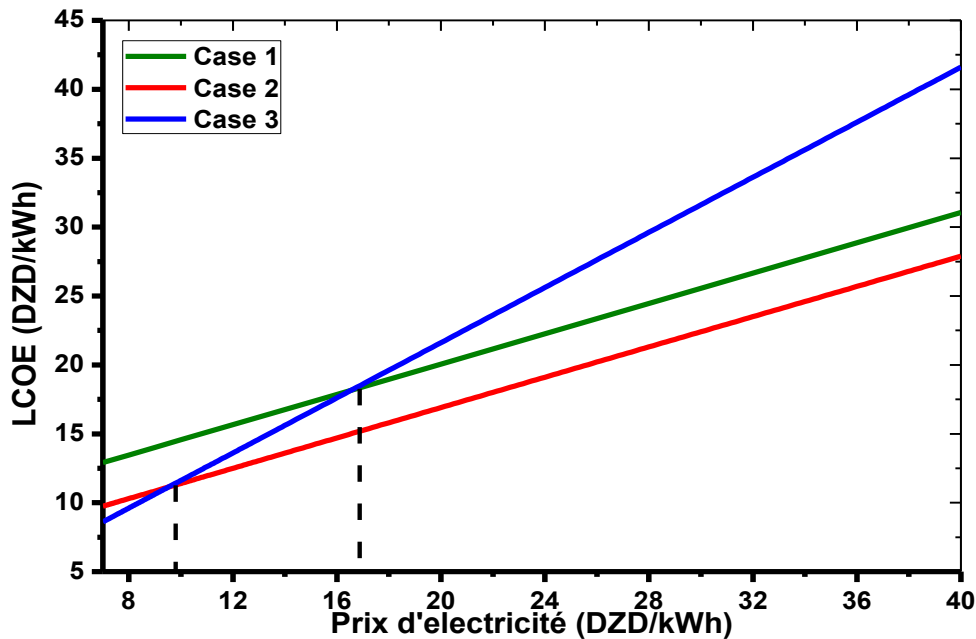


Figure 4.17. Variation du LCOE en fonction du prix de l'électricité.

Cependant, les coûts énergétiques résultants (LCOE) obtenus pour la chaleur solaire sont de 0,12 €/kWh (17.75 DA). Ces résultats sont applicables à tous les pays ayant des conditions météorologiques et économiques similaires à ces régions. Cette différence du LCOE réside principalement dans le prix de l'énergie conventionnelle en Algérie qui est subventionnée (prix moyen = 7 DA /kWh) ce qui rend son prix un peu bas par rapport aux autres cas et le prix de l'investissement initiale des systèmes solaires qui reste toujours très élevé.

4.10.2. Comparaison des résultats économiques

Pour vérifier et justifier les résultats obtenus, ces derniers ont été analysés et comparés aux résultats d'autres systèmes de chauffage de processus similaires, comme indiqué dans le tableau 4.4, avec la même technologie de capteur utilisé (capteur plan), débit et température de consigne de chauffage de l'eau ($T_e = 60\text{ °C}$). Par conséquent, les fractions solaires des systèmes obtenus sont relativement similaires. S. Bahria et al (2016) [91] ont étudié les performances d'un système de chauffage solaire dans différents climats de l'Algérie. La fraction solaire pour l'eau chaude est de 80 %. S.Kalogirous et al (2003) [99] ont étudié un procédé industriel solaire thermique à Chypre. La fraction solaire du système était de 75 %. S. Kalogirous et al (2019) [100], ont trouvé pour le même système, un LCOE de 0,2 Euro/kWh. Même chose pour le travail présenté par Strum et al (2015) [101] pour le cas d'une usine de

taille moyenne basée à Pékin, le résultat a également donné la fraction 14 % et un LCOE 0,18 Euro/kWh, ce qui confirme également la validation de nos résultats.

Tableau 4.4. Validation des résultats de l'étude technico-économique

Cas	Potentiel solaire (kWh/m ²)	Type de capteurs	Débit massique (Kg/sm ²)	Tc (°C)	Fraction solaire	LCOE (€/kWh)
Etude de notre cas	1651	(FPC)	0.02	60	0.8	0.1
Bahria et al 2016	1800	(FPC)	0.02	60	0.8	-
Kalogirou (2003, 2019)	1727	(FPC)	0.015	60	0.75	0.2
Sturm et al. (2015)	1400	(FPC)	-	60	0.14	0.18

4.10.3. Impact environnemental

Les installations solaires de production d'eau chaude permettent d'éviter une quantité importante d'émissions des gaz à effets de serres ou polluants et de déchets. Pour cela nous nous sommes intéressés à dresser un bilan environnemental en termes de CO₂ et les gaz évités par de telles installations.

On présente dans le tableau 4.5 la quantité des gaz réduit à partir d'un système solaire.

