

Année 2019 - 2020

Diplôme d'Ingénierie
en Génie mécanique

INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUÉES
TOULOUSE

PARCOURS TRANSVERSALE PLURIDISCIPLINAIRE EN
ÉNERGIE

~~~

LABORATOIRE DE PHYSIQUE ET CHIMIE DES  
NANO-OBJETS

## RAPPORT BIBLIOGRAPHIQUE

—

*Recherche documentaire sur les concentrateurs  
solaires appliqués à l'agro-alimentaire*

BASTIEN SANGLARD

24 FÉVRIER 2020 - 31 JUILLET 2020

---

**LPCNO Toulouse**  
*IRSAMC / UPS / CNRS / INSA*  
*135 avenue de Ranguel, 31077 Toulouse Cedex 4 - France*

**Tuteur : SÉBASTIEN LACHAIZE**  
*Équipe de Nanostructures et chimie organométallique*  
*slachaiz@insa-toulouse.fr*  
*05 61 55 96 63*

**Tuteur : JULIAN CARREY**  
*Résponsable de l'équipe Nanomagnétisme*  
*jcarrey@insa-toulouse.fr*  
*05 61 55 96 77*

## Remerciements

Je tiens à remercier mes tuteurs M. Sébastien Lachaize et M. Julian Carrey pour leur disponibilité, leur expertises et leur gentillesse durant la totalité du stage.

Je remercie M. Mathieu Delaveau alias Deul's pour sa précieuse aide durant ma recherche documentaire.

# Table des matières

|          |                                            |           |
|----------|--------------------------------------------|-----------|
| <b>1</b> | <b>Introduction</b>                        | <b>4</b>  |
| <b>2</b> | <b>Le Parabolic trough collector (PTC)</b> | <b>6</b>  |
| 2.1      | Informations générales . . . . .           | 6         |
| 2.2      | La composition et le principe . . . . .    | 7         |
| 2.3      | Applications . . . . .                     | 8         |
| <b>3</b> | <b>Le Linear Fresnel Reflector (LFR)</b>   | <b>19</b> |
| 3.1      | Informations générales . . . . .           | 19        |
| 3.2      | La composition et le principe . . . . .    | 20        |
| 3.3      | Applications . . . . .                     | 21        |
| <b>4</b> | <b>La Solar Power Tower (SPT)</b>          | <b>32</b> |
| 4.1      | Informations générales . . . . .           | 32        |
| 4.2      | La composition et le principe . . . . .    | 33        |
| 4.3      | Les applications . . . . .                 | 34        |
| <b>5</b> | <b>Le Dish</b>                             | <b>44</b> |
| 5.1      | Informations générales . . . . .           | 44        |
| 5.2      | La composition et le principe . . . . .    | 45        |
| 5.3      | Les applications . . . . .                 | 46        |
| <b>6</b> | <b>Le Scheffler</b>                        | <b>56</b> |
| 6.1      | Informations générales . . . . .           | 56        |
| 6.2      | La composition et le principe . . . . .    | 57        |
| 6.3      | Les applications . . . . .                 | 58        |
| <b>7</b> | <b>Le Box-type collecteur</b>              | <b>68</b> |
| 7.1      | Informations générales . . . . .           | 68        |
| 7.2      | Le principe et la composition . . . . .    | 69        |
| 7.3      | Applications . . . . .                     | 70        |



## TABLE DES MATIÈRES

---

|                                             |            |
|---------------------------------------------|------------|
| <b>8 Les Flat-plates</b>                    | <b>83</b>  |
| 8.1 Informations générales . . . . .        | 83         |
| 8.2 La composition et le principe . . . . . | 84         |
| 8.3 Les applications . . . . .              | 85         |
| <b>9 Equation</b>                           | <b>99</b>  |
| 9.1 Énergie . . . . .                       | 100        |
| 9.2 Exergie . . . . .                       | 105        |
| <b>10 Conclusion</b>                        | <b>110</b> |
| <b>Glossaire</b>                            | <b>111</b> |
| <b>Acronymes</b>                            | <b>113</b> |
| <b>A Irradiances</b>                        | <b>114</b> |
| A.1 Définitions . . . . .                   | 114        |
| <b>Bibliographie</b>                        | <b>119</b> |

# Chapitre 1

## Introduction

Au vue de l'expansion démographique que notre monde connaît aujourd'hui, la question de la nutrition de la population et de son impact environnementale est à poser. En effet l'industrie agro-alimentaire va devoir produire des denrées alimentaires dans des quantités qui ne cessent d'augmenter, avec le risque que les émissions de  $CO_2$  continuent d'augmenter et accélèrent le réchauffement climatique.

La transformation alimentaire est constituée de nombreuses étapes et procédés : cuisson, séchage, refroidissement, congélation, découpe, etc, certains de ces procédés nécessitant un apport en énergie thermique. Actuellement la plupart de ces transformations sont alimentées en chaleur grâce aux énergies fossiles (gaz), la biomasse (bois) ou à l'électricité.

L'électricité est elle-même fournie par des énergies fossiles qui ont un impact environnemental mauvais à court et long terme [1].

De plus, la raréfaction des énergies fossiles et l'impact négatif de leurs extractions et leurs transports sur l'environnement ne font plus aucun doute. La nécessité de mettre en place un mix énergétique plus vert est un enjeu principal de notre société actuelle. De nombreux scientifiques et laboratoires se penchent sur la question, motivés par l'urgence écologique.

Parmi les recherches menées à ce sujet on retrouve celles sur les collecteurs d'énergie solaire thermique. Les collecteurs solaires thermiques appelés Concentrated Solar Power en Anglais (CSP), ont pour but de récupérer l'énergie électromagnétique solaire pour ensuite la convertir en chaleur, ceci en concentrant ou non les rayons du soleil sur un ou plusieurs récepteurs. Ces technologies pourraient amener des solutions aux problématiques soulevées dans les paragraphes précédents. En effet, les technologies à concentration solaire permettent la production d'électricité via des turbines à vapeur, où la vapeur sera créée grâce à l'énergie thermique solaire. Elles sont également des sources de chaleur lorsque que l'énergie solaire est utilisée avant

la transformation électrique.

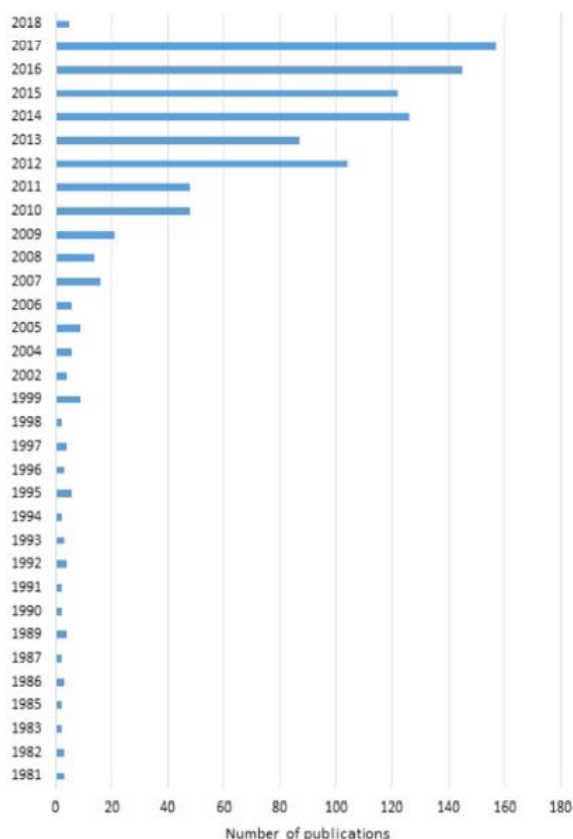


FIGURE 1.1 – Évolution du nombre de publications annuelles liées au CSP [1]

Du fait de la disponibilité de la ressource solaire la recherche autour des CSP s'accroît et le nombre de publications ne cesse d'augmenter (figure 1.1). Bien que celles-ci soient majoritairement liées à la production d'électricité, la recherche pour le thermique n'est pas en reste.

Ce travail présentera une recherche bibliographique sur les technologies solaires à concentration liées à la transformations alimentaire. Il présentera 7 technologies avec leurs équations énergétiques et exergetiques ainsi que des applications. La concentration solaire peut être réalisée avec différentes technologies pour monter à des températures plus ou moins élevées en utilisant des surfaces au sol différentes afin de s'adapter aux différentes localisations et applications.

# Chapitre 2

## Le Parabolic trough collector (PTC)

### 2.1 Informations générales

Le PTC ou concentrateur cylindro-parabolique en français représente 69% des projets CSP de production d'électricité dans le monde [1]. C'est donc la technologie par concentration solaire la plus mature. L'application des PTC par excellence est la production d'électricité, l'énergie thermique récupérée est utilisée pour créer de la vapeur sous pression qui est envoyée dans une turbine afin de générer de l'électricité. Le rendement du solaire à l'électrique<sup>1</sup> de cette technologie varie entre 10% et 16% [2]. Les PTC peuvent aussi être utilisés dans des applications thermiques afin de générer de l'eau chaude ou de l'air chaud, l'énergie thermique récupérée est transmise grâce à des échangeurs depuis le fluide caloporteur à l'eau ou l'air.

Le PTC a des ratios de concentration<sup>2</sup> relativement bas puisqu'ils se situent dans la gamme de 15 à 90 [2, 3]. La fourchette de température d'utilisation du PTC est de 140 °C à 200 °C [4], soit des températures moyennes. Étant donné que le PTC est un concentrateur solaire linéaire, les lignes de concentrateurs sont généralement positionnées en alignement avec l'axe Nord-Sud, ce qui permet de n'avoir à suivre le soleil que suivant la direction Est-Ouest : il s'agit d'un tracking<sup>3</sup> une dimension. Lorsque plusieurs lignes de PTC sont montées les unes à côté des autres on parle d'un champ solaire.

---

1. Rapport entre l'énergie solaire récupérée et l'énergie électrique fournie

2. Rapport entre l'aire projetée du collecteur (aire d'ouverture) du concentrateur et l'aire du récepteur

3. Technologie permettant au collecteur de suivre le mouvement du soleil



D'un point de vue financier, le PTC est l'une des technologies les moins coûteuses à mettre en oeuvre relativement aux autres CSP [2].

## 2.2 La composition et le principe

Le PTC est composé de deux parties, le réflecteur et le récepteur. Le réflecteur est une surface rectangulaire courbée dans la largeur suivant une parabole. Ce dernier est généralement réalisé en miroir [5] ou en aluminium [6]. Le récepteur est placé au niveau de la ligne focale du réflecteur. Il s'agit d'un tube en cuivre [6, 7] dans lequel circule un fluide caloporteur qui peut être de l'huile thermique ou de l'eau. Le reste du PTC est composé d'une structure porteuse, afin de maintenir les réflecteurs et le récepteur ensemble et sur le sol. La figure 2.1 montre un PTC.

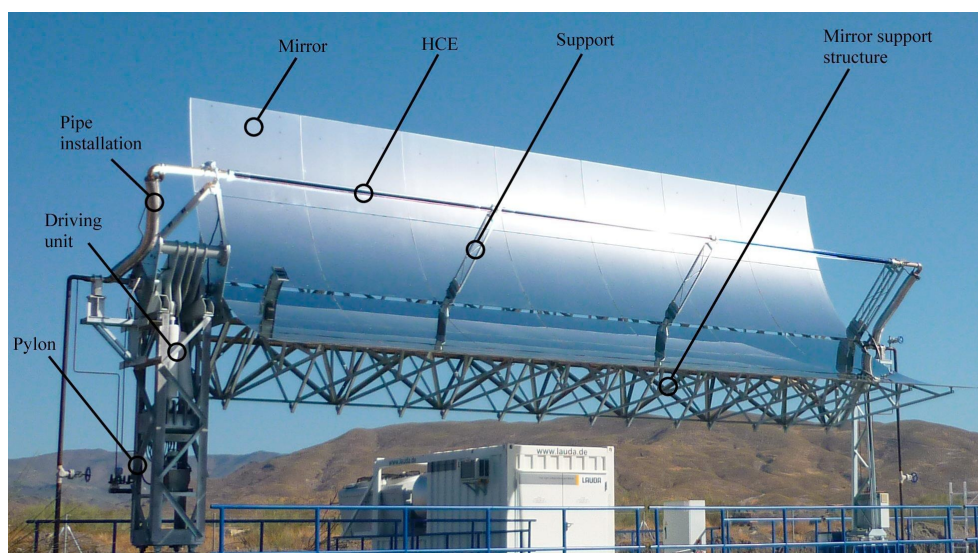


FIGURE 2.1 – Composition d'un PTC (où HCE est "Heat Collector Element" soit le récepteur) [8]

La figure 2.2 présente un schéma du principe de concentration d'un PTC. Le principe de fonctionnement du PTC est simple : les rayons solaires incidents sur les réflecteurs sont réfléchis en direction de la ligne focale des réflecteurs. Lorsque les rayons rencontrent le récepteur l'énergie thermique (issue de la transformation de l'énergie électromagnétique solaire en chaleur par le récepteur) des rayons est transmise au fluide par conduction dans le cuivre. Le fluide caloporteur a un débit tel qu'il emmagasine le maximum d'énergie avant de se diriger vers l'application (électrique ou thermique).

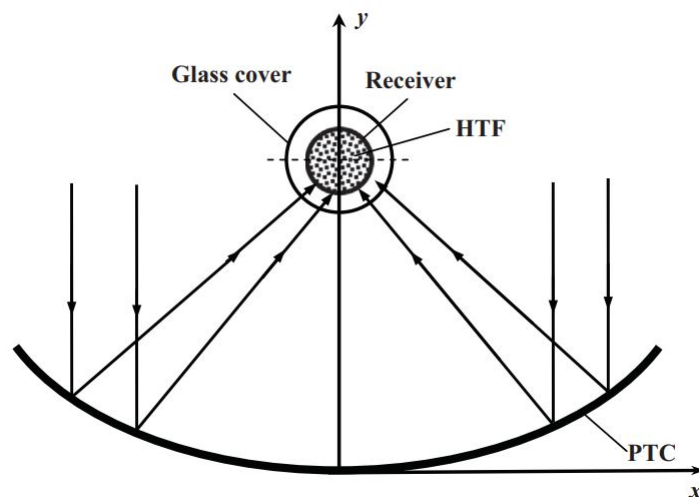


FIGURE 2.2 – Principe de concentration d'un PTC (où HTF est le fluide caloporteur)[9]

## 2.3 Applications

Le PTC est la technologie solaire par concentration la plus utilisée et donc la plus mature. De manière générale cette technologie est utilisée pour la production d'électricité, mais il est possible de réaliser des applications thermiques avec celle-ci.

B. El Ghazzani et al. [10] ont réalisé une simulation grâce au logiciel TRNSYS d'un champ solaire de PTC pour générer de l'air chaud pour un procédé alimentaire au Maroc. Le procédé requiert un air chaud à une température de  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$  de 8h30 à minuit. La simulation a été réalisée avec les propriétés du PTC "PolyTrough 1200" de la marque NEPsolar. Le fluide caloporteur choisi est la Therminol 62, une huile synthétique pouvant être utilisée entre  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$  à  $325\text{ }^{\circ}\text{C}$  pendant plusieurs années. Les spécifications du "PolyTrough 1200" et de la Therminol 62 sont respectivement présentées figure 2.3 et figure 2.4.

### 2.3. APPLICATIONS

**Table 1**  
The parabolic trough features.

| Feature                    | Value               |
|----------------------------|---------------------|
| Aperture area              | 28.8 m <sup>2</sup> |
| Aperture width             | 1.2 m               |
| Length                     | 24 m                |
| Focal length               | 0.65 m              |
| Absorber tube diameter     | 28 mm               |
| Cover diameter             | 45 mm               |
| Concentration ratio        | 13.64               |
| Rim angle                  | 50°                 |
| Reflectivity, $\rho$       | 0.88                |
| Emissivity, $\epsilon$     | 0.15                |
| Absorptivity, $\alpha$     | 0.95                |
| Transmittance, $\tau$      | 0.89                |
| Intercept factor, $\gamma$ | 0.85                |

**Table 2**  
The main properties of the HTF.

| Feature                                    | Value                                     |
|--------------------------------------------|-------------------------------------------|
| Thermal conductivity, $k$                  | 0.11 W/m K (W/m °C)                       |
| Kinematic viscosity, $\nu$                 | 1.26 mm <sup>2</sup> /s                   |
| Density, $\rho$                            | 870 kg/m <sup>3</sup>                     |
| Heat capacity, $C_p$                       | 2.2 kJ/kg K (kJ/kg °C)                    |
| Thermal diffusivity, $\alpha = k/\rho C_p$ | 6.22 × 10 <sup>-5</sup> m <sup>2</sup> /s |

Average properties at operating range of 100–220 °C temperature.

FIGURE 2.4 – Spécifications du fluide caloporteur Therminol 62 [10]

FIGURE 2.3 – Spécifications du Poly-Trough 1200 [10]

Le système simulé (figure 2.5) est composé du concentrateur, d'un réservoir de stockage thermique, d'un réservoir de régulation et d'une chaudière auxiliaire en cas de mauvais temps ou d'insuffisance du champ solaire. Le système est également instrumenté avec plusieurs capteurs de température et couplé à un échangeur de chaleur.

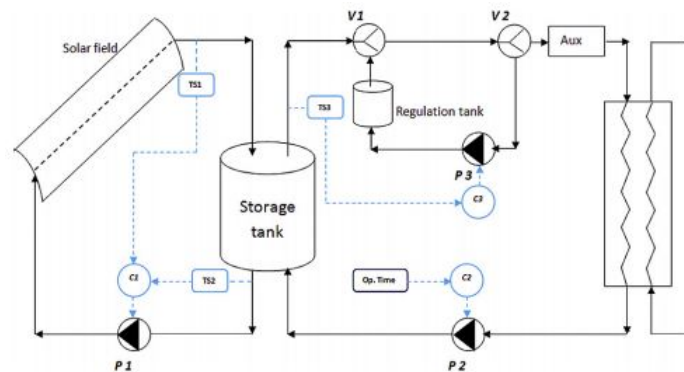


FIGURE 2.5 – Schéma de l'installation solaire simulée [10]

Les conditions météorologiques de simulation sont celles du site d'Ait-Baha à Agadir au Maroc.

La simulation montre que le PTC fournit au maximum une puissance de 17.5 MW comme le montre la figure 2.6, soit l'équivalent d'environ 500 jours de grosse restauration (généralement 30 kW). La courbe verte correspond à la puissance délivrée au

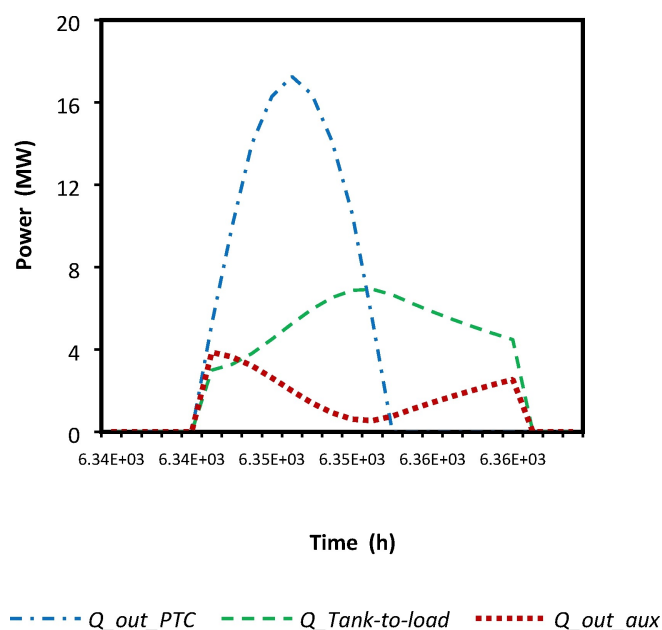


FIGURE 2.6 – Puissance en sortie de l’installation solaire et évolution des puissances en sortie du réservoir et de la chaudière auxiliaire [10]

procédé. On remarque que tant que le champ solaire fournit de la puissance celle de la chaudière auxiliaire diminue (courbe rouge). La puissance de la chaudière auxiliaire remonte lorsque le champ solaire ne fournit plus de puissance. On peut donc conclure que la chaudière comble bien le manque de puissance.