Tableau 4.5 : Quantités des gaz évitées par l'installation [102]

	Émission de gaz (g/kWh) par énergie électrique	Quantité de CO ₂ réduite par L'installation (kg/an)
CO ₂	89	3807
Nox	0.476	20

La quantité d'émission à effet de serre évitée annuellement pour une telle installation solaire est environ de 3807 kg de CO₂ et 20 kg de NO_x qui sont les gaz les plus toxiques ; ce qui contribue aussi à la rentabilité de telle installations.

4.11. CONCLUSION

Dans ce chapitre, une analyse de performance des systèmes de chauffage d'eau solaire a été réalisée par simulation numérique dans les conditions thermiques des zones climatiques algériennes. L'étude de simulation réalisée sous TRNSYS a permis de visualiser les performances thermiques d'une installation solaire pour la production d'eau chaude. Les résultats ont montré une fraction solaire moyenne annuel de l'ordre de 65 %, un résultat très intéressant, tout en évitant tous les risques de surchauffe en été ou un sous dimensionnement en hiver. Une étude paramétrique a complété ce travail afin d'optimiser les différents paramètres de fonctionnement du système.

En fin une étude technico économique a montré qu'un prix de 17.75 DA kWh de l'électricité est nécessaire pour assurer la compétitivité.

CONCLUSION

GENERALE

CONCLUSION GENERALE

Le présent travail porte sur l'étude de faisabilité d'une installation de chauffage d'eau de grande capacité destinée à répondre aux besoins d'eau chaude d'une industrie agroalimentaire installée à Alger. Cette installation est soumise à une charge constante et est soumise à paramètres météorologiques et radiométriques aléatoires.

Le travail réalisé a pour but essentiel d'évaluer le potentiel des systèmes solaires pour le chauffage d'eau à usage industriel à réduire l'utilisation de l'énergie électrique et du gaz tout en assurant les avantages environnementaux en matière d'émission des gaz à effet de serre .

Après avoir cité les différents travaux réalisés sur les installations et les systèmes de chauffage d'eau à usage industriel fonctionnant à l'énergie solaire, des modèles mathématiques destinés à étudier, dimensionner et optimiser de tels systèmes ont été présentés.

Ces modèles ont été appliqués pour la conception, le dimensionnement et la détermination des performances énergétiques des systèmes solaires thermiques pour l'industrie agro-alimentaire en Algérie. La méthode utilisée pour le dimensionnement est basée sur la méthode F-chart du modèle HWB, améliorée par l'introduction d'un facteur de correction à chaque angle d'incidence modifié du capteur plan, ce qui était l'une des originalités de ce travail.

Cette valeur a été testée expérimentalement et calculée selon la norme Ashrae, en utilisant des données réelles sur la consommation d'énergie et d'eau pour déterminer les performances réelles du processus solaire.

En respectant les besoins, la température du procédé et la surface disponible sur le toit de l'entreprise, le dimensionnement du champ solaire de captation déterminé est une configuration mixte (4 capteurs en série/parallèle), de surface de 80m².

Les performances à long terme du système que la couverture solaire de l'installation est assurée avec une fraction annuelle de 65% et qui peut atteindre les

95 % en été, d'où l'intérêt d'intégration les procédés solaires thermique dans de telles industries.

L'étude paramétrique a confirmé que le débit massique sélectionné est en bon accord avec les normes EN 12975-2 et ISO 9806. Les résultats ont également montré que la quantité et la durée de puisage d'eau pendant la journée avaient un impact important sur les performances du système. Par conséquent, pour suivre les fluctuations du soleil, le meilleur moment pour la consommation est l'après-midi ou en début de soirée. Les résultats ont montré aussi que l'inclinaison à latitude du lieu et orientation plein sud était un choix judicieux. Le choix du site pour de telle installation est très important.

L'analyse de sensibilité montre que la température de fonctionnement, la sélection du capteur et la puissance requise sont les facteurs les plus importants affectant l'efficacité du système. L'évaluation économique montre que le procédé solaire subventionné est compétitif avec le procédé de chauffage fossile à un prix de l'électricité de 9.88 DA/kWh, tandis que le procédé solaire non subventionné peut être plus compétitif lorsque le prix de l'électricité atteint 17.75 DA/kWh.

Dans le contexte actuel de réchauffement climatique, la transition énergétique de l'Algérie est encore freinée par les coûts d'installation relativement élevés des énergies renouvelables par rapport au prix du kWh de l'électricité fossile. Il est donc plus que jamais urgent d'élaborer des plans nationaux de développement économique favorisant la transition énergétique et environnementale et le développement durable.

Concernant l'analyse présentée dans ce travail, on peut conclure aussi que d'autres avantages majeurs de l'installation de chauffage d'eau pour usage industriel; le premier est l'économie générée par le remplacement des énergies conventionnelles et l'autre est d'éviter les coûts liés à la réduction des gaz à effet de serre (GES) et des émissions de polluants (3807 kg de CO₂ évité chaque année), par conséquent, ces systèmes doivent être utilisés autant que possible afin de parvenir à un développement durable à l'avenir.

Perspectives :

Étant donné qu'une part importante de la demande de chaleur à basse température est destinée au chauffage des locaux, la combinaison des systèmes solaires thermiques (cogénération) et des pompes à chaleur doit être étudiée.

Il est important de noter la possibilité d'étudier l'influence des nouveaux matériaux à changement de phases lors du stockage de la chaleur, on peut proposer comme suite à ce travail d'étudier la possibilité de l'utilisation des capteurs sous vides pour l'alimentation de l'eau chaude, même pour des systèmes combinés le chauffage et le rafraîchissement dans des installations de grandes capacités.

Plus d'études sur l'analyse technico-économique, des informations complètes sur le coût réel du système devraient être imposées. Cela pourrait être utilisé pour déterminer le coût typique de production de chaleur solaire pour différentes applications de chaleur industrielle en combinaison avec les rendements annuels typiques du système ainsi que l'évaluation du cycle de vie

Pour pallier les écarts de ces résultats, nous proposons de développer des réalisations et des analyses expérimentales dont les résultats seront plus précis .

Cependant, l'analyse montre l'importance des températures de processus inférieures à 100 °C et comprises entre 100 et 200 °C. Les futurs développements de capteurs devraient se concentrer sur la réduction des coûts pour les capteurs standards utilisés en dessous de 100 °C et sur le développement de capteurs de chaleur industrielle rentables à 200 °C.

REFERENCES
BIBLIOGRAPHIQUES

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1]. Agence internationale de l'énergie « CO2 Emissions from Fuel Combustion 2022 Highlights », report, septembre (2022).
- [2]. Agence internationale de l'énergie « Perspective énergétique mondiale » report (2019).
- [3]. BP Statistical Review of World Energy 2022 « les chiffres clés de l'énergie dans le monde », rapport annuel. (2022).
- [4]. Mekhilef. S, Saidur. R, Safari. « A review on solar energy use in industries ». Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 15, issue 4, pp: 1777-1790, (2011).
- [5]. Commissariat aux énergies renouvelables et à l'efficacité énergétique et la transition énergétique en Algérie « Leçons, Etat des Lieux et Perspectives pour un Développement Accéléré des Énergies Renouvelables », rapport annuel, (2020).
- [6]. Bouakaz. A. « Etude du potentiel d'énergie solaire thermique utilisé pour la production de l'eau chaude dans l'industrie agro-alimentaire ». Thèse de magister, université de Batna, (2012).
- [7]. S. Haberl « Literature review of uncertainty of analysis methods », Report to the Texas Commission on Environmental Quality, (2004).
- [8]. Hottel, H. C. and B. B. Woertz, Trans. ASME «Performance of Flat-Plate Solar-Heat Collectors», Trans ASME pp: 64, 91 (1942).
<https://doi.org/10.1115/1.4018980>.
- [9]. Bliss, R. W, "The Derivations of Several « Plate Efficiency Factors -Useful in the Design of Flat-Plate Solar-Heat Collectors » Solar Energy, 3 (4), 55 (1959).
- [10]. BP Statistical Review of World Energy 71st edition - SEFE Energy « Le mix énergétique mondial en 2022 ». (2022).
- [11]. The International Renewable Energy Agency (Irena) « statistiques d'énergie renouvelable » Report ; (2022).
- [12]. Matthieu Combe « Electricité : le monde se tourne vers l'éolien et le solaire » , Technique de l'ingénieur , (2022).
- [13]. International Energy Agency (AIE) « International Energy Outlook 2022 »; (2022).

- [14]. Agence internationale de l'énergie, « Energy Statistics Data Browser - Algeria : Electricity 2019 » report, octobre (2021).
- [15]. S. Boughali, D. Bechki, D. Mennouche, H. Mahcene, H. Bouguettaia, and B. Bouchekima, « Opportunités et Challenges de la Promotion des Energies Renouvelables en Algerie » J Hawliyat al -'Ulūm wa -al-Tiknūlūjiyā, vol. 281, pp. 1-23, (2013).
- [16]. Werner. Weiss, Monika Spörk-Dür « Solar Heat Worldwide- Global Market Development and Trends 2021, Detailed Market Figures 2020 », report for IEA Solar Heating & Cooling Programme, DOI: 10.18777/ieashc-shw-2022-0001. (2022).
- [17]. S. H. Farjana, N. Huda, M.A. Parvez Mahmud, R. Saidur, « Solar process heat in industrial systems – A global review »; Renewable and Sustainable Energy Reviews, (2017).
- [18]. Bouaza Fekak, « Modélisation du gisement solaire pour les sites d'Oran-Esania et Tlemcen », mémoire de master, Université de Blida 1 , (2014).
- [19]. B.Y.H. Liu et al. «The interrelationship and characteristic distribution of direct, diffuse, and total solar radiation» , Solar Energy. (1960).
- [20]. M.R. Yaïche et S.M.A Bekkouché « Estimation du rayonnement solaire global en Algérie pour différents types de ciel », Revue des Energies Renouvelables, Vol. 13 N°4, pp : 683 – 695 ; (2010).
- [21]. M. Capderou, « Atlas Solaire de l'Algérie », Modèles Théoriques et Expérimentaux, Vol. 1, T1, Office des Publications Universitaires, EPAU, Algérie, 375 p. (1987).
- [22]. TABET Ismail « Étude, Réalisation et simulation d'un capteur solaire », Thèse de doctorat, Université de Constantine, (2016).
- [23]. Perez, R, Seals, R, Ineichen, P, Stewart, R, Menicucci, D, « A new simplified version of the Perez diffuse irradiance model for tilted surfaces ». Solar Energy 39 (3),pp : 221–232. (1987).
- [24]. S. Mouhous-Chaouchi « Etude statistique du rayonnement solaire sur un plan incliné » ; Mémoire de magister, école national polytechnique . (2012).
- [25]. Meteoronorm 8 Handbook part II: Global « Meteorological Database Software and Data for Engineers », Planers and Education Theory” Version 8.0 , September (2020).