L’installation solaire a pour but de fournir la plus grande partie possible de l’énergie thermique nécessaire au procédé ; le paramètre qui exprime cette part est la fraction solaire (solar fraction). Elle s’exprime :

$$f_{solar} = \frac{\text{Puissance solaire fournie}}{\text{Puissance totale nécessaire}} = \frac{\text{Puissance solaire fournie}}{\text{Puissance solaire} + \text{Puissance auxiliaire}} \quad (2.1)$$

La simulation montre que la plus grande fraction solaire atteignable est 90% au mois de mai, mais le reste de l’année la fraction solaire fluctue entre 35% et 65%. La figure 2.7 présente le rendement énergétique et exergetique<sup>4</sup> et la fraction solaire.

La simulation a aussi permis de déterminer que l’ajout d’une installation solaire de petite taille réduisait de 57% les émissions de  $CO_2$  de la chaudière auxiliaire.

D’après la figure 2.7 l’utilisation d’une source de chaleur auxiliaire reste nécessaire même durant les mois d’été, car la fraction solaire reste insuffisante. Ceci

4. Respectivement le rapport entre l’énergie thermique solaire récupérée et celle délivrée et le rapport entre l’exergie en entrée et en sortie du champ solaire

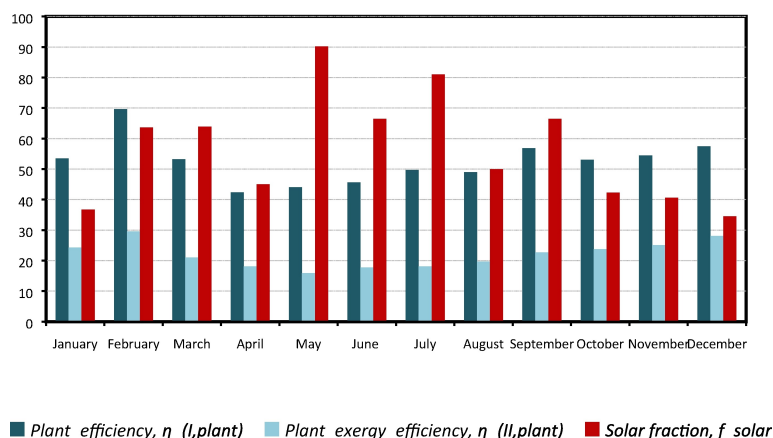


FIGURE 2.7 – Les rendements mensuels et les fractions solaires de l’installation

s’explique par le manque de soleil durant l’hiver et aux pertes thermiques entre le procédé et l’environnement en été, bien que ces dernières soient faibles. Étant donné que l’utilisation d’une source de chaleur auxiliaire était nécessaire, B. El Ghazzani et al. [10] ont comparé les coûts du charbon et du gaz naturel en tant que carburant pour la chaudière et ont montré que l’utilisation de charbon est moins onéreuse que celle du gaz naturel mais émet 70% de  $CO_2$  de plus.

Cette première application montre que l’utilisation de petite installation solaire en hybridation d’une installation à énergie fossiles dans les conditions météorologiques marocaines permet de réduire les émissions de  $CO_2$  bien que sa seule utilisation de suffisse pas. Cette simulation ne prend cependant pas en compte les baisses de rendements optiques des concentrateur dues à la poussière présente dans ces régions, ni l’énergie grise de l’installation<sup>5</sup>.

G. Saini et al. [6] ont expérimenté un PTC pour la cuisson de riz et de légumineuse deux fois par jour (midi et soir) à Kurukshetra en Inde. L’expérience a été réalisée avec le matériel suivant :

- Le PTC : réflecteur en aluminium galvanisé avec une réflectivité de 86% et récepteur tubulaire en cuivre placé à la ligne focale (spécifications figure 2.8).
- Un tube isolant : tube placé autour du récepteur pour autoriser les longueurs d’onde courtes émises par le soleil à passer mais retenir les grandes longueurs d’onde émises par le récepteur.
- Un matériau à changement de phase pour le stockage thermique ou Phase Change Material (PCM) : de l’acetanilide commerciale a été utilisée pour sa température de fusion et sa chaleur latente de fusion (spécifications figure

5. Énergie du cycle de vie

| Design parameter of PTC                   | Dimension |
|-------------------------------------------|-----------|
| Collector aperture area (m <sup>2</sup> ) | 1.4884    |
| Collector length (m)                      | 1.22      |
| Collector width (m)                       | 1.22      |
| Focal length (m)                          | 0.305     |
| Rim angle (degree)                        | 90°       |
| Absorber tube diameter (m)                | 0.032     |
| Concentration ratio                       | 12.14     |

FIGURE 2.8 – Spécifications du cuiseur solaire [6]

|                                                         |                        |
|---------------------------------------------------------|------------------------|
| Melting temperature of acetanilide (commercial grade)   | 118.9 °C               |
| Latent heat of fusion of acetanilide (commercial grade) | 222 kJ/kg              |
| Specific heat of acetanilide                            | 2 kJ/kg K              |
| Density of acetanilide                                  | 1210 kg/m <sup>3</sup> |

FIGURE 2.9 – Spécification du fluide caloporteur (adapté de : [6])

2.9).

- Un cuiseur solaire : trois cylindres concentriques, le plus petit contient les aliments, le second contient le matériau de stockage thermique, le troisième est là où circule le fluide caloporteur. Le tout est bien isolé avec des feuilles d'insulflex et enroulé dans un sac en toile de jute pour réduire les pertes thermiques. La construction du cuiseur a nécessité une attention particulière en raison de la toxicité et l'expansion volumétrique du PCM.
- Un fluide caloporteur : de l'huile (huile moteur) et de l'eau ont tous deux été utilisés et comparés.

Le fluide caloporteur circule naturellement dans le circuit grâce à un thermosiphon créé par les différences de température. Une photo et un schéma du système décrit sont respectivement présentés figure 2.10 et figure 2.11. Des schémas de la vue du dessus et de coté du cuiseur solaire sont respectivement présentés figure 2.12 et figure 2.13.



FIGURE 2.10 – Photo du système testé [6]

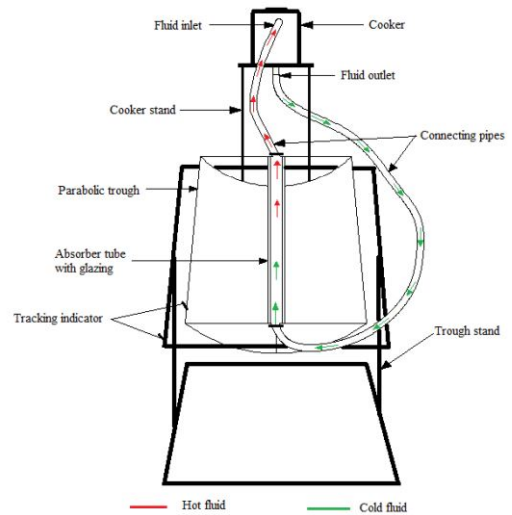


FIGURE 2.11 – Schéma du système et circulation du fluide [6]

Les expérimentations ont été réalisées avec des températures ambiantes allant de  $30^{\circ}\text{C}$  à  $28^{\circ}\text{C}$ . G. Saini et al. [6] ont réalisé 10 expériences, 5 avec de l'eau comme fluide caloporteur et avec différentes charges de cuisson et 5 avec l'huile comme fluide caloporteur et les mêmes charges de cuisson avec des irradiances allant de  $817\text{ W/m}^2$  à  $910\text{ W/m}^2$ . Les charges de cuisson utilisées sont :

- Sans charge
- 150g de riz + 300g d'eau
- 300g de riz + 600g d'eau
- 150g de légumineuses + 450g d'eau
- 300g de légumineuses + 900g d'eau

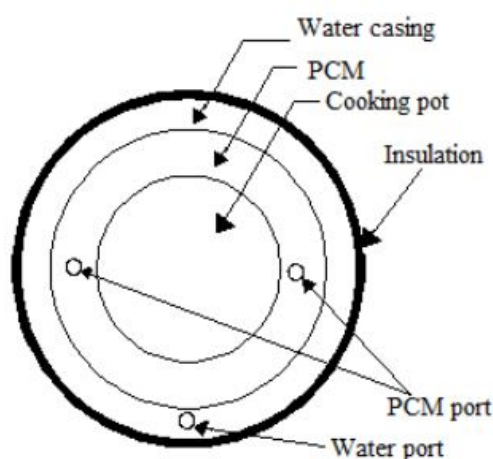


FIGURE 2.12 – Schéma de la vue du dessus du cuiseur solaire [6]

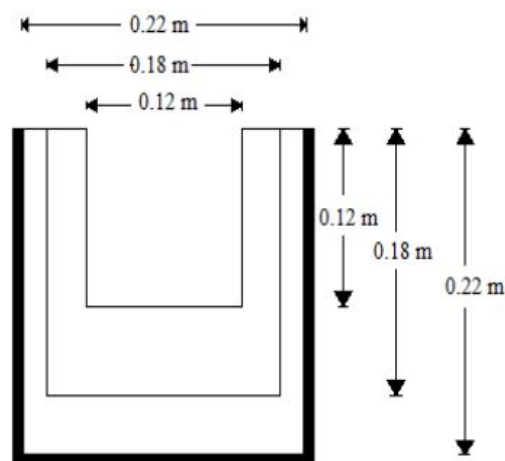


FIGURE 2.13 – Schéma de la vue de côté du cuiseur [6]

Ces expériences ont permis de conclure que l'utilisation de l'huile comme fluide caloporteur est plus intéressante que l'eau. En effet, il est possible d'atteindre des températures supérieures de  $10^{\circ}\text{C}$  à  $24^{\circ}\text{C}$  avec l'huile plutôt qu'avec l'eau, permettant également de gagner sur la vitesse de cuisson ainsi que sur le stockage thermique. Le PCM stocke 19.45% à 30.38% plus d'énergie avec l'huile.

Il a également été montré que la cuisson le soir était 1.6 à 3 fois plus rapide que le midi. Étant donnée la fabrication du cuiseur on peut supposer que cela est dû au fait que les cuissons le soir ont débuté aux alentours de 17h avec un PCM haut en température, alors que les cuissons de midi ont débuté vers 10h lors du début de la montée en température du PCM.

F.J. Cabrera et al. [11] ont mené une étude comparative à propos du refroidissement d'un hôtel et de bureaux alimentés grâce au PTC ou d'autres technologies. Les études ont été menées pour une climatisation simple et double flux. Le dispositif solaire fourni de la chaleur à une solution d'eau et de bromure de lithium qui, en se refroidissant, cède sa chaleur au circuit de climatisation. Les données de cas d'études sont présentées figure 2.14.

Durant leurs études F.J Cabrera et al. ont également réalisé un état de l'art des installations de PTC pour du refroidissement ou de la climatisation et une étude du coût nivelé de l'énergie ou Levelized Cost Of Energy LCOE qui permet de ramener le coût de l'énergie produite au kWh fourni en prenant en compte les dépenses gé-



### 2.3. APPLICATIONS

| Site                   | Latitude/<br>longitude<br>[°] | Office-building                     |                                                      | Hotel                               |                                                      |
|------------------------|-------------------------------|-------------------------------------|------------------------------------------------------|-------------------------------------|------------------------------------------------------|
|                        |                               | $A_{building}$<br>[m <sup>2</sup> ] | $E_{cool,annual}$<br>[kWh/<br>(m <sup>2</sup> year)] | $A_{building}$<br>[m <sup>2</sup> ] | $E_{cool,annual}$<br>[kWh/<br>(m <sup>2</sup> year)] |
| Madrid, Spain          | 40.42/-3.70                   | 930.0                               | 28.050                                               | 642.4                               | 71.439                                               |
| Copenhagen,<br>Denmark | 55.68/12.57                   | 930.0                               | 13.221                                               | 642.4                               | 37.244                                               |

FIGURE 2.14 – Données des cas d'étude de climatisation [11] adaptées de [12]

Zero-loss collector efficiency ( $\eta_0$ ), coefficients of temperature dependent heat loss coefficient ( $a_1, a_2$ ), diffuse incident angle modifier ( $K_{diff}$ ), direct incident angle modifier coefficients ( $b_{1L}, b_{2L}, b_{1T}, b_{2T}$ ), and configuration of solar collector models considered.

| Type of collector                          | FPC-1              | FPC-2              | ETC                | CPC                | PTC-1       | PTC-2       | PTC-3       |
|--------------------------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|-------------|-------------|-------------|
| Specific costs                             | Standard           | Standard           | Standard           | Standard           | Standard    | Low cost    | Standard    |
| Aperture width [m]                         | $2.38 \times 1.06$ | $2.38 \times 1.06$ | $1.45 \times 1.64$ | $2.43 \times 1.62$ | 2.3         | 1.7         | 1.2         |
| References                                 | [67]               | [67]               | [67]               | [67]               | [75]        | [64]        | [131]       |
| $\eta_0$ [-]                               | 0.776              | 0.791              | 0.745              | 0.644              | 0.6931      | 0.5897      | 0.68        |
| $a_1$ [W/(m <sup>2</sup> K)]               | 4.14               | 3.94               | 2.007              | 0.749              | 0.4755      | 0.9317      | 0.4         |
| $a_2$ [W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )] | 0.0145             | 0.0122             | 0.005              | 0.005              | 0.003128    | 0           | 0.0015      |
| $K_{diff}$ [-]                             | 0.840              | 0.876              | 0.85 [132]         | 0.54 [133]         | 0.070 [134] | 0.048 [134] | 0.073 [134] |
| $b_{1L}$ [-]                               | $-1.46E-03$        | $-1.00E-03$        | $-1.37E-03$        | $-1.14E-03$        | $3.18E-04$  | $-3.06E-03$ | $2.20E-04$  |
| $b_{2L}$ [-]                               | $-4.50E-07$        | $-3.00E-07$        | $1.10E-05$         | $8.93E-06$         | $-3.99E-05$ | $-7.40E-06$ | $-3.83E-05$ |
| $b_{1T}$ [-]                               | 0                  | 0                  | $8.315E-03$        | $9.948E-04$        | 0           | 0           | 0           |
| $b_{2T}$ [-]                               | 0                  | 0                  | $-8.896E-05$       | $-9.530E-06$       | 0           | 0           | 0           |
| Angle tilted [°]                           | Lat.-10 [135]      | Lat.-10 [135]      | Lat.-10 [135]      | Lat.-10 [135]      | 0           | 0           | 0           |
| Tracking mode                              | None               | None               | None               | None               | 1-axis      | 1-axis      | 1-axis      |
| Axis orientation                           | South              | South              | South              | South              | N-S         | N-S         | N-S         |

FIGURE 2.15 – Données des installations comparées [11]

nérales (investissement, maintenance et taille de l'installation (surfaces à refroidir)) sur la durée de vie du projet.

Les comparaisons ont été effectuées entre 4 technologies différentes : le (PTC), le Flat-Plate Collector (FPC), l'Evacuated Tube Collector (ETC) et le Compound Parabolic Collector (CPC) et 7 configurations : deux FPC, un ETC, un CPC et 3 PTC). Les détails des installations sont présentés dans la figure 2.15.

Le LCOE a été calculé suivant la formule 2.2 [11] :

$$LCOE = \frac{crf \times K_{invest} + K_{O\&M} + K_{fuel}}{E_{cool,annual} A_{building}} \quad (2.2)$$

où  $K_{invest}$  est l'investissement total de l'installation,  $K_{O\&M}$  est le coût annuel de la maintenance,  $K_{fuel}$  est le coût annuel de l'éventuel fuel utilisé en plus du solaire.  $A_{building}$  et  $E_{cool}$  sont respectivement la production énergétique pour le refroidissement et la surface des bâtiments. Finalement, le  $crf$  est le coefficient d'amortissement de l'installation. Celui-ci se calcule grâce à l'équation 2.3 [11] :

$$crf = k_d \frac{(1 + k_d)^n}{(1 + k_d)^n - 1} + k_{insurance} \quad (2.3)$$

où  $k_d$  est le taux d'intérêt,  $k_{insurance}$  est le taux annuel de l'assurance et  $n$  est la

| Number | Process name   | Inlet temperature<br>(°C) | Outlet temperature<br>(°C) | Pressure<br>(bar) |
|--------|----------------|---------------------------|----------------------------|-------------------|
| 1      | Concentration  | 140                       | 90                         | 6                 |
| 2      | Cooking        | 200                       | 96                         | 3                 |
| 3      | Heating        | 160                       | 100                        | 5.5               |
| 4      |                | 140                       | 95                         | 6                 |
| 5      | Autoclave LDPE | 150                       | 120                        | 6                 |

FIGURE 2.16 – Procédés simulés [4]

durée de vie du projet.

Cette étude comparative a permis de montrer que le PTC avait la fraction solaire la plus importante de toutes les technologies comparées. Les auteurs ont conclu qu'une installation de refroidissement simple flux nécessitait 0 à 3  $m^2$  de collecteur par kW de froid fourni pour être efficace tandis que 0 à 2  $m^2$  sont nécessaires avec une double-flux. En effet, la fraction solaire n'augmente que très peu au-delà de ces ratios. Le LCOE est également le plus bas pour le PTC à égalité avec le FPC (Valeurs tableau 2.1).

|            | Madrid      |              |                |                 | Copenhague  |              |                |                 |
|------------|-------------|--------------|----------------|-----------------|-------------|--------------|----------------|-----------------|
|            | $f_{hotel}$ | $f_{office}$ | $LCOE_{hotel}$ | $LCOE_{office}$ | $f_{hotel}$ | $f_{office}$ | $LCOE_{hotel}$ | $LCOE_{office}$ |
| 1E-3 $m^2$ | 0,45        | 0,72         | 0,3            | 0,5             | 0,35        | 0,6          | 0,58           | 1,05            |
| 2E-5 $m^2$ | 0,45        | 0,78         | 0,3            | 0,55            | 0,32        | 0,6          | 0,6            | 1,1             |

TABLE 2.1 – Fraction solaire et LCOE de l'installation pour un hôtel et des bureaux à Madrid et Copenhague

F. Cortès et al. [4] ont réalisé une étude technico-économique sur le potentiel des PTC pour générer de la vapeur dans des procédés industriels à Santiago au Chili. L'étude compare 5 procédés alimentés en chaleur par un PTC, les procédés vont de 140 °C à 200 °C et de 3 à 6 bar. La figure 2.16 présente les températures et les pressions des procédés simulés, la figure 2.17 montre un schéma du cas d'étude simulé grâce à TRNSYS.

Le système est composé d'une boucle fermée solaire et d'un générateur de vapeur (un économiseur (ECO), un évaporateur (EV) et un superheater (SH)). Le PTC utilisé dans la simulations est le PolyTrough 1800 de l'entreprise NEP Solar avec du Therminol VP-1 comme fluide caloporteur dans une fourchette de températures de 150 à 220 °C. Les variables étudiées sont la localisation, l'aire d'ouverture, la température du collecteur, la température de pinch (température limite à laquelle une source de chaleur du procédé peut chauffer une source froide du procédé via un

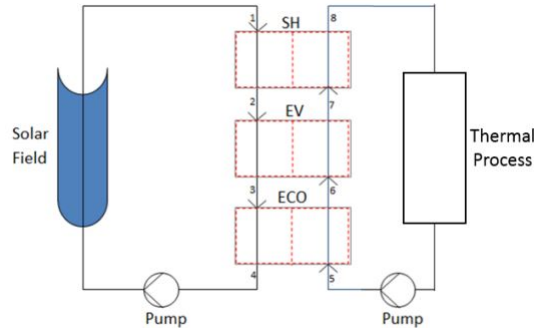


FIGURE 2.17 – Schéma de la simulation [4]

échangeurs et réciproquement dans le but de déterminer le nombre optimal d'échangeurs thermiques), la température du procédé et sa pression.

Une étude économique a été menée sur l'intégration des PTC dans les procédés choisis afin de voir leurs potentiels pour les procédés choisis. L'étude a été menée via le coût nivelé de la chaleur ou Levelized Cost of Heat LCOH (équivalent au LCOE) exprimé [4] :

$$LCOH = \frac{I_0 + \sum_{t=1}^T \frac{C_t}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^T \frac{E_t}{(1+r)^t}} \quad (2.4)$$

où  $I_0$  est l'investissement initial,  $C_t$  est le coût de maintenance annuel,  $E_t$  est l'énergie économisée et  $r$  est le taux d'actualisation.