- [26]. F. Kasten, « The Linke turbidity factor based on improved values of the integral Rayleigh optical thickness », *Solar Energy*, 56, pp. 239-244, (1996).
- [27]. Mefti, M.Y. Bouroubi et A. Khellaf, « Analyse Critique du Modèle de l'Atlas Solaire de l'Algérie », *Revue des Energies Renouvelables*, Vol. 2, N°2, pp. 69 - 85, (1999).
- [28]. M. Merzouk « Conversion Thermodynamique Solaire Potentiel, Théorie, Systèmes et Performances » Support de cours Master 2 conversion thermique, Université de Blida 1 (2020).
- [29]. F. Yettou, A. Malek, M. Haddadi et al. « Etude comparative de deux modèles de calcul du rayonnement solaire par ciel clair en Algérie ». *Revue des Energies Renouvelables*, vol. 12, no 2, pp. 331-346; (2009).
- [30]. M. Koussa , D. Koussa et S. Hadji « Experimental investigation of simple solar radiation spectral model performances under a Mediterranean Algerian's climate » *Energy* Volume 120, pp :751-773; (2017).
- [31]. Moumi, N. Hamani , N. Moumi et A. Z. Mokhtari, « Estimation du rayonnement solaire par deux approches semi empiriques dans le site de biskra », *SIPE8*, Novembre (2000).
- [32]. S. Hakem « Etude stochastique des performances journalières d'un chauffe-eau solaire », thèse de magister, Université Houari Boumediene de Bab Ezouar , (2010).
- [33]. M. Hamdani « étude et modélisation du potentiel solaire adéquat pour l'estimation des éclaircissements incidents à Ghardaïa », *revue internationale d'héliotechnique* N° 43 , pp : 8-13 ; (2011).
- [34]. S. Benkacali, K. Gairaa, « Techniques de modélisations de l'irradiation solaire sur un plan incliné », *International Journal of Scientific Research & Engineering Technology (IJSET)*, Vol.3-pp.102-108, (2015).
- [35]. Bensaha, F. Benkouider, S.M.A.Bekkouche « Estimation du rayonnement solaire en ciel clair par des modèles empiriques: Application au site de Ghardaïa (Algérie) ». *International Seminar on The Apport Of The Simulation In Technological Innovation, Ghardaïa (Algeria)*, (2016).
- [36]. BAISSI Mohamed Tahar « Etude théorique et expérimentale des paramètres de fonctionnement d'un capteur solaire plan », thèse de magister, université de Biskra, (2012).