Les auteurs ont étudié l'évolution du LCOH en fonction de plusieurs facteurs tels que les températures de sortie des procédés et la localisation. F. Cortès et al. [4] ont montré que les deux facteurs qui influencent le plus sur le LCOH sont la température de sortie du procédé et la différence de température dans le champ solaire. En effet, plus la température de sortie du champ solaire est élevée plus le LCOH diminue. On retrouve cette même conclusion lors de la comparaison sur le territoire. Plus l'installation se trouve au nord du pays plus l'irradiance est élevée et donc la température de sortie de champ est élevée et plus le LCOH est faible (figure 2.18).

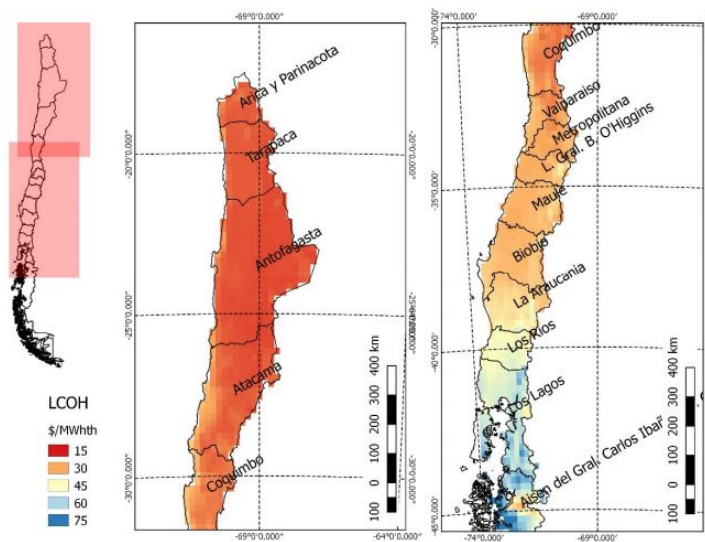


FIGURE 2.18 – Évolution du LCOH en fonction de la localisation au Chili [4].

# Chapitre 3

## Le Linear Fresnel Reflector (LFR)

### 3.1 Informations générales

Le Linear Fresnel Reflector (LFR) ou collecteur linéaire de Fresnel en français représente 9% des projets de production d'électricité solaire par concentration dans le monde. Cela fait d'elle une technologie relativement peu mature[1] car il y eu peu de réalisations de cette technologie donc peu d'expériences. Cependant, cela implique que les perspectives de recherche à l'égard de cette technologie restent importantes. L'application des LFR peut être pour la production d'électricité ou des applications thermiques. Au même titre que le PTC l'énergie thermique récupérée par le concentrateur est transmise à un fluide caloporteur. Par la suite cette énergie est utilisée pour créer de la vapeur sous pression dans le but de faire tourner une turbine et générer de l'électricité. Le rendement du solaire à l'électrique de cette technologie varie entre 8% et 12% [2]. Les applications thermiques des LFR se font sur le même principe que celle du PTC. En effet, l'énergie thermique solaire est concentrée puis transmise à un fluide caloporteur, qui, grâce à des échangeurs, la transmet à de l'eau ou de l'air par exemple.

Le LFR a des ratios de concentration relativement bas, ils varient généralement entre 15 et 170 [2]. Ces ratios ne permettent donc pas au LFR de monter haut en température. En effet, les températures atteignables sont de l'ordre de 150 ° C à 400 ° C [2] de manière à permettre aux LFR d'être utilisés dans des applications thermiques de moyenne température comme de la cuisson ou du séchage par exemple. De la même manière que les PTC les collecteurs LFR sont linéaires. En effet, les lignes de concentrateurs sont donc positionnées suivant l'axe Nord-Sud et disposent d'un système de trackeur solaire une dimension, suivant l'axe Est-Ouest. L'ensemble des lignes de collecteurs LFR est appelé champ solaire.

Financièrement parlant, le collecteur LFR est également moins coûteux que les autres technologies lors de sa mise en place et sa fabrication [2]. Ses utilisations restent cependant faibles du fait de ses températures de fonctionnement basses.

## 3.2 La composition et le principe

Les collecteurs LFR sont composés de deux parties, les réflecteurs et le récepteur. Les réflecteurs sont des surfaces réfléchissantes rectangulaires planes. Mais, à la différence du PTC les collecteurs LFR possèdent plusieurs réflecteurs qui concentrent l'énergie solaire sur le récepteur. Les premiers réflecteurs sont les miroirs rectangulaires orientant le flux vers le récepteur et le second est un réflecteur parabolique placé au-dessus du récepteur dont la ligne focale est le récepteur. Ce dernier est semblable à celui du PTC, à savoir un tube généralement en cuivre.

Le collecteur LFR est ensuite composé d'une structure mécanique qui maintient le récepteur au niveau de la ligne focale des réflecteurs. La figure 3.1 présente le schéma d'un collecteur LFR.

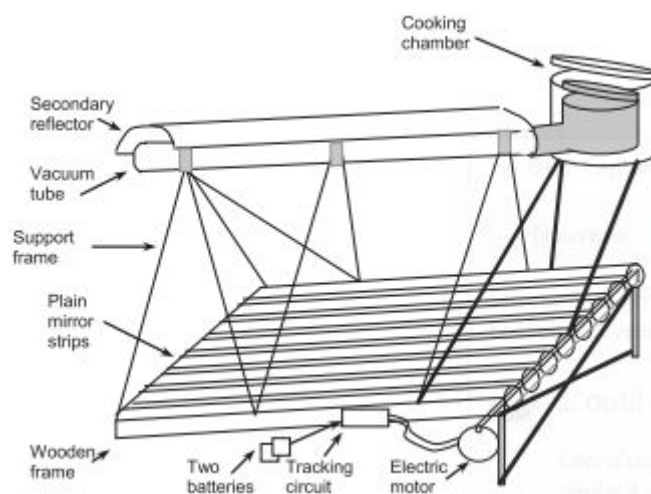


FIGURE 3.1 – Schéma descriptif d'un concentrateur LFR [13]

Le principe de fonctionnement des collecteurs LFR est basé sur la lentille de Fresnel à la différence qu'à la place d'une lentille nous avons des miroirs. Chaque réflecteur rectangulaire est incliné selon un angle qui permet de réfléchir les rayons du soleil sur la ligne focale de la parabole simulée par l'ensemble des réflecteurs linéaires. La présence du second réflecteur permet d'augmenter la quantité de rayons solaires réfléchis sur le récepteur. Les angles d'inclinaison sont croissants lorsque l'on s'éloigne du milieu de la structure. Une fois réfléchis, les rayons solaires transmettent l'énergie

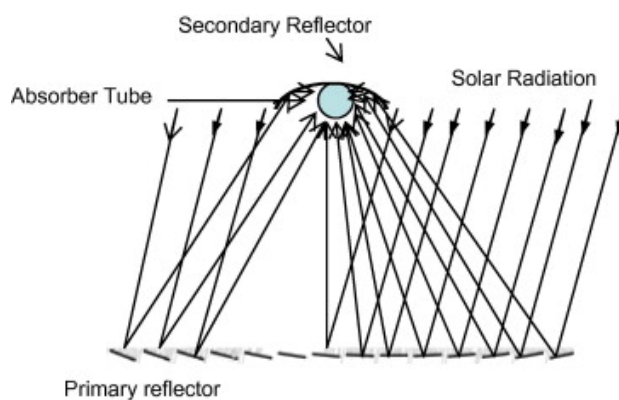


FIGURE 3.2 – Principe de fonctionnement des collecteurs LFR [13]

thermique au fluide caloporteur circulant dans le récepteur. Le fluide caloporteur a un débit tel qu'il emmagasine le maximum d'énergie thermique avant de sortir du champ solaire et d'être envoyé vers l'application (thermique ou électrique). La figure 3.2 montre un schéma décrivant le principe de fonctionnement des collecteurs LFR.

### 3.3 Applications

Bien que les collecteurs LFR ne représentent qu'une faible partie des installations solaires actuelles, les publications à propos d'applications thermiques sont nombreuses et diverses.

S.Z. Farooqui [13] a étudié l'impact de la variation de charge sur les rendements énergétiques et exergétiques d'un collecteur LFR.

Les études ont été réalisées avec 3 à 7L d'eau dans le cuiseur solaire lié au collecteur LFR. Le collecteur utilisé a une aire d'ouverture  $1,48 \text{ m}^2$  et est incliné de  $25^\circ$  par rapport à l'horizontale et face au sud.

Les relevés de température de l'eau dans le cuiseur, de la température ambiante et de l'irradiance solaire incidente sur une surface horizontale ont été réalisées toutes les minutes et des moyennes sur 2 min ont été enregistrées. La mesure de l'irradiance s'est faite via un Pyranomètre Apogee SP110.

La figure 3.1 montre un schéma du collecteur utilisé lors des expériences et la figure 3.3 présente le cuiseur. Le détail des expériences est présenté figure 3.4.

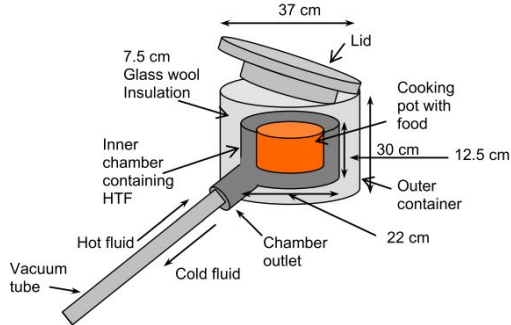


FIGURE 3.3 – Schéma du cuiseur solaire [13]

Test conditions during five experiments with varying load.

| Test conditions        | Experiment 1   | Experiment 2 | Experiment 3   | Experiment 4  | Experiment 5   |
|------------------------|----------------|--------------|----------------|---------------|----------------|
| Date                   | March 14, 2014 | No. 26, 2014 | March 15, 2014 | Nov. 27, 2014 | March 31, 2014 |
| Water load (g)         | 3000           | 4000         | 5000           | 6000          | 7000           |
| Start solar time (h)   | 11:00          | 10:30        | 10:30          | 10:30         | 10:50          |
| End solar time (h)     | 11:54          | 12:00        | 12:05          | 12:40         | 13:08          |
| Start water temp. (°C) | 34             | 30           | 28             | 32            | 34             |
| End water temp. (°C)   | 100            | 100          | 100            | 100           | 100            |

FIGURE 3.4 – Conditions des expériences [13]

Les expériences ont été menées à Karachi au Pakistan (latitude : 25 ° et longitude : 67 °). Les résultats de ces expériences portent sur plusieurs paramètres. Les rendements exergetiques des expériences 1, 2, 3, 4 et 5 sont respectivement 3,7%, 3,7%, 3%, 3,8% et 2,3% (figure 3.5). Ces résultats montrent que le rendement exergetique ne dépend que peu de la charge. Dans le même temps les rendements énergetiques moyens sont 16,73%, 19,7%, 17,98%, 21,09% et 15,13% (figure 3.6).

Les autres paramètres étudiés lors des expériences sont résumées dans la figure 3.7.

Le pic de puissance exergetique est accessible lorsqu'un graphique est réalisé avec la puissance exergetique en fonction de la différence de température entre l'eau et la température ambiante  $\delta T$ . La largeur à mi-hauteur du pic de la puissance exergetique de sortie nous permet d'accéder à la plage de fonctionnement optimale du collecteur, intitulée "Temperature difference gap at half peak power" dans la figure 3.7. Lors de l'étude, de grosses variations d'exergie en entrée ont été observés ce qui pourrait expliquer les incertitudes visibles sur la figure 3.7.

Le facteur de qualité du collecteur peut être le ratio entre le pic d'exergie gagnée et les pertes exergetiques. Plus le facteur de qualité est élevé, meilleures sont les performances du collecteur puisque cela implique un grand gain d'exergie et de faibles pertes. L'évolution du facteur de qualité en fonction de la charge est présentée figure 3.8.



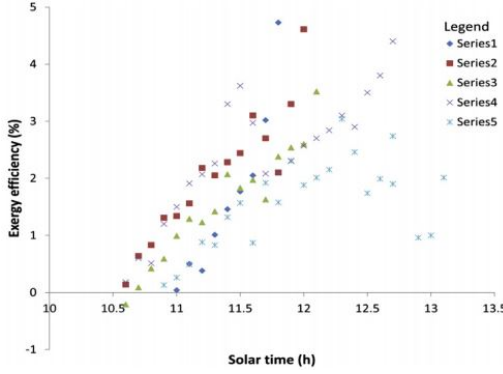


FIGURE 3.5 – Rendements exergetiques des 5 expériences [13]

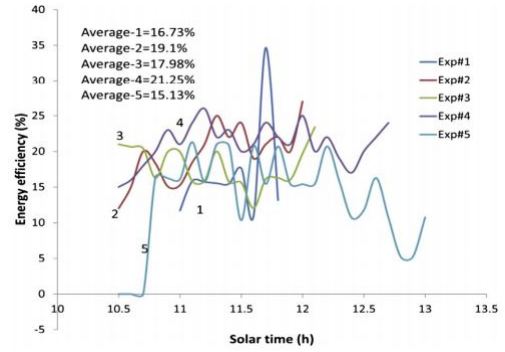


FIGURE 3.6 – Rendements énergétiques des 5 expériences [13]

| Experiment no.                                                           | 1            | 2           | 3             | 4            | 5            | Mean value      |
|--------------------------------------------------------------------------|--------------|-------------|---------------|--------------|--------------|-----------------|
| Water load (kg)                                                          | 3            | 4           | 5             | 6            | 7            | 5 ± 2           |
| Maximum exergy output power (W)                                          | 50           | 40          | 47            | 45           | 50           | 46.4 ± 6.4      |
| Maximum exergy efficiency (%)                                            | 3.7          | 3.7         | 3             | 3.8          | 2.3          | 3.3 ± 1.0       |
| Average energy efficiency (%)                                            | 16.73 ± 6.32 | 19.7 ± 5.25 | 17.98 ± 2.73  | 21.09 ± 4.97 | 15.13 ± 4.53 | 18.13 ± 2.96    |
| Peak exergy output power (W) versus temperature difference               | 46.4 ± 12.32 | 45.6 ± 4.65 | 54.87 ± 14.51 | 52.5 ± 2.29  | 56 ± 15.61   | 51.07 ± 5.47    |
| Temperature difference (K) at peak exergy power                          | 61.15        | 63.8        | 52.64         | 63.26        | 54.87        | 59.14 ± 6.5     |
| Temperature difference gap at half peak power (K)                        | 61.25        | 65.3        | 52.64         | 54.03        | 54.87        | 57.62 ± 7.68    |
| Product of temperature difference gap and peak exergy output power (W K) | 2842         | 2909.28     | 2888.35       | 3321.15      | 3072.72      | 3006.7 ± 314.45 |
| Heat loss coefficient (W/K m <sup>2</sup> )                              | 1.7          | 1.76        | 0.444         | 1.81         | 5.89         | 2.321 ± 3.57    |
| Specific heat loss coefficient (W/K kg m <sup>2</sup> )                  | 0.567        | 0.44        | 0.089         | 0.302        | 0.84         | 0.448 ± 0.39    |
| Abscissa of Exergy loss (W)                                              | 1450.96      | 1030.56     | 1330.84       | 1033.23      | 1407.96      | 1250.7 ± 200.24 |
| Quality Factor                                                           | 0.032        | 0.0442      | 0.041         | 0.0506       | 0.040        | 0.042 ± 0.01    |
| Adjusted QF                                                              | 0.0242       | 0.0395      | 0.033         | 0.0443       | 0.0284       | 0.0339 ± 0.01   |

FIGURE 3.7 – Résumé des résultats des 5 expériences [13]

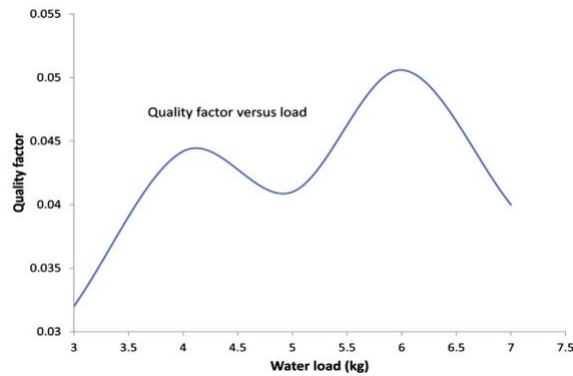


FIGURE 3.8 – Facteur de qualité en fonction de la charge du cuiseur [13]

### 3.3. APPLICATIONS

S.Z. Farooqui [13] nous permet de conclure que l'utilisation optimale de ce collecteur est effectuée avec une charge de 6L d'eau. En effet, lorsque la charge est supérieure à 6L la distance entre le haut du cuiseur et l'eau est trop faible et les pertes augmentent fortement. Le fait que le rendement exergetique ne varie que très peu avec la charge montre que la majorité des pertes se font dans le concentrateur et non au niveau du cuiseur.

S.Z. Farooqui [14] a réalisé un collecteur LFR capable d'atteindre  $250^{\circ}\text{C}$  dans le cuiseur. Pour ce faire l'utilisation d'un collecteur d'aire d'ouverture de  $1,96\text{ m}^2$  (17 miroirs rectangulaires de 6,3 cm de large et 183 cm de long chacun) a été utilisé. Le récepteur est un tube standard en verre borosilicate sous vide double couche et à revêtement multiple car il peut être utilisé jusqu'à des températures de  $300^{\circ}\text{C}$ . Les réflecteurs sont alignés grâce à un laser et le tracking solaire des réflecteurs est synchronisé grâce à un pignon crémaillère. La figure 3.9 montre une photo du collecteur réalisé. Le cuiseur solaire est composé de 3 parties, le conteneur externe, la chambre intérieure et la casserole. La chambre intérieure est remplie de 5 cm de laine de verre. La figure 3.10 montre un schéma de cuiseur.

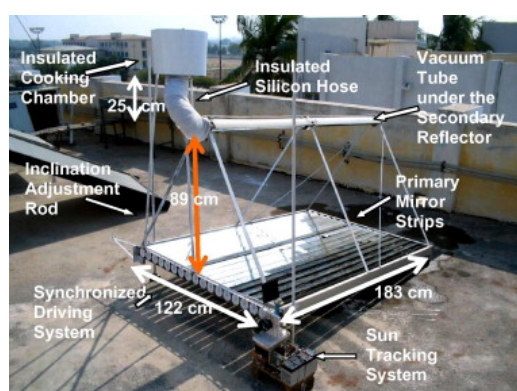


FIGURE 3.9 – Photo du collecteur LFR [14]

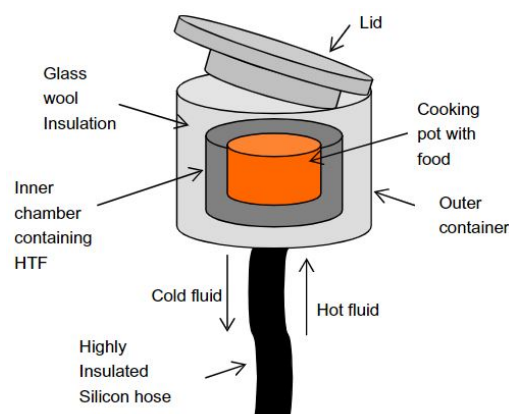


FIGURE 3.10 – Schéma du cuiseur monté sur le collecteur [14]

Trois des quatre expériences réalisées ont utilisé de l'huile de tournesol usagée comme fluide caloporteur et la dernière de l'eau. Ces expériences ont été réalisées à une latitude et longitude de respectivement  $25^{\circ}$  et  $67^{\circ}$ . La figure 3.11 présente les conditions d'expérimentation des quatre expériences.