- [37]. Abdi H, Ait messaoudene N, Gahgah M. « Simulation et caractérisation expérimentale du comportement thermique d'un capteur autostockeur compose de quatre cuves et equipe par un reflecteur ». VII èmes journées d'études techniques 2012 , the international congress for applied mechanics , Marrakech – Maroc, (2012).
- [38]. Julia bilbao and Argimiro H. De Miguel « Air Temperature Model Evaluation in the North Mediterranean Belt Area » , Journal Applied Meteorology; volume 41, pp: 872-884. (2002).
- [39]. Moussa Ibrahim MAIGA, Cheick Oumar SANOGO, Souleymane SANOGO «Comparative Study Evaluating METEONORM Estimates of Sunshine Duration and air Temperature in Major Cities of Mali». International Journal of Scientific Research & Engineering Trends, Volume 6, Issue 6, (2020).
- [40]. Centre de la technologie de l'énergie de CANMET - Varennes (CTEC)- RETScreen International « Analyse de projets d'énergies propres, analyse de projets de chauffage solaire de l'eau », ouvrage N° de catalogue : M39-101/2003 F-PDF . (2003).
- [41]. Kalogirou S.A. « Parabolic trough collectors for industrial process heat in Cyprus ». Energy ; vol : 27, pp : 813–830. (2002).
- [42]. The International Energy Agency (IEA) « Solar Heating and Cooling Program ». See: < (<https://www.iea-shc.org/> programme-description) > (2016).
- [43]. Lauterbach. C, Schmitt. B, Jordan. U, Vajen. K. « The potential of solar heat for industrial processes in Germany ». Renew Sustain Energy Rev, vol :16 ; pp :5121–5130 ; (2012).
- [44]. Schweiger. H, Mendes. J, Schwenk. C, Hennecke. K, Barquero. C, « The Potential of Solar Heat for Industrial Processes », Sarvise A. POSHIP—Barcelona, Madrid, Spain. See: < (<http://www.solarpaces.org/>) > ; (2001).
- [45]. Taibi. E, Gielen. D, Bazilian. M. « The potential for renewable energy in industrial applications ». Renew Sustain Energy Rev, vol :16, pp :735–744.(2012).
- [46]. Environmental and Energy Study Institute (EESI). « Solar thermal energy for industrial uses », (www.eesi.org/files/solar_thermal_120111.pdf), (2015).
- [47]. European Technology Platform on Renewable « Heating and Cooling. Solar Heating and Cooling Technology Roadmap ». Renewable Heating and Cooling. See. (2013).

- [48]. Sharma. A.K, Sharma. C, Mullick. S.C, Kandpal. T.C. « Potential of solar energy utilization for process heating in paper industry in India: a preliminary assessment ». Energy Procedia; vol : 79 ; pp:284–309 ; (2015).
- [49]. Sharma A.K, Sharma. C, Mullick SC, Kandpal TC. « Potential of solar industrial process heating in dairy industry in India and consequent carbon mitigation ». J Clean Prod, vol :140 ; pp714–724. (2017).
- [50]. Hoffmann. S, Kogler. K, Krofak. I. « Market study of Solar Thermal Energy for Industrial » / Commercial Use in Pakistan, Egypt and Morocco, IFC, International Finances Corp. Washington See, (2014).
- [51]. Procter. D, Morse R.N. « Solar energy for the Australian food processing industry ». Solar Energy, vol :19 ; pp:63–72. (1977).
- [52]. Kutscher. C. F., Davenport R.L. « Preliminary Operational Results of the Low-Temperature Solar Industrial Process Heat Field Tests ». Golden, USA. (1980).
- [53]. Eskin, N. Performance « analysis of a solar process heat system ». Energy Conversion and Management, vol :41, pp :1141–1154. (2000).
- [54]. Karagiorgas, M, Botzios. A, T.Tsoutsos,. « Industrial solar thermal applications in Greece - Economic evaluation, quality requirements and case studies ». Renewable and Sustainable Energy Reviews, pp :157–173 , (2001).
- [55]. Heimrath. R. « Simulation, Optimization and Comparison of Solar Assisted Heating Systems for the Space Heating of Multi-Family Houses ». Dissertation. Graz University of Technology, Graz, (2004).
- [56]. Croy. R, M. Mies, U.Rehrmann, H.P. Wirth. « Solarthermie-2000, sous-programme 2 et Solarthermie 2000 plus: Appuis au programme scientifique et technique et au programme de mesure (phase 4). Partie 2:. Technologie du système et informations de planification ». Germany. (2011).
- [57]. S. Gupta « Scope for solar energy utilization in the indian textile industry ». Solar Energy, vol : 42 ; pp : 311–318. (1989).
- [58]. Walleranda. A.S, Selviaridisb. A, Ashouria. A, Maréchala. F. Targeting « Optimal design and operation of solar heated industrial processes: a MILP formulation ». Energy Procedia, vol :91 ; pp :668–680. (2015).
- [59]. Frein.A, Calderoni. M, Motta .M. « Solar thermal plant integration into an industrial process ». Energy Procedia; vol :48 ; pp :1152–1163 ; (2014).

- [60]. K. Sharma, C. Sharma, Subhash C. Mullicka, Tara C. Kandpala « solar industrial process heating: A review », Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol: 78; pp: 124-137; (2017).
- [61]. Qu. H, Wang. M. « Experimental study of a parabolic trough medium temperature solar thermal system ». Energy Procedia; vol : 70 ; pp:504–509. (2015).
- [62]. Quijera J.E, Labidi.J. « Pinch and exergy based thermosolar integration in a dairy process ». Applied Thermal Engineering; vol :50, pp :464–74. (2013).
- [63]. Zahler C, Iglauer O. « Solar process heat for sustainable automobile manufacturing ». Energy Procedia; vol :30, pp: 775–782. (2012).
- [64]. Gabbrielli. R, Castrataro P, Medico. F.D, Palo. M, Lenzo. B. « Levelized Cost of heat for linear fresnel concentrated solar systems ». Energy Procedia ; vol :49 ; pp:1340–1349. (2014).
- [65]. Murray. J.P. « Aluminum production using high-temperature solar process ». Solar Energy ; vol : 66 ; pp :133–42. (1999).
- [66]. Abhishek Gautam, Sunil Chamoli, Alok Kumar, Satyendra Singh « A review on technical improvements, economic feasibility and world” Renewable and Sustainable Energy, vol :68; pp: 541-562, (2017).
- [67]. Lin. M.W, Chang. K.C, Chung. M.K. « Economic aspects for solar thermal application in Taiwan ». Sustain Cities Soc ; vol :26 ;pp:354–363. (2016).
- [68]. Ibrahim. O.M, Ghoneim A.A, Halabi. O.A, Kami.I A. « Solar industrial process heat potential in Khartoum, Sudan ». Sol Wind Techn ; vol : 7 ;pp:649–654. (1990).
- [69]. T. P. Lima, Jose Carlos C. Dutra, Ana Rosa M. Primo, Janardan Rohatgi , Alvaro Antonio V. Ochoa.« Solar water heating for a hospital laundry: A case study », solar energy ,vol : 122 , pp : 7337-748 , (2015).
- [70]. Adel. M, Abdel. D, Mohamad. M.A. « Potential of solar energy utilization in the textile industry — a case study ». Renew Energy ; vol :23 ; pp :685–694. (2001).
- [71]. Solar Rating and Certification Corporation (SRCC). « Evacuated tube collector. Certification number, 10001929 ». See at: < <https://secure.solar-rating.org/Certification/Ratings/RatingsSummaryPage.aspx?Type=1> ; (2014).
- [72]. Sun Focus. « India’s Quest for Solar Steam and Process Heat », Special Issue: 2, October-December. See :(<http://www.cshindia.in> (2013).

- [73]. Boutaghriout B, Bouakaz A, Hamouda C, SMADI H, Malek A. « Investigation on the use of solar thermal energy in the agro food industry in Algeria ». International Renewable and Sustainable Energy Conference (IRSEC,)pp:167-170. (2013).
- [74]. M. Aksas «Technical-economic analysis of solar water heating systems at Batna in Algeria», Smart Innovation, Systems and Technologies, 22, pp: 787–796, (2013).
- [75]. Pahlavana. S., Jahangirib, M., Shamsabadic, A., Khechekhouche, A « Feasibility study of solar water heaters in Algeria, a review». Journal of Solar Energy Research (Vol 3 No 2) , pp: 135-146, (2018).
- [76]. Marco Calderonia, Marcello Aprilea, Salvatore Morettab, Aristotelis Aidonisa, Mario Motta « Usines thermiques solaires pour la chaleur de processus industriel en Tunisie: Analyse et idées de possibilités économiques pour une nouvelle politique » énergie Procedia vol :30, pp :1390 – 1400 ,(2012).
- [77]. Kalogirou, S. « Applications of Renewable Energy Systems in Buildings and Industry »; Report of Department of Mechanical Engineering and Materials Sciences and Engineering. <http://www.oeb.org.cy/wp-content/uploads/2019/11/3>, (2019)
- [78]. K. Kaci, M. Merzouk, N. Kasbadji Merzouk, M. Missoum, M.El Ganaoui, O.Behar , R. Djedjig « Design, optimization and economic viability of an industrial low temperature hot water production system in Algeria: a case study” Int. J. Renew. Energy Dev, vol :12 (3), pp : 448-458, (2023).
- [79]. Duffie, J.A. and Beckman, W.A. « Solar Engineering of Thermal Processes ». 3rd Edition, Wiley, Hoboken. (2006).
- [80]. Kaci. K, M. Merzouk. M, N Kasbadji. N. « Effect of Tests Norms on the Instantaneous Efficiency of a Plate Solar Collector », Procedia Engineering; DOI: 10.1016/j.proeng.2012.01.121, (2012).
- [81]. Makhoulf. H, Ouazzane. M « Calcul d'engineering d'une installation solaire de chauffage d'eau », Rapport technique interne, CDER, (1996).
- [82]. Kaci. K ., Laoudj. O., Merzouk, M, N Kasbadji. N, Sami., Hakem., « Optimization of collector area for solar heating ». J. MacroTrends Health Med. (2014)
- [83]. Naila Younisi « étude expérimentale d'un capteur solaire plan en régime permanent », Mémoire de fin d'étude d'ingénieur , institut de INGM de Boumerdes (1989).