| Parameter           | Experiment # 1     | Experiment # 2     | Experiment # 3     | Experiment # 4 |
|---------------------|--------------------|--------------------|--------------------|----------------|
| Date                | February 17, 2012  | March 19, 2012     | April 26, 2012     | May 22, 2012   |
| HTF material        | Used vegetable oil | Used vegetable oil | Used vegetable oil | Water          |
| C (J/gm/K)          | 3.21               | 3.21               | 3.21               | 4.2            |
| M (g)               | 2030               | 2030               | 3735               | 4500           |
| $t_{s1}$ (H:M)      | 11:33              | 10:49              | 10:33              | 11:40          |
| $t_{s2}$ (H:M)      | 12:28              | 11:35              | 12:10              | 12:55          |
| Duration (M)        | 55                 | 46                 | 97                 | 75             |
| $\beta$ (°)         | 32                 | 28                 | 14                 | 14             |
| $T_1$ (°C)          | 67                 | 94                 | 52                 | 43             |
| $T_2$ (°C)          | 225                | 250                | 164                | 100            |
| $E_{incident}$ (kJ) | 4218               | 3465               | 7877               | 6416           |
| $E_{absorbed}$ (kJ) | 1029               | 1017               | 1343               | 1077.3         |
| C                   | 0.244              | 0.294              | 0.17               | 0.17           |
| P (W)               | 311                | 369                | 231                | 239            |

FIGURE 3.11 – Conditions d’expérimentation [14]

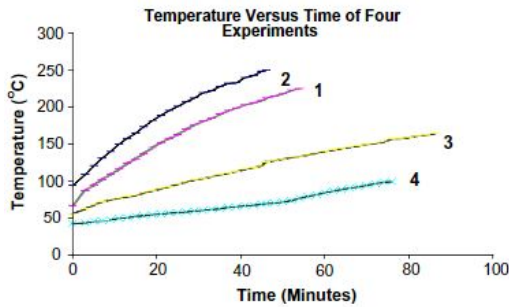


FIGURE 3.12 – Évolution de la température de chaque fluide caloporteur entre leurs  $t_{s1}$  et  $t_{s2}$  respectifs (Cf 3.11) [14]

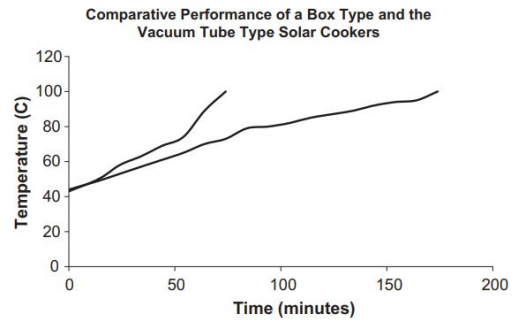


FIGURE 3.13 – Comparaison entre un collecteur LFR (courbe supérieure) et un collecteur box-type (courbe inférieure) [14].

Il est possible de voir sur la figure 3.12 que les expériences 1 et 2 ont une courbe similaire bien que l’on constate une différence de température finale de 25 ° C. Cela s’explique par la différence de température initiale et la légère différence d’irradiance. Étant donné que, pour ces deux expériences, la charge et le fluide sont égaux l’expérience est répétable. Une comparaison entre le collecteur LFR et un collecteur box type avec des charges respectives de 4,5 kg et 2 kg d’eau. Le box-type avait un tracking solaire manuel 2 dimensions toutes les 10min. Le collecteur LFR a porté à ébullition l’eau en 75 min contre 174 min pour le box-type.

Les conclusions de ces expériences sont que le collecteur LFR est convenable pour une cuisson à l’eau mais également pour la friture. Sa conception permet de déplacer le cuiseur afin de le mettre dans une pièce ou à l’abri du soleil en vue de faciliter l’utilisation. Dans cette optique, le collecteur LFR est 2,32 fois plus rapide que le box-type pour porter à ébullition 2,25 fois plus d’eau.

### 3.3. APPLICATIONS

R. Best et al. [15] ont simulé un cas d'étude à Hermosillo, Mexique ( $29^{\circ} 06'N$  et  $110^{\circ} 57'$ ). La température ambiante varie entre  $15,5^{\circ} C$  en décembre et  $33,6^{\circ} C$  en juillet, durant lequel l'irradiance globale<sup>1</sup> sur une surface horizontale est de  $2101 kWh/m^2$  et une irradiance directe normale<sup>1</sup> de  $1536 kWh/m^2$ .

Le cas d'étude porte sur une exploitation porcine, de l'élevage à l'élaboration des produits. Sur un an, l'exploitation produit l'équivalent de 660 000 porcs. L'étape industrielle choisie est la dernière : "Added Value Plant", elle correspond à la découpe des morceaux et leurs congélations. Les températures de ce procédé sont comprises entre  $-2^{\circ} C$  et  $2^{\circ} C$ . Le système solaire sera couplé au système de réfrigération via un échangeur de chaleur. La figure 3.14 présente un schéma du concept :

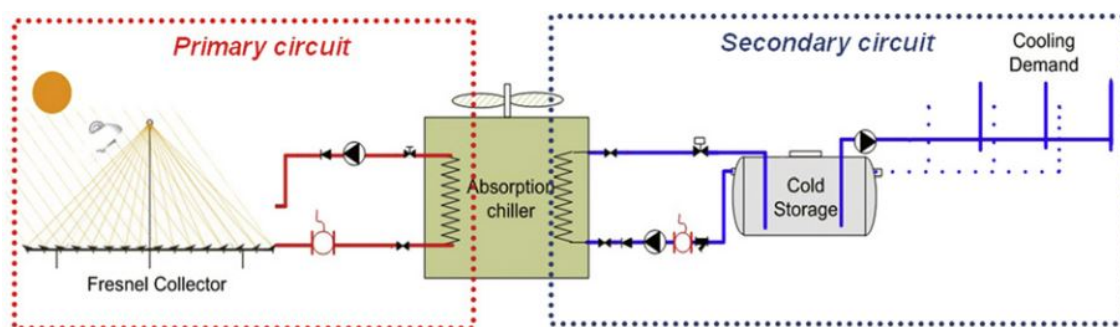


FIGURE 3.14 – Schéma du réfrigérateur solaire [15]

Le nombre de collecteurs LFR composant le champ solaire a été choisi comme paramètre variable de l'étude. Son influence sur les performances économiques et énergétiques permettra de faire le choix le plus intéressant sur les deux approches. La dimension du champ solaire optimale, déterminée grâce à TRNSYS, est une aire d'ouverture  $242 m^2$  pour une aire totale de  $330 m^2$ . Le champ est composé de 11 sous-modules de dimension  $4 \times 5,5 m^2$  d'aire d'ouverture, en rouge sur la figure 3.15 :

La puissance nominale du réfrigérateur est  $39 kW$  et le réservoir de stockage froid a un volume de  $9 m^3$ .

La figure 3.16 présente les résultats de la simulation. La fraction solaire est à son maximum en Avril avec  $18,7\%$  et son minimum en Décembre avec  $4,4\%$  [15]. Ces faibles pourcentages sont explicables par la grosse demande et que le procédé tourne sans interruption. Une étude d'échelle a été menée sur le champ solaire, il a été montré qu'en multipliant par 2,5 le nombre de collecteurs parallèles du champ la fraction solaire moyenne passait de  $7\%$  à  $18\%$  [15]. Le détail de l'étude est donné figure 3.17

1. Voir annexe A



FIGURE 3.15 – Dimension des collecteurs LFR [15]

En élargissant l'échelle de l'étude à l'industrie de refroidissement de Mexico, le résultat était qu'il était possible d'économiser 95  $GWh/an$  soit un équivalent de 18,3  $kt$  de  $CO_2$  non émis. Cependant, le coût annuel d'entretien du champs serait de 59 M€.

Il est possible d'imaginer qu'avec les technologies actuelles et l'augmentation du prix de l'électricité ses coûts soient plus compétitifs.

M. Alhaj et al. [16] ont mené une étude technico-économique sur la performance des stockages thermiques des collecteurs LFR pour la dessalement d'eau de mer à Doah au Qatar. Le procédé est de la distillation multi-effets (MED) à 7 effets. Le procédé de MED ("MED chamber" sur la figure 3.18) est composé de plusieurs évaporateurs en série appelé effet : la vapeur d'eau marine créée dans le première évaporateur sert à chauffer l'eau marine dans le second et ainsi de suite. La saumure ("Brine" sur la figure 3.18) est extraite grâce à des pompes de la même façon que l'eau distillée ("Distillate" sur la figure 3.18) est récupérée une fois condensée. La performance du champ solaire ("Solar Field" sur la figure 3.18) est importante car c'est lui qui fournit la chaleur pour créer la vapeur du premier effet et conditionne donc le nombre d'effets totaux utilisable. La figure 3.19 donne le détail des collecteurs LFR choisis.

Les hypothèse principales du modèle utilisé sont :

- Tous les composants sont en régime permanent
- L'irradiance solaire horaire est constante
- Absence de pertes de charge dans les tuyaux du LFR dû à la petite taille du système
- Les évaporateurs sont isolés, il n'y a donc pas de pertes vers l'environnement
- Les chutes de pression dans les désembueurs sont négligeables
- L'eau distillée à une salinité de zéro

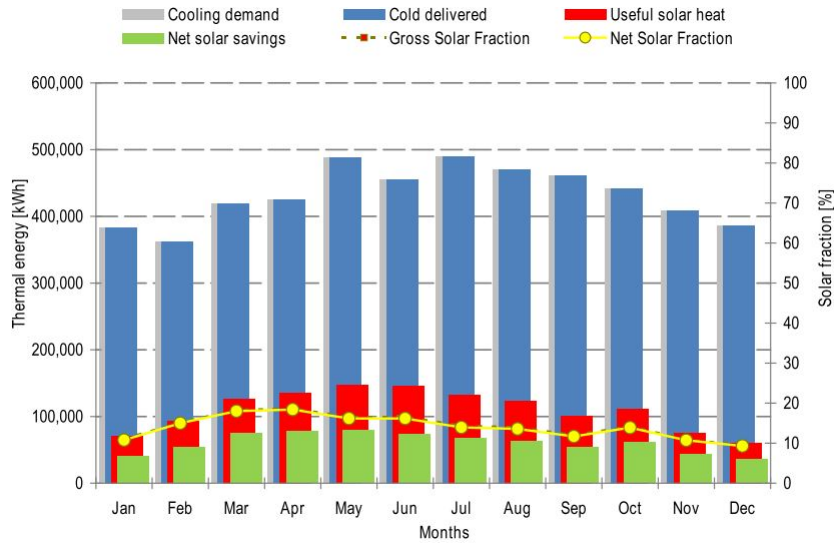


FIGURE 3.16 – Résumé graphique des résultats de la simulation [15]

Les résultats de la simulation (figure 3.20) montrent qu’avec une aire d’ouverture de  $176 \text{ m}^2$  et 7 évaporateurs (nécessitant usuellement  $300\text{m}^2$ ) l’installation pouvait fournir  $734 \text{ kg/h}$  d’eau douce, soit  $4.2 \text{ kg/h}$  par  $\text{m}^2$ , ce qui représente  $19 \text{ kWh}$  d’énergie mécanique équivalente par  $\text{m}^3$  d’eau distillée. En effet, l’énergie mécanique équivalente permet de comparer les différentes méthodes de désalinisation. Par exemple, l’osmose inverse représente  $5 \text{ à } 7 \text{ kWh/m}^3$ . Par conséquent le procédé présenté est énergivore comparé à l’osmose inverse. Une étude d’optimisation sur ce procédé a été réalisée à la suite de la simulation. Il a été montré que l’utilisation d’une MED basse pression baisse réduit l’énergie mécanique équivalente ce qui entraîne l’augmentation du nombre d’évaporateurs car les températures et pressions sont plus faibles donc le champ solaire plus petit. Par conséquent, les coûts sont réduits car le coût majoritaire de l’installation reste le champ solaire. Le nombre d’évaporateurs optimal trouvé est 10 donc la surface d’ouverture des collecteurs est

| n° "base module" in parallel | Area collector [m <sup>2</sup> gross area] | Power chiller [kW cooling] | Useful heat solar system [kWh] | Thermal chiller cold generation [kWh] | Solar fraction (SF)% |
|------------------------------|--------------------------------------------|----------------------------|--------------------------------|---------------------------------------|----------------------|
| 4                            | 1320                                       | 156                        | 667,399                        | 376,602                               | 7                    |
| 6                            | 1980                                       | 234                        | 1,001,098                      | 568,830                               | 11                   |
| 8                            | 2640                                       | 312                        | 1,348,013                      | 758,440                               | 14                   |
| 10                           | 3300                                       | 390                        | 1,701,536                      | 954,594                               | 18                   |

FIGURE 3.17 – Étude d’échelle du champ solaire [15]

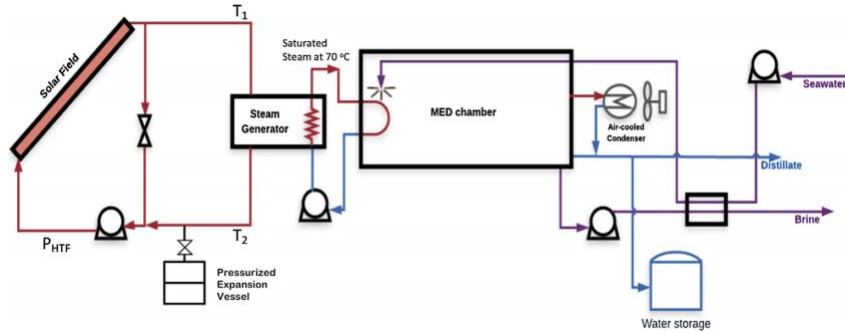


FIGURE 3.18 – Schéma du système de MED alimenté à l'énergie solaire [16]

| Parameter               | Value                           |
|-------------------------|---------------------------------|
| Field aperture          | $8 \times 22 = 176 \text{ m}^2$ |
| Absorber tube           | SCHOTT PTR® 70                  |
| Total absorber length   | 64.96 m                         |
| Absorber diameter       | 3.47 cm                         |
| Max. optical efficiency | 66%                             |

FIGURE 3.19 – Données techniques des collecteurs LFR choisis [16]

de  $226 \text{ m}^2$  et l'énergie mécanique équivalente consommée est de  $8 \text{ kWh/m}^3$ . Le détail de l'installation optimale est donnée figure 3.21 :

M. Alhaj et al. [16] ont également comparé les différents stockages thermiques d'un point de vue technico-économique. Les systèmes choisis sont :

- Sel fondu (Stockage de chaleur sensible)
- Potassium chloride-lithium nitrate ( $KCl - LiNO_3$ , stockage de chaleur latente)
- Eau

Les données de densité énergétique et de coût des systèmes de stockage sont présentés figure 3.22. Les résultats de l'étude (figure 3.23) montrent que le stockage de chaleur latente est celui avec le volume le plus petit avec la densité énergétique la plus élevée. Dans les 3 cas la surface solaire optimale (sans stockage) a dû être augmentée d'environ 50% pour le stockage énergétique et de 39% pour le stockage aquatique. Néanmoins l'utilisation de stockage thermique a augmenté la productivité de 62%.

| Parameter                                              | Value         |
|--------------------------------------------------------|---------------|
| <i>TVC</i>                                             |               |
| <sup>h</sup> Motive steam pressure (bar)               | 3             |
| <sup>i</sup> Discharge steam pressure (bar)            | 0.3           |
| <sup>o</sup> Discharge steam temperature (°C)          | 70            |
| <sup>e</sup> Entrained vapor pressure (bar)            | 0.07          |
| <sup>c</sup> Compression ratio                         | 4.385         |
| <sup>a</sup> Mixing ratio                              | 2.99          |
| <i>MED chamber</i>                                     |               |
| <sup>n</sup> Number of effects                         | 7             |
| <sup>t</sup> Top brine temperature (°C)                | 65            |
| <sup>f</sup> Feed mass flow rate (kg/h)                | 2520          |
| Feed type                                              | Parallel flow |
| <sup>s</sup> Seawater temperature (°C)                 | 30            |
| <sup>sw</sup> Seawater salinity (g/kg)                 | 48.2          |
| <sup>in</sup> Seawater intake (kg/h)                   | 8400          |
| <sup>d</sup> Design $\Delta T$ in end condenser (°C)   | 7             |
| <sup>b</sup> Brine temperature in the last effect (°C) | 40            |
| <i>Performance results</i>                             |               |
| GOR                                                    | 8.3           |
| Specific thermal power (kWh/m <sup>3</sup> )           | 81.7          |
| Specific power consumption (kWh/m <sup>3</sup> )       | 2.1           |
| Equivalent mechanical energy (kWh/m <sup>3</sup> )     | 19.2          |
| Specific area (m <sup>2</sup> /kg/s)                   | 282           |
| Productivity (kg/h)                                    | 734           |
| Brine disposal temperature (°C)                        | 38            |
| Brine disposal salinity (g/kg)                         | 52.8          |

FIGURE 3.20 – Résultats de la simulation [16]

| Parameter                                                                    | Value |
|------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Solar field aperture area, m <sup>2</sup>                                    | 226   |
| Temperature drop in the steam generators, °C                                 | 10    |
| Number of evaporators                                                        | 10    |
| Distillate production, m <sup>3</sup> /h                                     | 1     |
| Plant annual yield, m <sup>3</sup> of freshwater/m <sup>2</sup> of solar LFC | 8.4   |
| Equivalent mechanical energy, kWh/m <sup>3</sup>                             | 7.9   |

FIGURE 3.21 – Données de l'installation de désalinisation optimale [16]

| Storage system        | Energy density             | Specific cost |
|-----------------------|----------------------------|---------------|
| Sensible heat storage | 0.76 kWh/m <sup>3</sup> ·C | \$30/kWh      |
| Latent heat storage   | 201.7 kJ/kg                | \$50/kWh      |
| Water storage         | 4.2 kJ/kg·C                | \$0.25/L      |

FIGURE 3.22 – Densité énergétique et coût spécifique des systèmes de stockages [16]

Afin d'avoir une idée globale de coût, la figure 3.24 montre la comparaison des coût globaux entre les 3 systèmes de stockage pour une installation avec une capacité de 13 m<sup>3</sup>/jour. On remarque que la plus grosse partie des coûts (60%) provient

| Storage system        | Required solar field size (m <sup>2</sup> ) | Required MED evaporator area (m <sup>2</sup> ) | Storage system volume (m <sup>3</sup> ) | Daily freshwater production (m <sup>3</sup> ) | Night-time operation (h) |
|-----------------------|---------------------------------------------|------------------------------------------------|-----------------------------------------|-----------------------------------------------|--------------------------|
| Sensible heat storage | 338.9                                       | 125.4                                          | 4.9                                     | 13                                            | 5                        |
| Latent heat storage   | 338.9                                       | 125.4                                          | 3.3                                     | 13                                            | 5                        |
| Water storage         | 314.6                                       | 181.2                                          | 4                                       | 13                                            | 0                        |

FIGURE 3.23 – Résultats techniques de l'étude des stockages thermiques [16]



du champ solaire et que le système de stockage le plus onéreux est celui à chaleur latente car il représente 22% du coût total. Ce coût peut être expliqué par la faible maturité technique des systèmes de stockage à chaleur latente. On remarque aussi que le coût du système de stockage aquatique est négligeable devant le reste de l'installation.

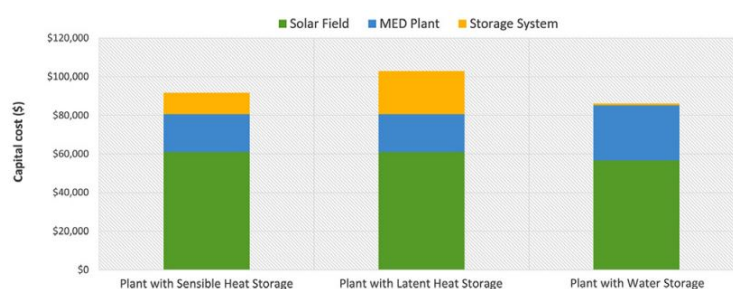


FIGURE 3.24 – Coûts totaux pour les trois configurations de stockage thermique pour une installation de capacité  $13 \text{ m}^3/\text{jour}$  [16]

M. Alhaj et al. [16] ont montré que l'utilisation de collecteur LFR pour la distillation multi-effets est possible. En effet, pour une surface de collecteur de  $226 \text{ m}^2$  il est possible de produire  $1 \text{ m}^3/\text{h}$  d'eau distillée. Cependant la présence du champ solaire augmente les coûts car 60% du capital d'investissement sera dû au champ solaire. Les stockages thermiques à chaleur latente sont les plus efficaces et moins encombrants mais également les plus chers (en effet, il est 16% plus cher que celui à l'eau).

# Chapitre 4

## La Solar Power Tower (SPT)

### 4.1 Informations générales

La SPT ou centrale solaire à tour en français représente 20% des projets de production d'électricité par des CSP dans le monde [1]. Toutefois, sa maturité technique reste moyenne [2]. Les SPT sont en grande majorité utilisées pour la production d'électricité. En effet, l'énergie thermique transmise au fluide caloporteur via les rayons solaires concentrés est utilisée pour produire de l'électricité via la production de vapeur et l'utilisation de turbines. Le rendement du solaire à l'électrique des SPT évolue dans une fourchette de 10% à 22% [2]. Les applications thermiques des SPT sont plus rares et consistent à fournir de la chaleur pour effectuer des réactions chimiques à haute température comme de la pyrolyse ou le craquage de méthane pour la production d'hydrogène par exemple. Les fluides caloporteurs que peuvent utiliser les SPT sont de l'eau/vapeur, des sels fondus, du sodium liquide ou de l'air[1].