- [84]. Lazzarin, R.; Rizzon, E.; Sovrano, M.; Boldrin, B.; Scalabrin, G. « Performance predictions of a LiBr absorption air conditioner utilizing solar energy ». In Proceedings of the International Solar Energy Society Congress, New Delhi, India, (1978).
- [85]. Kays, W.M. and London, A.L., « Compact Heat Exchangers », McGraw-Hill, New York. (1964).
- [86]. Duffie JA, Beckman WA « Solar Engineering of Thermal Processes ». 4th ed. New York: John Wiley & Sons, Inc. (2013)
- [87]. Govind N. Kulkarni, Shireesh B. Kedare, Santanu Bandyopadhyay « Determination of design space and optimization of solar water heating systems ». Solar Energy, vol : 81(8), pp :958-968 , DOI:10.1016/j.solener.2006.12.003 (2007).
- [88]. DTR Ministère de l'Habitat et de l'Urbanisme, Commission Technique permanente, « Réglementation Thermique des Bâtiments d'Habitation et Règles de Calcul des Déperditions Calorifiques », Document Technique Réglementaire, CNERIB, Algérie. (2007).
- [89]. Meteonorm 8. « Meteonorm Software Worldwide Europe irradiation data. Intersolar Europe". <https://meteonorm.com/en/news>. (2022).
- [90]. Martín Picón-Núñez*, Guillermo Martínez-Rodríguez, Amanda L. Fuentes-Silva « Design of solar collector networks for industrial applications », Applied Thermal Engineering, pp 1-8. (2014)
- [91]. Bahria, S., Amirat, M., Hamidat, A, El Ganaoui., M, Slimani, M. A. « Parametric study of solar heating and cooling systems in different climates of Algeria—A comparison between conventional and high-energy-performance buildings ». Energy, vol : 113, pp : 521-535 . doi.org/10.1016/j.energy.2016.07.022 . (2016).
- [92]. ISO 9806, Énergie solaire « Capteurs thermiques solaires — Méthodes d'essai », (2017) .
- [93]. Norme européenne EN 12975-2: « Installations solaires thermiques et leurs composants - Capteurs solaires ; Partie 1 : Exigences générale ». (2006).
- [94]. Mandal, S., Ghosh, S.K. « Experimental investigation of the performance of a double pass solar water heater with reflector ». Renewable Energy, vol :149, pp :631-640. (2020); doi.org/10.1016/j.renene.2019.11.160
- [95]. Samer Yassin Alsadi , Tareq Foqha « Mass flow rate optimization in solar heating systems based on a flat-plate solar collector: A case study ». World Journal

of Advanced Research and Reviews, , vol : 12(03), pp :061–071, (2021), DOI: 10.30574/wjarr.2021.12.3.0557

- [96]. Bastian Schmitt, Dominik Ritter, Felix Pag, Mateo Jesper, Lukas Wimmer, and Klaus Vajen. « Standardization of Solar Process Heat Applications to Increase Market Penetration » ; International Solar Energy Society ; EuroSun Conference Proceedings. (2018)
- [97]. Touhami Baki, « Comparison of the performance of a domestic solar water heater in different climates in Algeria » , in Present Environment and Sustainable Development . Vol 15 , pp : 143-151, (2021). Doi : 10.15551/pesd2021151011
- [98]. Albert Cabané Fernández “Economic Study of Solar Thermal Plant based on Gas Turbines” Master Thesis , Department of Energy Sciences Faculty of Engineering LTH , Lund University • (2013).
- [99]. Kalogirou, S. « The potential of solar industrial process heat applications ». Appl. Energy. Vol : 76(4), pp : 337–361; [https://doi.org/10.1016/S0306-2619\(02\)00176-9](https://doi.org/10.1016/S0306-2619(02)00176-9)(2003).
- [100]. Kalogirou, S. « Applications of Renewable Energy Systems in Buildings and Industry »; Report of Department of Mechanical Engineering and Materials Sciences and Engineering. (2019).
- [101]. Sturm, B., Meyers, S., Zhang, Y., Law, R., Eric, J., Valencia, S., Bao, H., Wang, Y., Chen, H. « Process intensification and integration of solar heat generation in the Chinese condiment sector – A case study of a medium sized Beijing based factory ». Energy Conversion and Management, vol : 106, pp: 1295-1308; <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.10.045>, (2015)
- [102]. Kouadri Mustapha, Kaci Karim , Nadir Mahmoud « Etude technico-économique d’une installation solaire à usage industriel « Mémoire de master , université M'hamed Bougara Boumerdes (2013).