Les SPT font parties des collecteurs solaires par concentration ayant les ratios de concentration les plus élevés car ils varient entre 600 et 1000 [2]. Grâce à ces ratios de concentration, les SPT atteignent des températures comprises entre 300 °C et 2000 °C [2, 17]. Ces températures élevées permettent aux tours solaires d'être utilisées pour des procédés hautes températures et pour la production électrique intensive. Les tours solaires sont généralement positionnées sur un terrain plat. De plus chaque réflecteur (héliostat) composant le champ d'héliostats est doté d'un système de tracking solaire 2 dimensions afin de suivre le soleil suivant l'azimut et l'altitude.

D'un point de vue financier, les SPT sont onéreuses comparées aux autres technologies [2] et elles nécessitent également une grande surface au sol.

## 4.2 La composition et le principe

Les SPT sont composées de deux organes principaux, les réflecteurs et le récepteur central. Les réflecteurs, héliostats, sont des surfaces rectangulaires fixées en cercle autour de la tour centrale au sommet de laquelle se trouve le récepteur. Les héliostats sont indépendants les uns des autres et suivent le soleil indépendamment les uns des autres contrairement aux LFR où les récepteurs bougent ensemble. Le récepteur se situe donc au sommet de la tour centrale et est généralement construit en matériau métallique ou céramique permettant de hautes températures [1]. La figure 4.1 présente une SPT.

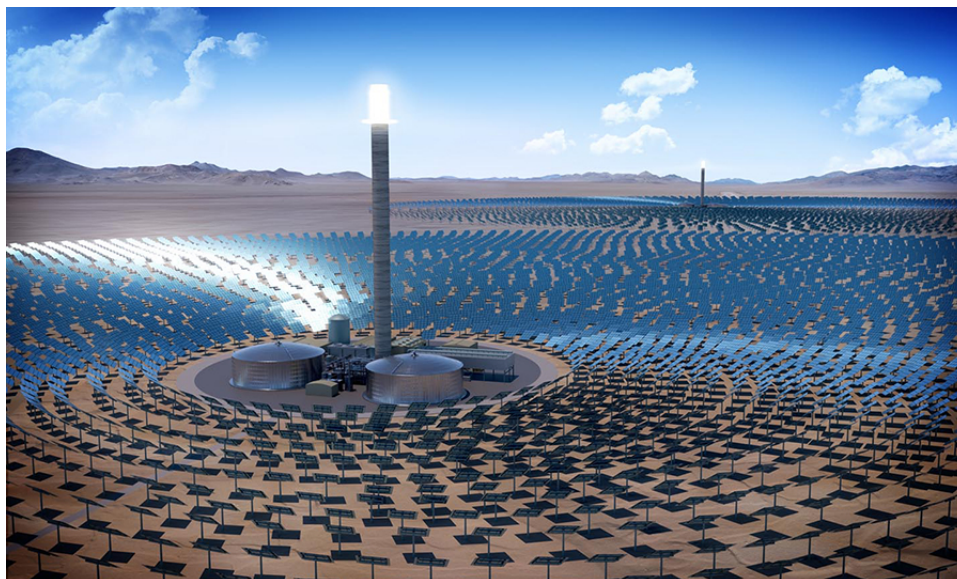


FIGURE 4.1 – Une centrale à tour

Le principe de fonctionnement des centrales à tour consiste à la réflexion des rayons solaires incidents sur les héliostats inclinés de telle sorte à ce que les rayons soient réfléchis en direction du récepteur central. Le récepteur fait office d'échangeur thermique entre les rayons solaires et le fluide caloporteur. Lorsque la centrale est utilisée pour produire de l'électricité le fluide passe dans le récepteur et récupère l'énergie thermique des rayons concentrés. Ensuite, il passe dans un générateur de vapeur sous pression pour créer de la vapeur qui entraîne une turbine. Le principe est décrit sur le schéma figure 4.2.

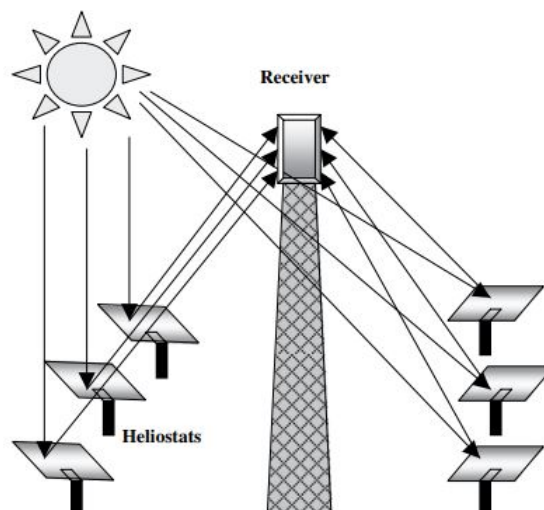


FIGURE 4.2 – Principe de fonctionnement des SPT [18]

### 4.3 Les applications

R. Li et al. [19] ont réalisé des expériences afin de réaliser la pyrolyse solaire de déchets forestiers et agricoles dans le but de produire du gaz. L'objectif des expériences est d'étudier les effets de la température, du taux de chauffage et du type de biomasse sur la distribution des produits et la composition du gaz obtenu par pyrolyse solaire, et, également, de déterminer le procédé optimal pour un rendement maximal en gaz, tout en valorisant les déchets agricoles et forestiers. La biomasse étudiée provient du nord de la Patagonie. Il s'agit de sciure de pin, ainsi que de noyaux de pêche, des pédoncules de raisin et du marc de raisin en poudre. Le détail de la matière première est présenté figure 4.3.

| Biomass      | Volatile materials (wt.%) | Water-content (wt.%) | Elements (wt.%) |       |       |      |        | Ash (wt.%) | Lignocelluloses (wt.%) |               |        |
|--------------|---------------------------|----------------------|-----------------|-------|-------|------|--------|------------|------------------------|---------------|--------|
|              |                           |                      | C               | H     | N     | S    | O      |            | Cellulose              | Hemicellulose | Lignin |
| Pine sawdust | 82.4                      | 7.19                 | 50.93           | 6.02  | 0.1   | 0.05 | 42.9   | 0.53       | 42.96                  | 19.99         | 26.8   |
| Peach pit    | 79.12                     | 7.2                  | 53              | 5.90  | 0.32  | 0.05 | 39.14  | 1.59       | 31.58                  | 21.02         | 27.53  |
| Grape marc   | 68.54                     | 10.92                | 52.91           | 5.93  | 1.86  | 0.03 | 30.41  | 8.81       | 15.31                  | 4.96          | 37.97  |
| Grape stalk  | 51.08                     | 9.28                 | 46.143          | 5.737 | 0.366 | 0    | 37.594 | 10.16      | 16.02                  | 5.78          | 30.79  |

FIGURE 4.3 – Composition de la matière première [19]

Dans un premier temps, la matière première est comprimée en palets de 5mm d'épaisseur et de 10mm de diamètre. Un ballon Pyrex est pris comme réacteur (diamètre 183 mm, 6L de volume) placé au point focal. De l'argon y est introduit via un contrôleur débitmétrique pour assurer une atmosphère sans oxygène et garder le réacteur propre. La température de l'échantillon est mesurée grâce à un pyromètre

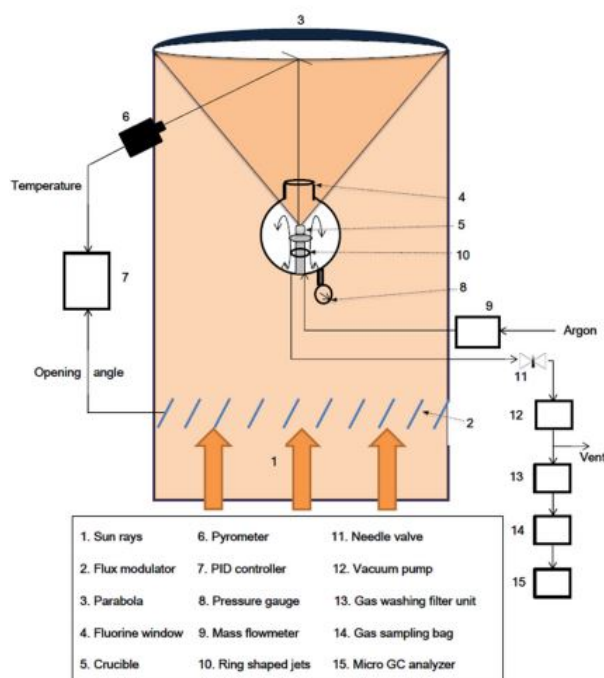


FIGURE 4.4 – Schéma de la mise en place de l'expérience [19]

pré-calibré. Le palet est placé dans un creuset qui est lui-même placé sur 1 cm de mousse de graphite afin de réduire le plus possible le gradient de température dans le palet. L'échantillon est maintenu au point focal par un mécanisme refroidi à l'eau et la température finale ainsi que le taux de chauffage sont gérés. Une valve à aiguille permet d'évacuer les surpressions et donc la maintenir à 0,52 bar dans le réacteur. Lorsque les échantillons ont passé 5 minutes de pyrolyse, les produits gazeux sont aspirés par une pompe à vide dans le but de retirer l'eau puis d'être stockés dans un sac de prélèvement avant d'être analysés dans un micro-chromatographe à phase gazeuse. La figure 4.4 présente un schéma de la mise en place. Chaque test a été réalisé au moins 3 fois pour vérifier que l'erreur reste inférieure à 5%. De plus, les échantillons sont pesés avant et après l'expérience.

Les résultats de ces expériences montrent que des températures finales de pyrolyse élevées favorisent la production de syngas. Le rendement de gaz<sup>1</sup> le plus élevé (63,5 wt%) a été obtenu depuis les sciures de pin à une température finale de 2000 °C avec une rampe de température de 50 °C/s comme le montre la figure 4.5. La présence de cellulose et d'hémicellulose augmente le rendement gazeux mais augmente aussi la quantité de  $CO$ , alors que la quantité de  $CO_2$ ,  $CH_4$  et  $C_2H_6$

1. Les rendement gazeux est le rendement de la production de gaz dû à la combustion imparfaite que produit la pyrolyse de matière organique

### 4.3. LES APPLICATIONS

diminue avec la température finale comme le montre la figure 4.6 pour la sciure de pin et les noyaux de pêche.

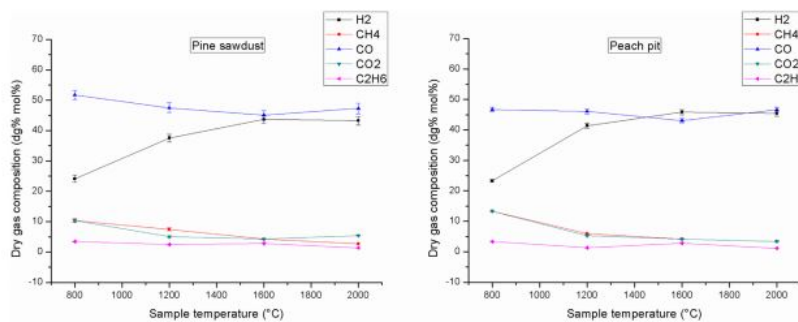


FIGURE 4.5 – Évolution de la quantité de produits en fonction de la température finale avec un taux de chauffe de 50 ° C/s [19]

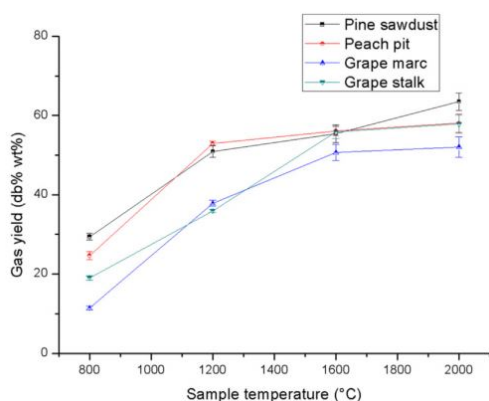


FIGURE 4.6 – Évolution du rendement de gaz en fonction de la température finale avec un taux de chauffe de 50 ° C/s [19]

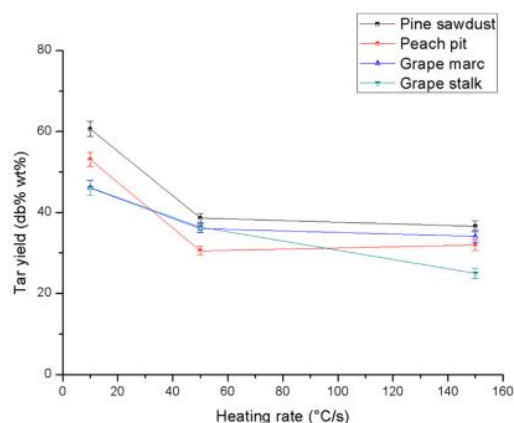


FIGURE 4.7 – Évolution du rendement de charbon résiduel en fonction du taux de chauffe [19]

R. Li et al [19] ont donc montré que les effets de la température finale de pyrolyse sont plus marqués entre 800 ° C et 1200 ° C. Le rendement de gaz le plus élevé a été atteint à 2000 ° C avec de la sciure de bois (figure 4.6). Il a également été montré que la composition de la biomasse n'avait que peu d'influence au-delà de 1200 ° C et devient négligeable à partir de 1600 ° C de température finale. Des températures finales supérieures à 800 ° C favorisent la production de gaz grâce à des réactions secondaires. Il est possible de l'observer sur la figure 4.6 avec l'évolution du  $CO_2$ .

### 4.3. LES APPLICATIONS

L'augmentation de la vitesse de chauffe produit l'augmentation du rendement gazeux et la diminution du rendement de goudron et de charbon résiduel<sup>2</sup>. Le plus haut rendement de goudron est atteint à une température finale de 800 °C et une rampe de température de 10 °C/s (figure 4.7). Les auteurs ont également mis en évidence qu'à une température finale de 1200 °C et une rampe de température de 50 °C/s la présence de lignine augmente le rendement de goudron et de carbonisation mais diminue celui de gaz et inversement avec la présence d'hémicellulose (figure 4.8 et 4.9).

Le procédé optimal pour un rendement de gaz élevé est donc une température finale élevée avec une rampe de température élevée et un forte quantité d'hémicellulose.

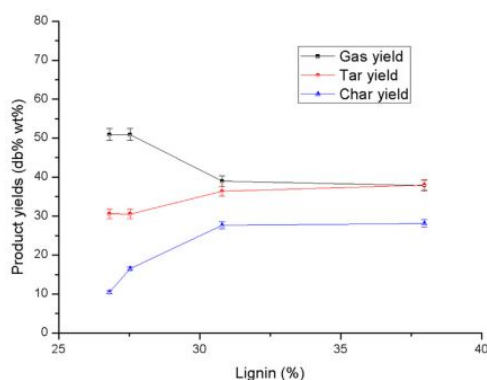


FIGURE 4.8 – Évolution des rendements en fonction de la part de Lignine (Gas yiel : Rendement de gaz, Tar yield : Rendement du goudron, Char yield : Rendement du carbone résiduel) [19]

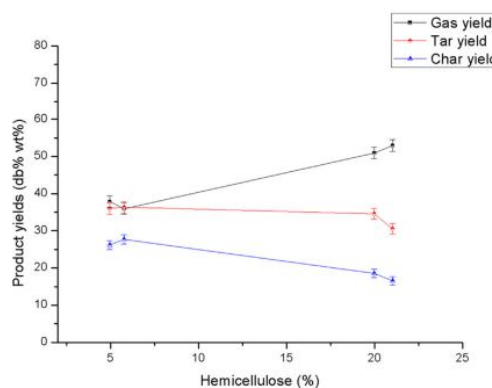


FIGURE 4.9 – Évolution des rendements en fonction de la part d'hémicellulose [19]

A.A. Alzahrani et al. [20] ont mené une analyse énergétique et exergetique sur l'intégration d'une tour solaire et d'un stockage thermique pour produire de l'hydrogène par électrolyse (figure 4.10). Le système est composé de quatre sous-systèmes :

- La SPT
- Le stockage thermique (TES)
- Un électrolyseur à vapeur d'oxyde solide (SOSE)
- Cycle Brayton<sup>3</sup> à dioxyde de carbone supercritique (s-CO<sub>2</sub> Brayton Cycle)

2. Rendement de la production de goudron et de charbon résiduel dû à la combustion imparfaite que produit la pyrolyse de matière organique

3. Cycle thermodynamique à caloporteur gazeux utilisé pour la production d'électricité, le cycle comprend une compression, une chauffe, et une détente

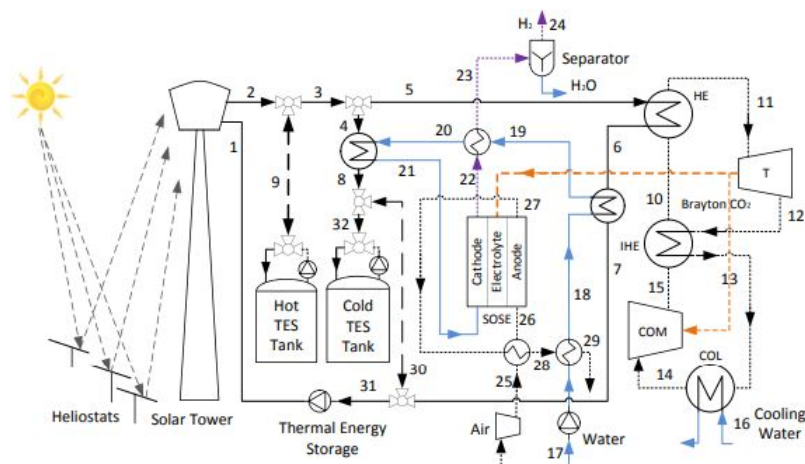


FIGURE 4.10 – Schéma de l'installation solaire pour produire de l'hydrogène par électrolyse [20]

Le fluide caloporteur utilisé ici est un sel fluoré (LiF-NaF-KF) pour sa haute température de fonctionnement ( $> 973$  K). Le détail des paramètres du fluide et des données de la SPT sont présentés respectivement figure 4.12 et figure 4.11).

| Parameter                                               | Value      |
|---------------------------------------------------------|------------|
| Heliostats optical efficiency                           | 75% [24]   |
| Receiver efficiency. Xu et al. [24] study suggested 90% | 87.5% [22] |
| Heliostats field area ( $m^2$ )                         | 6000       |
| Design direct radiation ( $W/m^2$ )                     | 850        |
| Solar multiple                                          | -2         |

FIGURE 4.11 – Données techniques de la SPT [20] (les références sur la figure sont propres à la publication)

| Parameter                                      | Value        |
|------------------------------------------------|--------------|
| Salt composition (mole percent)                | 46.5–11.5–42 |
| Formula weight (kg/kmol)                       | 41.3         |
| Melting point (K)                              | 727          |
| Boiling point (K) (estimated by extrapolation) | 1843         |
| Vapor pressure (mm Hg) at (1173 K)             | -0.7         |
| Density ( $g/cm^3$ )                           | 2.02         |
| Volumetric heat capacity ( $Cal/cm^3$ K)       | 0.91         |
| Viscosity (cP)                                 | 2.9          |
| Thermal conductivity ( $W/m$ K)                | 0.92         |

FIGURE 4.12 – Paramètres de composition et de transfert thermique du fluide caloporteur à 973K [21]

Le cycle  $s-CO_2$  Brayton offre un rendement élevé surtout à haute température [20]. Pour le cycle  $s-CO_2$  Brayton le  $CO_2$  est chauffé à haute température dans un premier échangeur de chaleur, ensuite il est relâché dans une turbine et l'entraîne. Le  $CO_2$  est ensuite expulsé à basse pression et relativement haute température pour entrer dans un second échangeur pour le refroidir et que l'énergie du refroidissement soit récupérée. Ensuite, il est envoyé dans une unité de refroidissement afin de réduire l'énergie nécessaire au compresseur pour le compresser. Le  $CO_2$  compressé est ensuite réchauffé par le second échangeur grâce au  $CO_2$  sortant de la turbine puis par le premier grâce au fluide caloporteur. Le cycle T-s du Brayton cycle décrit est présenté



### 4.3. LES APPLICATIONS

figure 4.13. L'unité de "Solide Oxide Steam Electrolizer" ou SOSE est composé de plusieurs cellules en série, et chaque cellule est composée de deux électrodes (Cathode et Anode) séparées par un électrolyte (figure 4.14).