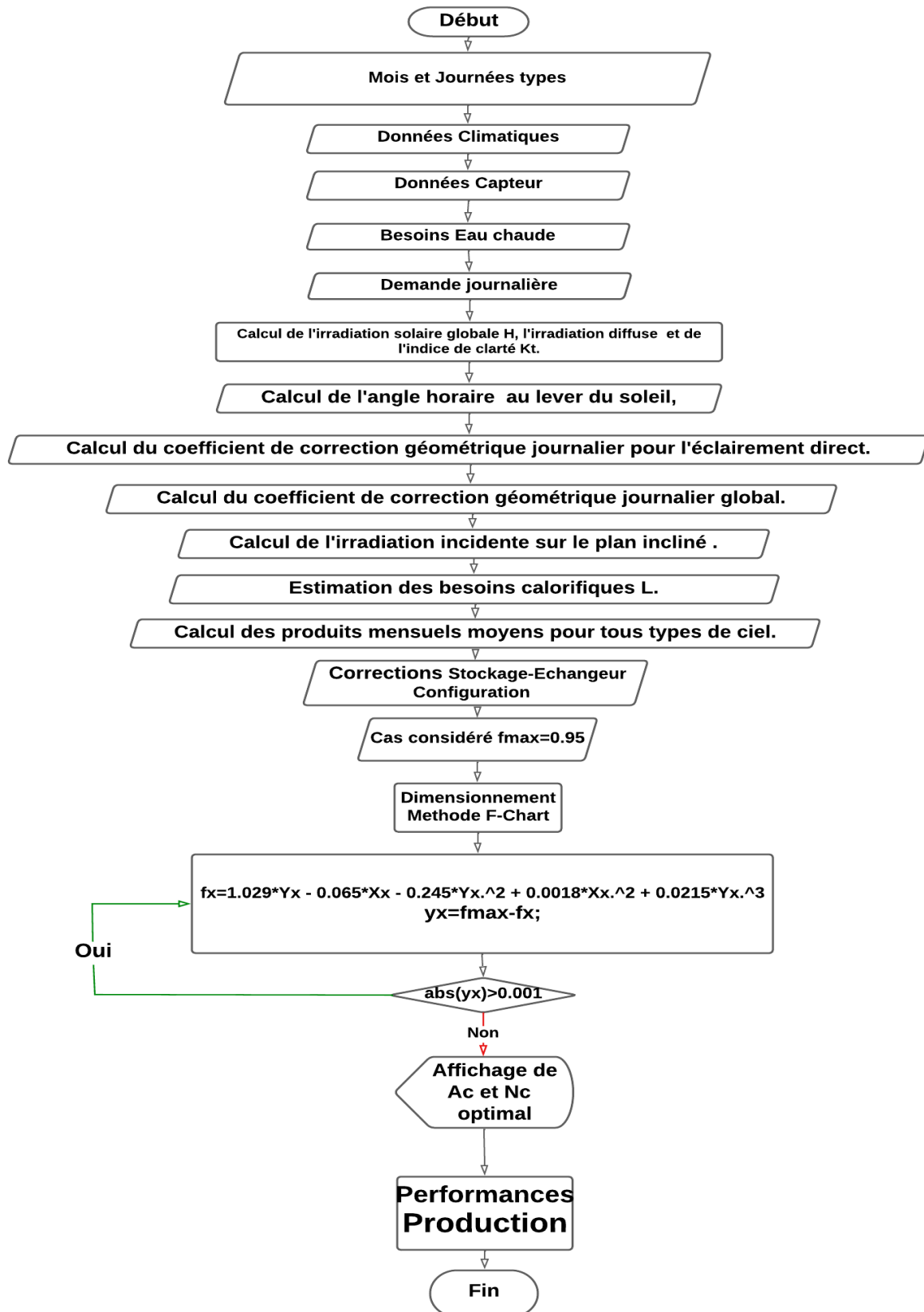
ANNEXES

Annexe 1

Tableau : Coefficients F_{ij} de Perez

ε	F_{11}	F_{12}	F_{13}	F_{21}	F_{22}	F_{23}
1-1.065	-0.196	1.048	-0.006	-0.144	0.180	-0.019
1.065-1.232	0.236	0.519	-0.180	-0.011	0.20	-0.038
1.232-1.5	0.454	0.321	-0.255	0.072	-0.098	-0.046
1.5-1.950	0.866	-0.381	-0.375	0.203	-0.403	-0.049
1.950-2.800	1.026	-0.711	-0.426	0.273	-0.602	-0.061
2.800- 4.500	0.978	-0.986	-0.350	0.280	-0.915	-0.024
4.500-6.200	0.748	-0.913	-0.236	0.173	-1.045	0.065
6.200-	0.318	-0.757	0.103	0.062	-1.698	0.236

Annexe : 2
Organigramme de calcul



Annexe 3 :

Fiche technique de l'installation

Champ de capteurs		
Capteur		
	$F_R \tau \alpha$	0.72
	$F_R U_g$	7.92 W/m²K
	Surface unitaire	1.6 m²
Inclinaison du capteur	36 °	
Surface globale	80 m²	
Configuration	4 capteurs en série	
Débit massique du capteur	0.02 kg/sm²	
Température du processus	60 (°C)	
Ballons de stockage		
Capacité de stockage	4500 litres	
Coefficient d'échange	$U_s A = 5.6 \text{ W/K}$	
Isolation	Type	Caractéristiques
	Laine de roche	$\lambda = 0,04 \text{ W/m}$ Epaisseur = 60 mm
Echangeurs de chaleur		
Efficacité	0.8	
Type	Externe à plaque	
Coefficient d'échange	$(UA)_e = 13 \text{ kW/K}$	