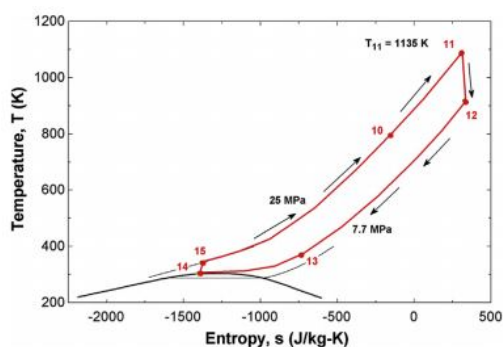


FIGURE 4.13 – Brayton cycle T-s pour le système [20]

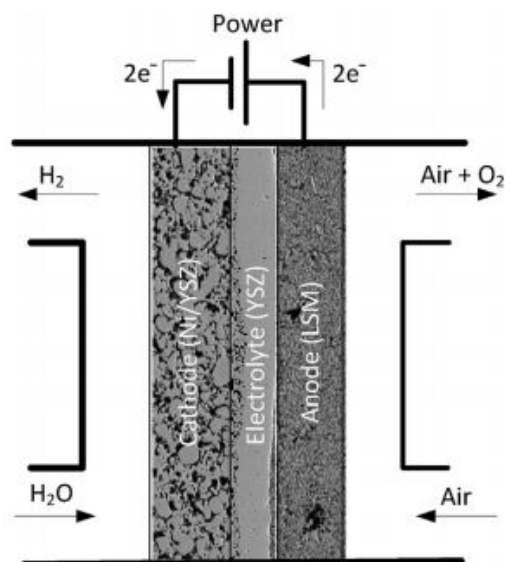


FIGURE 4.14 – Schéma d'une cellule d'électrolyse (YSZ : "Yttria stabilized zirconia", LSM : "Lanthanum strontium manganite") [20]

L'analyse a été réalisée grâce au logiciel Engineering Equation Solver avec une irradiance directe de  $850 \text{ W/m}^2$  et une aire d'héliostat totale de  $6000 \text{ m}^2$  pour maintenir une puissance de 500 kW.

Le rendement énergétique de la tour solaire, produit de celui du champ d'héliostat et du récepteur, reste constant à 65,6%. Il a été remarqué que le rendement exergetique augmentait avec l'augmentation de la température maximale mais le débit massique de fluide caloporteur lui passe de 8 m/s à 3 m/s comme le montre la figure 4.15. Les auteurs ont également comparé les différents sous systèmes solaires d'un point de vue exergetique. En effet la figure 4.16 montre que près de 40% de l'exergie est détruite dans les héliostats et environ 20% est détruite dans le récepteur ce qui ne laisse que 40% d'exergie disponible.

Finalement le rendement solaire-à-hydrogène globale du système sans stockage thermique est de 12,7% ce qui le place de manière compétitive avec les autres tech-

nologies de production d'hydrogène [20], et celui exergetique est de 13,9%. Ce rendement augmente jusqu'à 56,8% lorsque le système est couplé avec un stockage thermique. Les rendements finaux sont regroupés dans la figure 4.17.

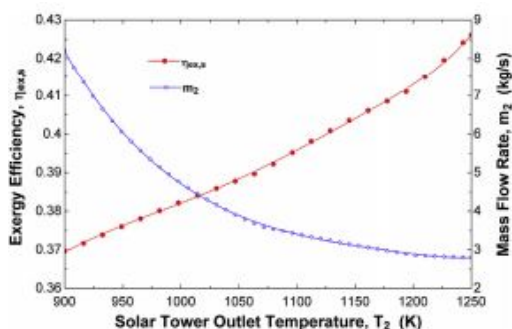


FIGURE 4.15 – Évolution du rendement exergetique et du débit massique de fluide suivant la température de sortie de la SPT [20]

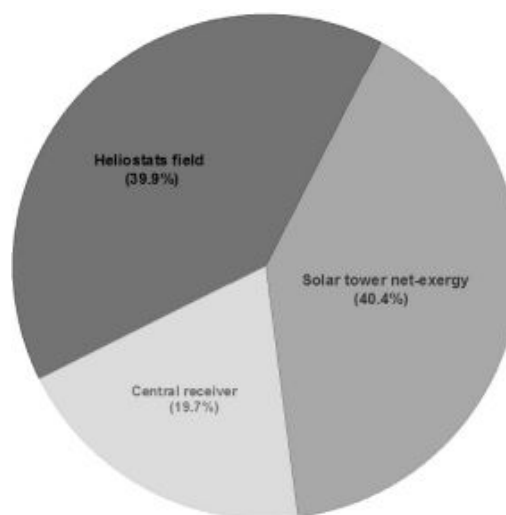


FIGURE 4.16 – Répartition de l'exergie entre les héliostats, le récepteur et la sortie [20]

| Efficiency | Solar to hydrogen | Solar to (hydrogen + TES) | Thermal (TES) to hydrogen |
|------------|-------------------|---------------------------|---------------------------|
| Energy     | 12.7%             | 56.8%                     | 39.5%                     |
| Exergy     | 13.9%             | 49.8%                     | 54.1%                     |

FIGURE 4.17 – Rendements finaux globaux [20]

Il est possible de conclure que les SPT sont adéquates pour la production d'hydrogène par électrolyse. Toutefois avec un stockage thermique il est possible de couvrir l'intermittence de cette technologie. Cependant cette étude n'a pas pris en compte un point de vue financier.

A. Meier et al. [22] ont réalisé une étude économique d'une installation solaire pour la production de chaux. L'étude est réalisée sans prendre en compte les coûts des composants ou services communs aux deux installations. Les limites de l'étude ont donc été définies à l'étape de calcination puisqu'elle est la seule étape nécessitant de la chaleur, et la seule étape de la chaîne de production de chaux qui diffère entre une installation conventionnelle et solaire. L'installation de référence a une puissance

thermique en entrée de  $3 MW_{th}$  et un four à cuve unique avec un rendement de 80%. Les détails du cas de référence sont donnés figure 4.18.

| Parameter                                         | Value                                                           |
|---------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------|
| Efficiency                                        | 0.8                                                             |
| Operating days per year                           | 358 days (24 h a day), 7 days break for refractory lining check |
| Output per year                                   | 17,900 t/a (50 tpd)                                             |
| Fuel oil consumption                              | 215 kg/h                                                        |
| Electric energy use                               | 30 kWh/t                                                        |
| Specific heat consumption                         | 1.163 kWh/kg of lime (CaO)                                      |
| Total energy consumption per year                 | 21 GWh                                                          |
| CO <sub>2</sub> emission per GWh fuel consumption | 440 t/GWh                                                       |

FIGURE 4.18 – Spécifications de l'installation conventionnelle utilisée comme cas de référence [22]

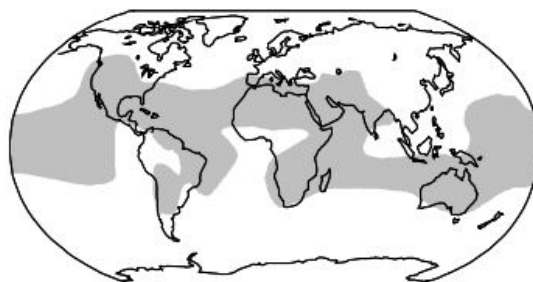


FIGURE 4.19 – Régions du monde avec une irradiation solaire annuel d'au moins  $2000 kWh/m^2$  [22]

Les conditions de localisation sont une irradiation minimum annuelle de  $2000 kWh/m^2$  (figure 4.19) et une irradiane journalière de  $500$  à  $600 W/m^2$  pour le démarrage et le préchauffage. Deux types de tour sont comparées, la "top tower" où le four est placé en haut de la tour et la "beam down" où les rayons concentrés sont redirigés verticalement vers le four, qui est au sol, grâce à un second réflecteur.

Les indicateurs décisionnaire de l'investissement du capital sont :

- Le "PayBack Time" : Temps nécessaire pour rembourser les coûts initiaux
- Le "Net Present Value" : Différence entre les rentrées financières et les sorties
- "L'internal Rate of Return" : Taux d'actualisation pour lequel le Net Present Value est nul

Le reste des indicateurs sont présentés figure 4.20.

| Indicator                          | Parameter definition                             |
|------------------------------------|--------------------------------------------------|
| Time                               | $t$                                              |
| Quantity of product                | $q$                                              |
| Price of product                   | $p$                                              |
| Value of product                   | $V_i = q_i \cdot p_i$                            |
| Current costs                      | $C_i$                                            |
| Net income                         | $N_i = V_i - C_i$                                |
| Investments                        | $I_i$                                            |
| Real interest rate (discount rate) | $i$                                              |
| Discount factor                    | $\frac{1}{(1+i)^t}$                              |
| Discounted value of net income     | $N = \sum_i \frac{N_i}{(1+i)^t}$                 |
| Discounted value of investments    | $I = \sum_i \frac{I_i}{(1+i)^t}$                 |
| Net present value (NPV)            | $NPV = N - I = \sum_i \frac{N_i - I_i}{(1+i)^t}$ |
| Internal rate of return (IRR)      | $IRR = i \text{ for } NPV = 0$                   |
| Payback time (PBT)                 | $PBT = \frac{I}{N_i}$                            |

FIGURE 4.20 – Indicateur économique[22]

La différence entre les deux coûts des installations réside dans le champ solaire.

### 4.3. LES APPLICATIONS

En effet, comme le montre la figure 4.21, le coût des héliostats varie entre  $125\$/m^2$  pour une installation de  $100\,000\ m^2$  à  $400\$/m^2$  pour une installation de  $2000\ m^2$ . Ces valeurs incluent les coûts du matériel, de l'ingénierie civil et de l'installation. La figure 4.22 présente le premier total d'un SPT en fonction de la surface d'héliostats.

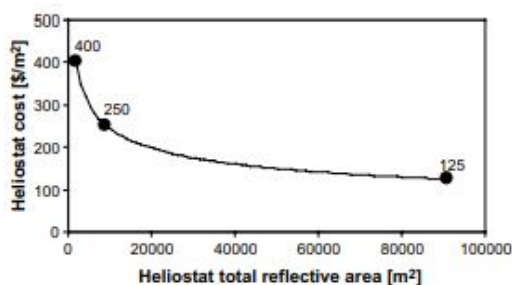


FIGURE 4.21 – Évolution des coûts des héliostats en fonction de la surface de réflexion [22]

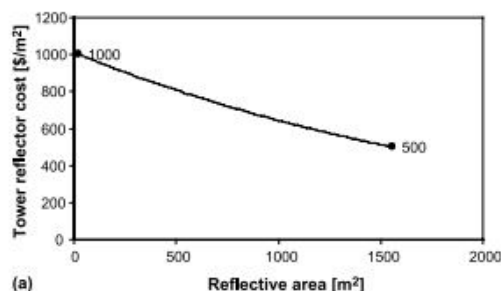


FIGURE 4.22 – Évolution du prix d'une SPT en fonction de la surface de réflexion des héliostats [22]

La spécification des installations a été réalisée pour 3 tailles de centrale solaire : 1, 5 et  $25\ MW_{th}$ . Les paramètres d'entrée de l'étude sont énumérés figure 4.23.

| Plant design                         | Plant size<br>Unit | 1 $MW_{th}$ |             | 5 $MW_{th}$ |             | 25 $MW_{th}$  |               |
|--------------------------------------|--------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|---------------|---------------|
|                                      |                    | TT          | BD          | TT          | BD          | TT            | BD            |
| <i>Plant specification</i>           |                    |             |             |             |             |               |               |
| Solar power input on HF              | $MW_{th}$          | 1.65        | 1.92        | 8.24        | 9.58        | 41.20         | 47.92         |
| Annual solar energy input on HF      | $MW\ h/a$          | 3586        | 4171        | 17,932      | 20,857      | 89,662        | 104,284       |
| Hours of operation per year          | h/a                | 2677        | 2677        | 2677        | 2677        | 2677          | 2677          |
| Accumulated solar irradiance         | $kW\ h/m^2/a$      | 2133        | 2133        | 2133        | 2133        | 2133          | 2133          |
| Optical efficiency (incl. CPC)       | –                  | 0.61        | 0.52        | 0.61        | 0.52        | 0.61          | 0.52          |
| Kiln efficiency                      | –                  | 0.45        | 0.45        | 0.45        | 0.45        | 0.45          | 0.45          |
| Annual solar lime plant efficiency   | –                  | 0.27        | 0.23        | 0.27        | 0.23        | 0.27          | 0.23          |
| <i>Optical system specification</i>  |                    |             |             |             |             |               |               |
| Heliostat field (HF) reflective area | $m^2$              | 1682        | 1956        | 8408        | 9779        | 42,040        | 48,896        |
| Number of heliostats                 | –                  | 14          | 16          | 70          | 81          | 350           | 407           |
| Heliostat field (HF) land area       | $m^2$              | 4805        | 5588        | 24,023      | 27,940      | 120,115       | 139,702       |
| HF diameter (fictitious)             | m                  | 78          | 84          | 175         | 189         | 391           | 422           |
| Tower height                         | m                  | 58          | 48          | 61          | 55          | 74            | 90            |
| Tower reflector (TR) surface         | $m^2$              | –           | 45          | –           | 225         | –             | 1 125         |
| TR diameter (fictitious)             | m                  | –           | 4           | –           | 8           | –             | 19            |
| CPC entrance diameter                | m                  | 1.41        | 3.11        | 3.14        | 6.96        | 7.03          | 15.57         |
| CPC exit diameter                    | m                  | 0.81        | 0.81        | 1.80        | 1.80        | 4.03          | 4.03          |
| CPC length                           | m                  | 1.58        | 7.31        | 3.53        | 16.36       | 7.89          | 36.57         |
| <i>Lime production</i>               |                    |             |             |             |             |               |               |
| Annual                               | t/a                | <b>1086</b> | <b>1086</b> | <b>5429</b> | <b>5429</b> | <b>27,146</b> | <b>27,146</b> |
| Daily (average)                      | t/d                | 3.0         | 3.0         | <b>14.9</b> | 14.9        | 74.4          | 74.4          |
| 24 h a day (hybrid mode)             | t/d                | 9.7         | 9.7         | <b>48.7</b> | 48.7        | 243.4         | 243.4         |
| Hourly (peak)                        | t/h                | 0.5         | 0.5         | <b>2.5</b>  | 2.5         | 12.7          | 12.7          |

FIGURE 4.23 – Paramètre d'entrée de l'étude économique [22]

La répartition des coûts d'une centrale solaire "tower top" peut être représenté comme sur la figure 4.24 avec les paramètres d'entrée présentés précédemment. Il est aisé de voir que la grande majorité (62%) de l'investissement provient du champ

### 4.3. LES APPLICATIONS

solaire. Le prix de la chaux produite avec ces coûts est de 128\$/t à 157\$/t pour des installations de puissance thermique 25  $MW_{th}$  et de 168\$/t à 198\$/t pour des installations de puissance 1  $MW_{th}$ . La figure 4.25 présente l'évolution du prix de chaux à la tonne en fonction de la puissance de l'exploitation.

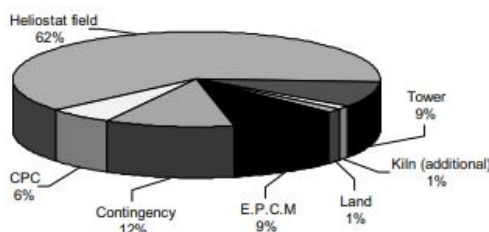


FIGURE 4.24 – Répartition des coûts pour les paramètres donnés figure 4.23 [22]

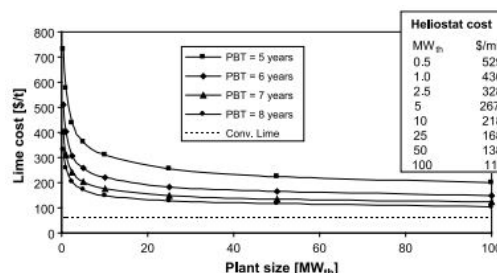


FIGURE 4.25 – Évolution de la chaux en fonction de la taille de l'installation [22]

Une étude de sensibilité a été menée et montre que le facteur ayant le plus d'influence sur le prix d'installation est l'irradiation solaire suivie par l'efficacité du four. C'est pourquoi pour rendre le prix de la chaux solaire plus proche de celui du marché (environ 60\$/t) la taille du champ solaire est un paramètre important. En effet, pour limiter les coûts et raisonner suivant une économie d'échelle il faut limiter le prix des héliostats à 100\$/ $m^2$  [22]. Le rendement du four aura aussi une importance primordiale et ne doit pas être inférieur à 50% [22]. D'un point de vue écologique, l'utilisation d'une SPT pour la production conventionnelle de chaux ferait chuter l'émission de  $CO_2$  de 20% et pour la cimenterie de 40% sur la totalité du procédé. Une analyse de cycle de vie montre que la production solaire de chaux est écologiquement bénéfique [23] puisque 95% des émissions liées à la combustion conventionnelle peuvent être évitées.[22].

# Chapitre 5

## Le Dish

### 5.1 Informations générales

Le collecteur Dish ou "Dish parabolic" représente 20% des projets de CSP dans le monde [1], cependant sa maturité technologique est mauvaise en raison du coût élevé de sa fabrication et mise en place[2]. Les Dish sont majoritairement utilisés pour produire de l'électricité. Pour ce faire chaque Dish est couplé à un moteur Stirling (le fonctionnement du moteur Stirling sera expliqué dans la partir 5.2) ; dans ce cas on les appelle concentrateurs Dish-Stirling. Leurs rendements du solaire à l'électrique varient entre 10% et 20% [2]. L'utilisation thermique des Dish est plus rare mais ils sont particulièrement adaptés à la cuisine solaire domestique puisqu'ils ne nécessitent pas forcément de fluide caloporteur.

Au même titre que les SPT, les collecteurs Dish ont les ratios de concentration les plus élevés : ils peuvent monter jusqu'à 3000 [2]. De la même manière que les SPT la plage de température que peuvent atteindre les collecteurs Dish grâce à leurs ratios est grande, de 150 ° C à 1500 ° C.[2]. Les collecteurs Dish sont disposés en champ et ont un trackeur solaire suivant 2 dimensions Nord-Sud et Est-Ouest, comme le montre la figure 5.1.



FIGURE 5.1 – Collecteur Dish-Stirling

## 5.2 La composition et le principe

Les collecteurs Dish sont composés de deux parties principales, les réflecteurs et le récepteur. Les réflecteurs sont des surfaces réfléchissantes formées suivant le sommet d'un paraboloïde convexe. Le point focal du paraboloïde est l'endroit où est placé le récepteur. Dans le cas de la production d'électricité les collecteurs Dish sont couplés avec un moteur Stirling. Le principe du fonctionnement du moteur Stirling réside dans la contraction et la dilatation d'un fluide sous l'effet de la chaleur. Un piston est placé au-dessus d'une chambre remplie d'un fluide, la surface basse de la chambre du piston est chauffée (énergie solaire dans notre cas) dans le but de dilater le fluide. Ensuite, en se dilatant le fluide pousse le piston pour créer un mouvement mécanique qui est utilisé pour produire de l'électricité. Le fluide est dans un circuit fermé avec une partie refroidie pour le contracter. Dans le cas d'applications thermiques le récepteur est un échangeur de chaleur pour transférer l'énergie thermique à un fluide caloporteur, ou il est possible de placer l'objet à chauffer directement au point focal. La figure 5.2 présente la composition d'un collecteur Dish.

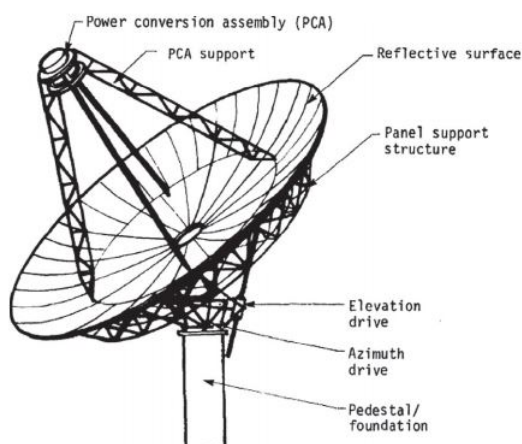


FIGURE 5.2 – Composition d'un collecteur Dish [24]

Lorsque les rayons du soleil entrent en contact avec les réflecteurs du collecteur ils sont réfléchis en direction du point focal et donc du récepteur. C'est là que les différents échanges thermiques se font pour l'application électrique ou thermique. Le tracking solaire 2 axes permet au Dish de récupérer le maximum d'énergie solaire thermique en restant face au soleil, c'est-à-dire que l'ensemble réflecteur et récepteur bouge pour suivre le soleil et non pas que les réflecteurs comme pour les PTC et LFR.

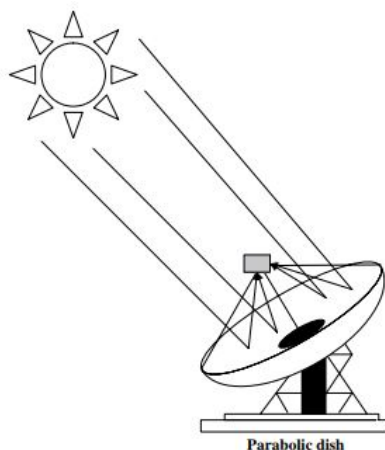


FIGURE 5.3 – Principe de concentration du collecteur Dish [18]

### 5.3 Les applications

A.O. Onokwai et al. [25] ont réalisé la conception, la construction et le test d'un collecteur Dish afin de mener une étude énergétique et exergétique du concentrateur.

Le réflecteur du collecteur Dish a été réalisé en aluminium pour sa légèreté et a été façonné d'après K. Lovegrove and al. [26]. Les auteurs ont utilisé la méthode de I. Palavras et al. [27] pour les dimensions du collecteur qui dépendent de l'irradiance solaire. Afin d'améliorer les rendements en limitant les pertes une boîte d'isolation<sup>1</sup> dans laquelle est placé l'objet à chauffer a été dimensionnée. La figure 5.4 expose une représentation 3D du concentrateur et de la boîte. Le schéma du collecteur Dish et ses dimensions sont présentés figure 5.5. Les dimensions de la boîte sont présentées figure 5.6.

Les données techniques du collecteur sont :

- Aire d'ouverture :  $0,581 \text{ m}^2$
- Distance focale :  $42,023 \text{ cm}$
- "Rime Angle" :  $54,2^\circ$

Le récepteur a une aire d'ouverture de  $0,0484 \text{ m}^2$ , donc le ratio de concentration géométrique est de 12. Le collecteur est réalisé en feuille d'aluminium de 0,5mm d'épaisseur pour réduire les pertes. Un trackeur manuel a été installé, et la boîte isolante est en sciure de bois (faible conductivité thermique et bonne disponibilité). Les auteurs précisent que si l'utilisation de laine de roche est possible ce sera préférable d'un point de vue isolation et poids. Les parois intérieures ont été recouvertes de feuilles d'aluminium. L'absorbeur est une feuille d'aluminium de 0,54

1. boîte permettant l'isolation de l'objet à chauffer des échanges convectifs





FIGURE 5.4 – Représentation 3D du concentrateur et la boîte [25]

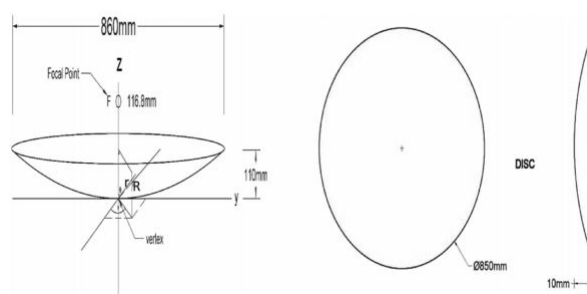


FIGURE 5.5 – Schéma et dimensions du collecteur [25]

mm d'épaisseur peinte en noir et le matériel de cuisine a également été peint en noir.

Les tests ont été réalisés à l'université de Landmark, Omu-Arab, Kwara State, Nigeria nord central, et chaque test a été mené entre 10h et 17h. L'Université dispose d'une station météorologique qui enregistre la vitesse du vent et l'irradiance solaire. Le relevé des températures est fait avec des thermocouples placés au centre du fond de l'absorbeur lors des tests sans charge et immergés dans l'eau lors des tests d'ébullition avec une charge d'1L d'eau. Le cuiseur était placé à l'ombre avant les tests et le tracking solaire est fait manuellement toutes les 10 minutes.

Lors des tests, une température maximale de  $121,7^{\circ}\text{C}$  a été enregistrée pour les tests sans charge et de  $100^{\circ}\text{C}$  lors des tests avec charge, respectivement figure 5.7 et 5.8. Ces températures permettent au collecteur d'être utilisé pour le séchage des récoltes, ainsi que la cuisine et le chauffage. De plus, la stérilisation est aussi réalisable.

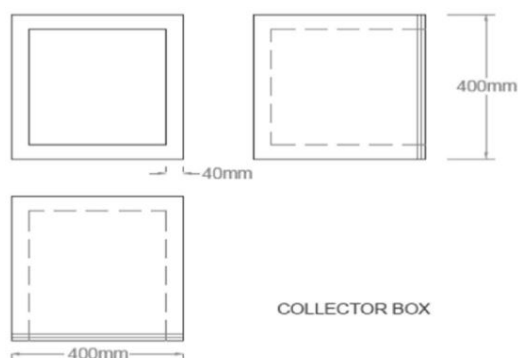


FIGURE 5.6 – Dimensions de la boîte isolante [25]

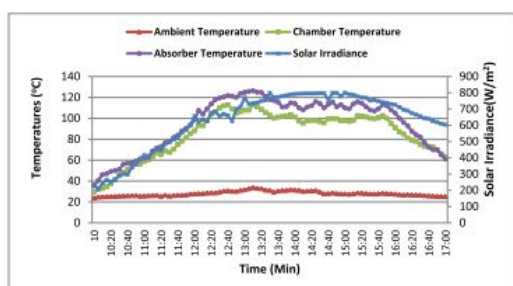


FIGURE 5.7 – Températures en fonction du temps pour le test à vide le 6 Février 2017 [25]

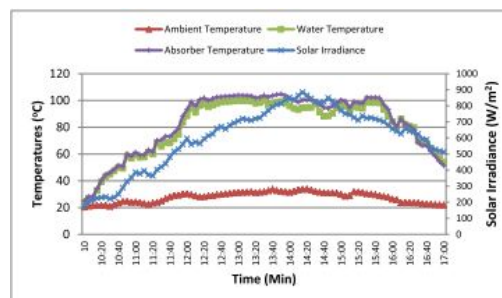


FIGURE 5.8 – Température en fonction du temps pour le tests chargé (1L d'eau) le 4 Janvier 2018 [25]

Le rendement énergétique<sup>2</sup> du Dish et de la boîte sont respectivement 44,2% et 39,5%. Les rendements énergétiques sont respectivement 41,3% et 38,8% pour les tests chargés à 1L d'eau. Lorsque la charge passe à 2L d'eau les rendements passent à 35,6% et 30,1%.

G.O. Prado et al. [28] ont mené une étude ayant pour but de construire, caractériser et analyser un Dish pour la désalinisation au Département d'ingénierie chimique de l'Université Fédérale de Uberlandia au Brésil (Latitude : 18.919216 ° S, longitude : 48.257466 ° W et 938m d'altitude).

La figure 5.9 et la figure 5.10 présentent l'unité de désalinisation. Sur la figure 5.10 le numéro 6 correspond au Dish qui a été réalisé en acier galvanisé recyclé d'une antenne de satellite de 68cm de haut et de 62cm de large. La surface réfléchissante

2. Rapport entre l'énergie disponible et l'énergie récupérée par l'eau

### 5.3. LES APPLICATIONS

a été réalisée par chromage électrostatique. Le numéro 9 correspond à l'absorbeur, il a une capacité de 100 mL et est réalisé en verre borosilicate. De plus, il a été peint avec une peinture noire haute température d'une absorptivité de 0,97 [29]. Une fois distillée l'eau passe dans le tube en cuivre (numéro 11) courbé à 45° car ce tube constitue la première partie du condensateur. La seconde partie est un tube en silicone d'1,5m de long se déversant dans un conteneur gradué. Le tracking solaire a été fait via un algorithme programmé pour suivre le soleil.

Les données ont été enregistrées via 4 thermocouples, ces derniers enregistrant respectivement la température du réservoir, de fluide dans l'absorbeur, à la sortie du tube de cuivre et à la sortie du tube de silicone. Les mesures ont été réalisées entre 9h et 16h, heure locale, en Septembre et Octobre.

La figure 5.11 présente l'évolution de la productivité d'eau distillée en fonction de la concentration en sel. La meilleure productivité a été atteinte pour une concentration de 0% et la plus mauvaise pour une concentration de 4%. Elles sont respectivement de 4,95 kg d'eau par m<sup>2</sup> de collecteur par jour et 4,11 kg/(m<sup>2</sup>jour). La température d'ébullition a été mesurée à 98,10 °C à 0% de concentration et à 99,66 °C à 4%. Cela montre qu'en plus de distiller l'eau ce procédé la désinfecte, car il l'expose à de hautes températures et aux UVs du soleil dans les flexibles et le réservoir.



FIGURE 5.10 – Détails du concentrateur solaire [28]

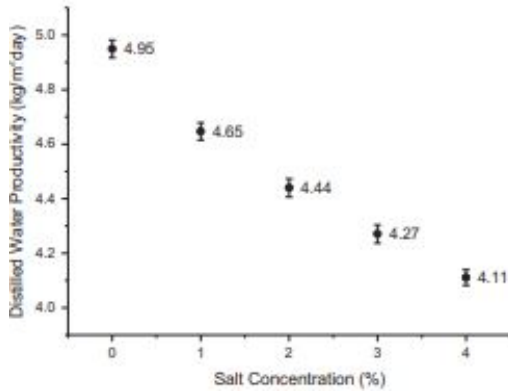


FIGURE 5.11 – Production d'eau distillée en fonction de la concentration [28]

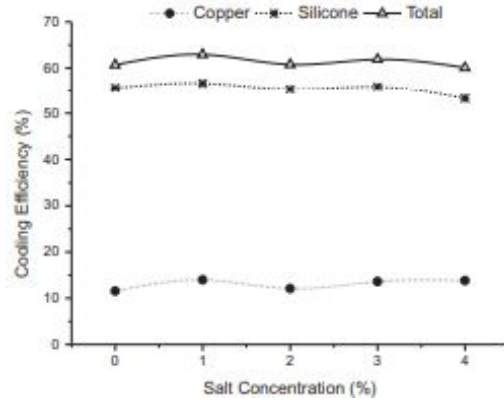


FIGURE 5.12 – Évolution des rendements de condensation en fonction de la concentration [28]

La figure 5.12 présente les rendements de refroidissement, on remarque que le tube en cuivre ne participe qu'à hauteur de 13,08% alors que le tube en silicone contribue à 54,18%, cela peut s'expliquer avec la différence de longueur entre les deux tubes.

Finalement, G.O. Prado et al. [28] ont montrés qu'un concentrateur d' $1m^2$  pouvait fournir jusqu'à 4,95 kg d'eau distillée par jour, ce qui correspond au besoin de deux adultes.

D.Y. Dasin et al. [30] ont mené une étude sur la cuisine avec le concentrateur solaire Dish à Bachi au Nigeria (latitude :  $10,3^\circ$ ), le système de tracking du Dish était automatique et a une dimension, suivant l'axe Est-Ouest. La figure 5.13 présente le schéma du collecteur utilisé. Les températures ont été enregistrées via des thermocouples de type-K, et les températures relevées sont :

- $T_a$  : Température de l'absorbeur
- $T_c$  : Température du couvercle
- $T_f$  : Température du contenu de la casserole
- $T_{air}$  : Température de l'air ambiant

Les données de l'irradiance solaire ont été récupérées grâce à l'utilisation de deux pyranomètres. Le premier mesure l'irradiance globale et le second la diffuse.

Les tests effectués sont les suivants :

- Riz blanc et étuvé : 3 tests
- Haricot : 2 tests
- Igname : 3 tests

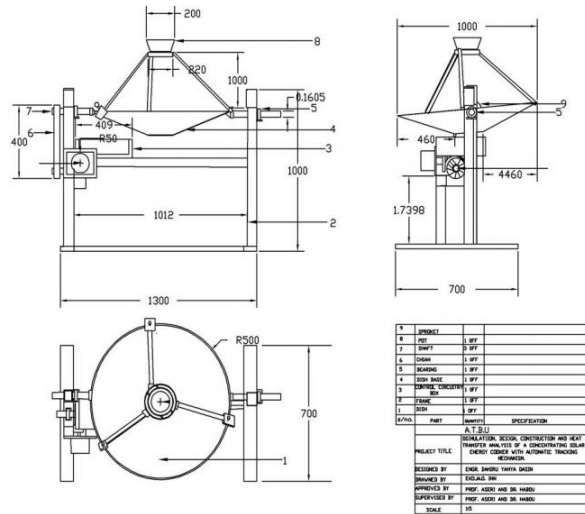


FIGURE 5.13 – Schéma du collecteur Dish utilisé [30]

Chacun des tests pour un ingrédient a été réalisé sous différentes conditions météorologiques.

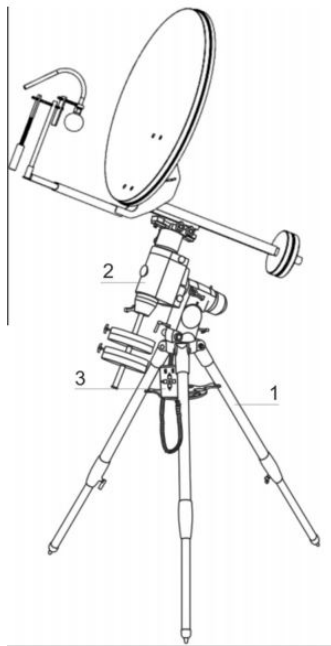


FIGURE 5.9 – Schéma de l'unité de désalinisation [28]

La figure 5.14 montre l'évolution des quatre températures en fonction du temps pour la cuisson d'1 kg riz blanc. Le riz a été cuit en 1h15 sous une irradiance moyenne de  $623W/m^2$ . La figure 5.15 montre l'évolution des températures pendant la cuisson d'1 kg de riz étuvé. La figure 5.16 montre l'évolution de la température pendant la cuisson d'1kg de haricot. Les haricots ont été cuits après 1h30 sous une irradiance de  $536,5W/m^2$ . Enfin la figure 5.17 montre l'évolution de la température durant le test de cuisson d'1,1kg d'igname. L'igname a été cuit en 1h30 sous une irradiance de  $430,1W/m^2$  et avec 1,1m/s de vent.

Sur l'ensemble des figures il est possible de remarquer que la température la plus élevée est celle de l'absorbeur suivi par le contenu de la casserole.

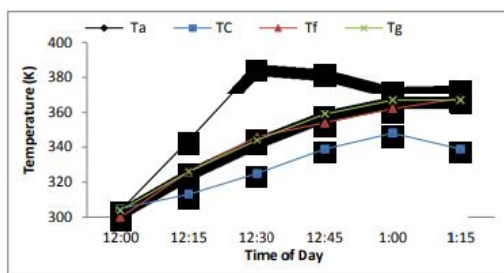


FIGURE 5.14 – Évolution des températures mesurées durant le test d'1kg cuisson de riz blanc ( $T_a$  : Température de l'absorbeur,  $T_c$  : Température du couvercle,  $T_f$  : Température du fluide chauffé,  $T_g$  : Température de l'espace d'air entre le couvercle et le fluide [30])

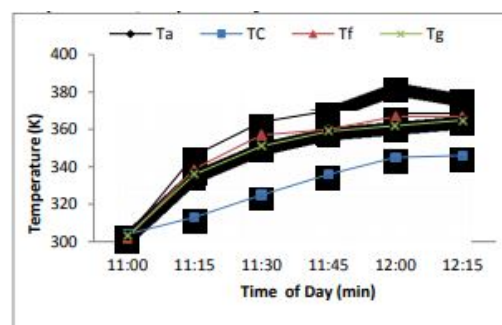


FIGURE 5.15 – Évolution des températures mesurées durant le test de cuisson d'1 kg de riz étuvé [30]

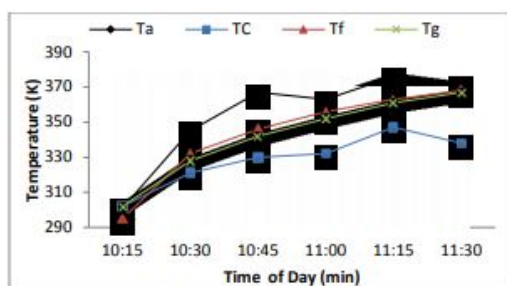


FIGURE 5.16 – Évolution des températures mesurées durant le test de cuisson d'1 kg de haricots [30]

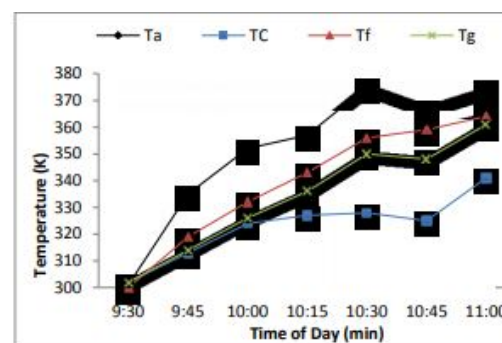


FIGURE 5.17 – Évolution des températures mesurées durant le test de cuisson d'1.1 kg d'igname [30]

Pour conclure, l'utilisation d'un concentrateur Dish peut être intéressante pour la cuisine dans cette région, bien que le temps de cuisson soit bien supérieur à celui en utilisant les technologies conventionnelles. De plus, les performances du collecteur peuvent être améliorées avec un tracking 2 axes par exemple.

A.A Badran et al. [31] ont réalisé un cuiseur et chauffe-eau portable grâce à un

Dish pour des utilisateurs nomades ou campeurs. En effet, le collecteur est réalisé grâce à un Dish de 150cm de diamètre, et la surface intérieure du Dish a été recouverte de feuilles d'aluminium pour en faire une surface réfléchissante. Le Dish a été réalisé en 2 parties démontables afin de faciliter son transport. Les figures 5.18 et 5.19 présentent respectivement le collecteur en mode chauffe-eau et démonté.



FIGURE 5.18 – Le concentrateur en mode chauffe-eau [31]



FIGURE 5.19 – Dish démonté en deux [31]

Le collecteur Dish est utilisable selon 3 configurations. La première est pour la cuisson, donc les rayons concentrés sont directement envoyés sur la casserole. La deuxième est également pour la cuisson, dans ce cas les rayons solaires sont renvoyés sur la casserole mais celle-ci est placée dans une boîte en verre (figure 5.20) de dimension  $45 \times 45 \times 30\text{cm}$  afin d'évaluer les effets de la convection. Enfin, le troisième est le mode chauffe eau (figure 5.18), dans ce cas le collecteur est équipé d'un absorber/récepteur circulaire, présenté figure 5.21, et d'un réservoir d'eau de 30L. Le volume de la casserole est 7,5L et le poids total du collecteur en mode chauffe-eau à vide est 25 kg.



FIGURE 5.20 – Casserole dans la boîte en verre d'isolation [31]

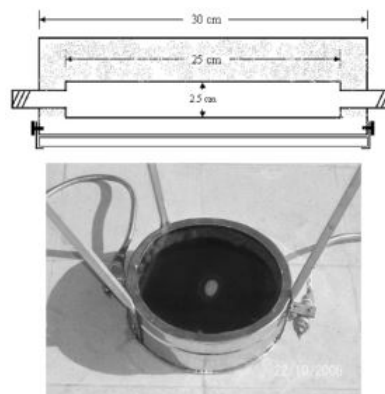


FIGURE 5.21 – Absorbeur du Dish en mode chauffe-eau [31]

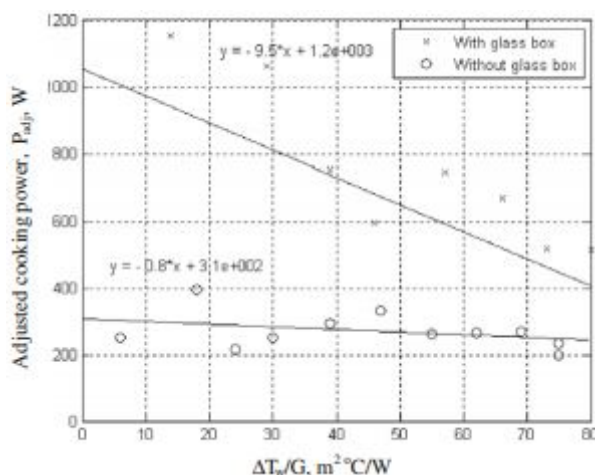


FIGURE 5.22 – Puissance de cuisson ajustée en fonction de la différence entre la température finale et initiale de l'eau divisée par l'irradiance [31]

Dans un premier temps le rendement instantané est étudié et a été mesuré à 77% à son maximum. En mode chauffe-eau, l'eau du réservoir est montée de 20 ° C à 50 ° C en 2h15 environ. Cette valeur est acceptable pour le mois de Novembre. Dans un second temps une comparaison entre le cuiseur avec et sans boîte en verre a été réalisée. La figure 5.22 montre la puissance ajustée de cuisson avec et sans boîte en fonction de la différence de température entre la température ambiante et celle dans la casserole. La puissance ajustée permet de ramener la puissance réelle à sa valeur si l'irradiance solaire était  $700W/m^2$ . Cela permet de comparer les appareils pour



### 5.3. LES APPLICATIONS

---

la même irradiance. On remarque que le rendement de cuisson est environ 38% plus élevée [31] avec la boîte que sans. Par conséquent le temps de cuisson est réduit de 33%. En effet, sans boîte l'ébullition de 7 kg d'eau à 20 ° C initialement a pris 1h, alors qu'avec la boîte en verre l'eau a été porté à ébullition en 40 min.

# Chapitre 6

## Le Scheffler

### 6.1 Informations générales

Le collecteur Scheffler ou dish Scheffler est un collecteur parabolique au même titre que le Dish. Ils sont majoritairement utilisés pour des applications thermiques de par leur praticité. En effet, la particularité du Scheffler est qu'il permet d'avoir un point focal fixe qui peut être à distance de la parabole, donc il n'y a pas de problème d'ombre du récepteur sur la parabole comme pour le Dish. Il est donc possible de focaliser les rayons solaires sur un point voulu, et supprimer l'utilisation de fluide caloporteur. Les Scheffler ont également des systèmes de tracking solaire qui peuvent être 1 axe ou 2 suivant la place disponible.

Les ratios de concentration des Scheffler vont jusqu'à 670 [32]. Du côté des températures atteignables, elles vont d'une centaine à 900 ° C dans certaines conditions [32].



FIGURE 6.1 – Concentrateur Dish Scheffler

## 6.2 La composition et le principe

Le Scheffler est composé d'une structure porteuse et d'une surface réfléchissante. La surface réfléchissante est réalisée suivant un morceau latéral de paraboloïde convexe comme le montre la figure 6.2. C'est grâce à cette particularité que le point focal ne se trouve pas au-dessus de la surface réfléchissante et ne produit donc pas d'ombre. Le réflecteur du Scheffler est généralement réalisé en aluminium ou en miroir [32, 33, 34].

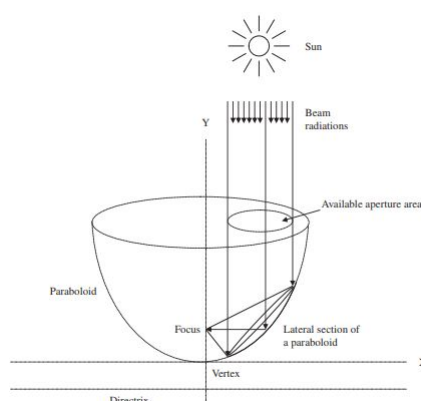


FIGURE 6.2 – Section d'un Scheffler dans un paraboloïde [33]

De part son point focal éloigné des réflecteurs, les seules parties du Scheffler qui sont communes à toutes les utilisations sont le récepteur et la structure porteuse ainsi que l'éventuelle électronique de tracking. La figure 6.3 présente la composition d'un Scheffler.

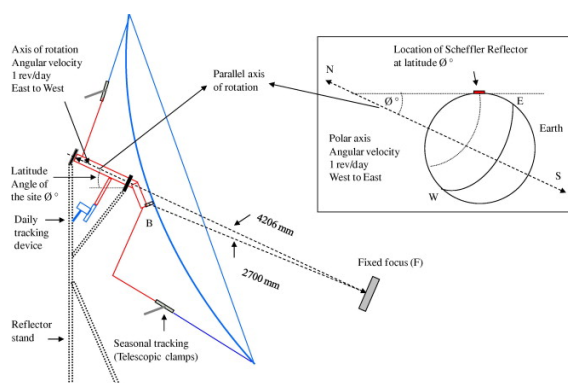


FIGURE 6.3 – Composition d'un Scheffler [33]

Le principe de concentration du Scheffler est le même que celui du Dish, c'est-à-dire les rayons incidents sont réfléchis vers le point focal par les réflecteurs en forme

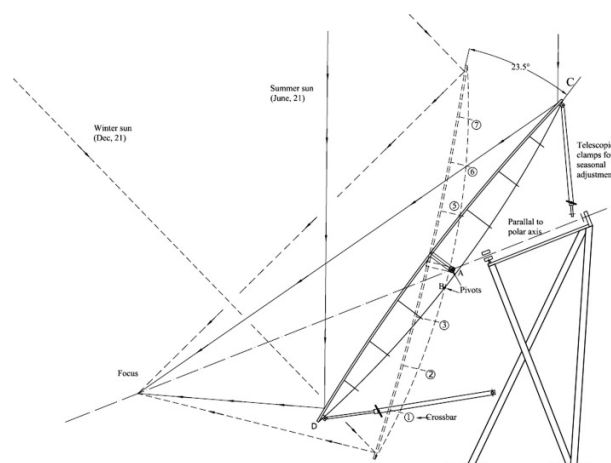


FIGURE 6.4 – Schéma du principe de concentration d'un Scheffler

de paraboloïde, voir figure 6.4. L'énergie thermique des rayons concentrés est ensuite transmise à l'application.

### 6.3 Les applications

A. Munir et al. [35] ont développé un concentrateur Scheffler pour produire des huiles essentielles directement chez le producteur de plantes. Le Scheffler a été réalisé sur le campus solaire de l'université de Kassel en Allemagne (latitude :  $51.3^\circ$ ).

Le système est composé d'un Scheffler de surface  $8m^2$ , un réflecteur secondaire, un alambic à distiller, un condensateur et une fiole Florentine comme le montre la figure 6.5. Le Scheffler est équipé d'un système de tracking solaire PV et de thermocouples de type K et T et de pyranomètre (SP Lite). Les thermocouples récupèrent la température du point focal, de l'eau et de la vapeur durant le procédé, comme il est possible de voir sur la figure 6.6 qui expose le schéma du principe de la distillation solaire.



FIGURE 6.5 – Photo du système de distillation solaire [35]

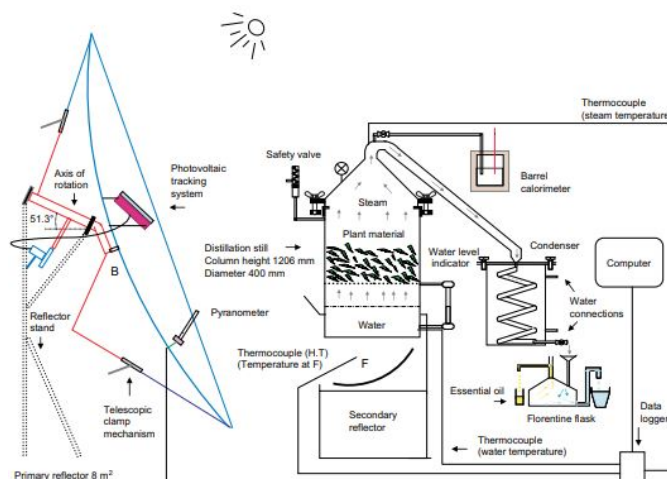


FIGURE 6.6 – Schéma du principe de la distillation solaire [35]

L'irradiance disponible durant l'expérimentation variait entre  $700$  et  $800 \text{ W/m}^2$  avec cette irradiance les températures au point focal mesurées étaient entre  $300^\circ \text{C}$  et  $400^\circ \text{C}$ . La figure 6.7 présente la variation de la température au point focal, de la température de l'eau et de l'irradiance en fonction du temps. Sur ce graphique on remarque que la fluctuation d'irradiance due au passage de nuages influe grandement sur la température au point focal mais n'influe pas sur la température de l'eau. On peut aussi remarquer qu'étant données les températures atteintes le système de tracking et le réflecteur ont été correctement dimensionnés et réalisés pour cette application.

La distillation a été faite pour plusieurs matières premières :

- Feuilles de mélisse
- Feuilles de menthe poivrée
- Feuilles de romarin
- Graines de cumin
- Bourgeons de clous de girofle

La figure 6.8 présente un tableau contenant les résultats des distillations réalisées, on y retrouve la masse de matière première, le pourcentage d'humidité, l'énergie consommée, la quantité d'huile extraite et la quantité d'huile par masse de matières premières sèches. On remarque que chacune des matières premières produit des quantités différentes d'huile. La puissance moyenne a été trouvée à  $1,548 \text{ kW}$

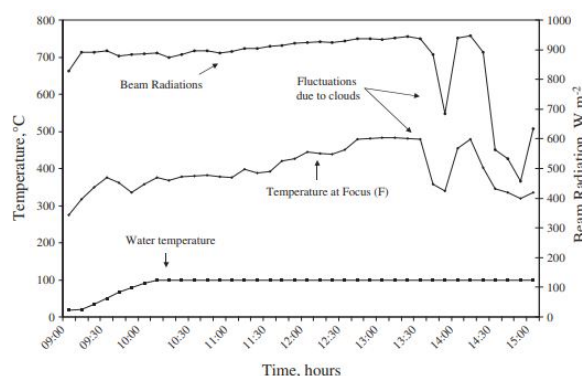


FIGURE 6.7 – Évolution des températures du point focal, de l'eau et de l'irradiance en fonction du temps [35]

| Plant material | Part used | Weight, kg | Moisture content (wb), % | Heat energy, kWh | Essential oil extracted, ml | Essential oil per unit plant d m, ml kg <sup>-1</sup> |
|----------------|-----------|------------|--------------------------|------------------|-----------------------------|-------------------------------------------------------|
| Melissa        | Leaves    | 11.6       | 78                       | 3.87             | 1.425                       | 0.558                                                 |
| Peppermint     | Leaves    | 9.1        | 74                       | 3.18             | 28.2                        | 11.9                                                  |
| Rosemary       | Leaves    | 3.0        | 72                       | 4.63             | 4.6                         | 5.48                                                  |
| Cumin          | Seeds     | 1.2        | 9                        | 8.91             | 12.4                        | 11.4                                                  |
| Cloves         | Buds      | 0.8        | 11                       | 7.74             | 44                          | 61.8                                                  |

FIGURE 6.8 – Énergie consommée et huile extraite durant la distillation solaire [35]

et le rendement moyen, défini comme le rapport de l'énergie thermique totale du procédé de distillation sur l'énergie solaire totale interceptée par l'aire d'ouverture, à 33,21%. Les auteurs ont mesuré que la puissance fournie sur 12h de fonctionnement s'élève à 18,6 kWh. Comme un lot de 10kg de menthe poivrée ou de mélisse consommait environ 3 à 4 kWh il est donc possible de distiller environ 4 à 5 lots par jour.

Afin de vérifier les performances du procédé, une distillation des mêmes herbes a été réalisée en laboratoire. Les résultats obtenus en laboratoire sont les suivants : (mL/(kg matière sèche)) :

- Feuilles de mélisse : 0,614
- Feuilles de menthe poivrée : 12,5
- Feuilles de romarin : 5,79
- Graines de cumin : 11,9
- Bourgeons de clous de girofle : 61,8

Les résultats montrent que la quantité d'huile extraite par unité de masse est qua-

### 6.3. LES APPLICATIONS

siment égale entre le procédé solaire et celui en laboratoire. Le procédé solaire est donc convenable et fourni une quantité d'huile essentielle raisonnable et de bonne qualité.

C. Müller et al. [36] ont mis en place 5 fours solaires communautaires pour faire du pain avec comme source de chaleur un Scheffler de  $8m^2$  ayant comme surface réfléchissante des feuilles d'aluminium hautement réfléchissantes.

Le projet a été réalisé au nord de l'Argentine à une latitude de  $22^\circ$  dans une région exposée à un rayonnement solaire de  $6$  à  $7 kWh/m^2$  par jour en moyenne. Le Scheffler de  $8m^2$  permet au four de  $200L$  de monter à  $350^\circ C$  en fournissant  $3 kW$  de puissance thermique. Le four fonctionne sans convection forcée. En effet, les mouvements d'air se font naturellement grâce à l'utilisation d'une cheminée d'1 mètre. Afin de prévenir le passage de nuage un lit de roche est placé à l'arrière du récepteur afin de stocker de la chaleur (figure 6.10), une fois chargé le lit de roche permet 1h de cuisson sans apport de chaleur. Le récepteur est construit à partir d'une feuille de fer pliée en zig-zag (figure 6.10) avec des plis mesurant  $3cm$  de large et  $35cm$  de profondeur. Le récepteur a des dimensions de  $30cm \times 30cm$  et est devancé d'un verre en céramique anti-réflexion. Le rendement maximal du couple réflecteur/récepteur a été mesuré à  $40\%$ , donc la puissance disponible dans le four est d'environ  $1200 W$ . Par conséquent, la température intérieure du four peut monter jusqu'à  $360^\circ C$ . Un schéma explicatif du four est présenté figure 6.9.

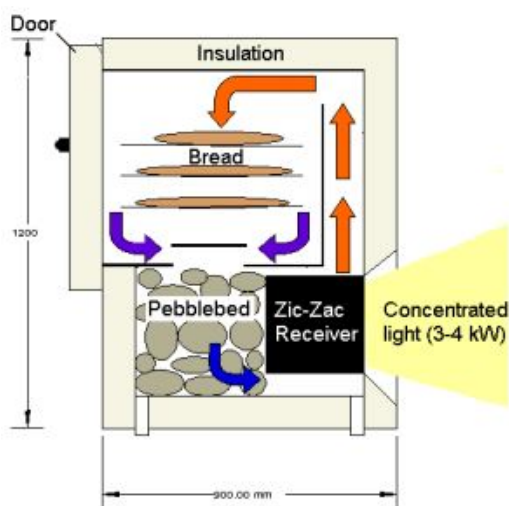


FIGURE 6.9 – Schéma du four solaire [36]



FIGURE 6.10 – Récepteur et lit de roche [36]

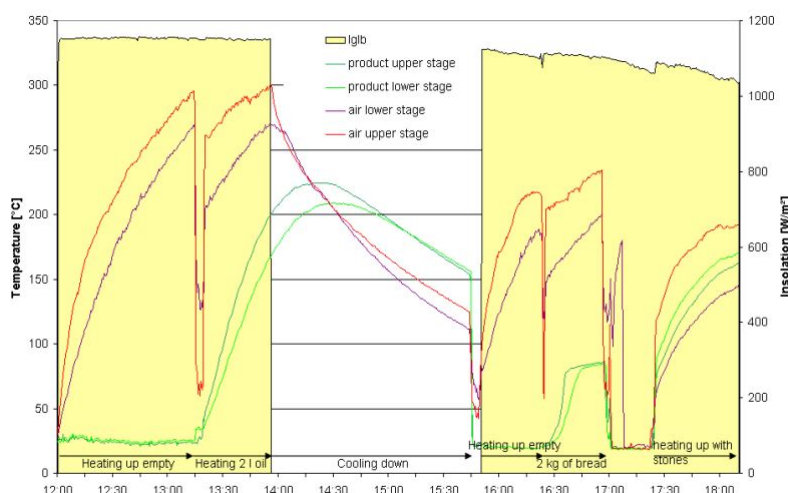


FIGURE 6.11 – Relevé des différentes températures [36]

Afin de mesurer le gradient de température dans le four deux récipients contenant 1 litre d’huile chacun ont été placés sur la plaque de cuisson haute et basse du four. Après 45 min de chauffe le récipient en haut a atteint  $200^{\circ}\text{C}$  et celui du bas  $170^{\circ}\text{C}$ , soit  $30^{\circ}\text{C}$  de différence. Cela montre que l’utilisation d’une convection forcée augmenterait fortement les performances du four. Le relevé des différentes températures est présenté figure 6.11.

La principale maintenance qui doit être réalisée est le nettoyage des surfaces réfléchissantes, bien que les personnes utilisant les fours solaires n’aient eu aucun mal à apprendre et réaliser le peu de maintenance nécessaire, les familles ayant le plus de facilité à accepter la technologie sont les jeunes familles. Certains d’entre eux ont utilisé les cuiseurs solaires pendant plus de 10 ans. En cas de problème avec la surface des réflecteurs leur changement pour un collecteur familial revient à  $40\text{€}$  et  $200\text{€}$  pour celui communautaire.

C. Müller et al. [36] ont donc reporté que les Scheffler étaient suffisants pour faire cuire 60 kg de pain en 6h de fonctionnement, soit l’équivalent du pain hebdomadaire pour 4-5 familles, et de permettre d’économiser ainsi 30kg de bois par famille. Le four peut encore être amélioré en réalisant une isolation plus complète et consciencieuse notamment au niveau de la porte du four et des jonctions entre les parois, et l’utilisation d’une convection forcée permettra également d’augmenter les performances du four.

G. Schapers [37] a montré que l’utilisation du Scheffler était possible pour la production de sirop d’agave. Une coopérative de 25 femmes Mexicaines produit du sirop d’agave grâce à 6 Scheffler de  $10\text{m}^2$  (figure 6.12).





FIGURE 6.12 – Scheffler de  $10m^2$  utilisés pour la production de sirop d’agave [37]

Lors des journées ensoleillées la production solaire est égale à celle réalisée au gaz soit 250L d’aguamiel transformé [37]. De plus, le produit réalisé est de meilleure qualité que lorsqu’il est fait au gaz, et les utilisatrices n’ont eu aucune difficulté à nettoyer et ajuster les collecteurs Scheffler. Les économies faites sur le gaz permettent de rembourser les collecteurs.

W. Scheffler [32] a développé un four crématore solaire en Inde. Une première tentative a été réalisée avec un Scheffler de  $50m^2$  et un ratio de concentration de 100, sans succès[32]. Par la suite les expérimentations ont été réalisées par une réplique identique miniaturisée du collecteur de  $3.4m^2$  (figure 6.13).

L’objectif est de simuler le four crématore à taille réelle, donc le ratio de concentration a été pris à 670 et l’ouverture de la chambre de crémation fait donc 8cm de diamètre (figure 6.14) [32].

La puissance mesurée à l’entrée de la chambre était environ 1000 W, et la température d’environ 700–800 ° C, soit la température minimum pour laquelle la combustion immédiate de la chair commence.

Deux types de contrôle du flux d’air ont été réalisés dans le but d’améliorer le procédé. Un premier aspirant les gaz de combustion par le fond de la chambre en les faisant passer dans un échangeur. Le second aspirant l’air environnant pour le délivrer à l’entrée de la chambre en le faisant passer dans le même échangeur afin de le préchauffer.



FIGURE 6.13 – Photo du four crématoire solaire miniaturisé [32]

Dans un premier temps les deux circuits ont été utilisés, et la température de la chambre est montée à  $900^{\circ}\text{C}$ , tandis que 4 kg de viande de chèvre ont été brûlés en 35 min. Dans un second temps seul le circuit d'entrée a été utilisé, et avec cette méthode la chambre de crémation est montée à  $800^{\circ}\text{C}$  et les 4 kg de viande de chèvre ont été brûlées en 50min.

I. Ayub et al.[38] ont réalisé une étude énergétique et exergetique de l'utilisation d'un Scheffler pour la cuisson de pain.

Le système étudié est composé d'un Scheffler de  $10\text{m}^2$ , de quatre second réflecteurs, d'un récepteur et d'une chambre de cuisson. La chambre de cuisson est réalisée en feuille d'acier inoxydable de 0,8mm d'épaisseur, est pourvue d'un récepteur en zig-zag et d'un lit de galet similaire à celui de C. Müller et al.[36]. L'isolation est réalisée avec de la laine de roche. Le récepteur est protégé avec une fenêtre en verre trempé. La circulation de l'air est réalisée grâce à un ventilateur de 80 W alimenté grâce à un panneau solaire. La figure 6.15 montre un schéma et une photo du système.

Durant les expériences l'irradiance a été mesurée grâce à un pyranomètre et les températures de l'air ambiant, de l'air à l'entrée et à la sortie et de l'air à l'intérieur de la chambre de cuisson ont été mesurées grâce à des thermocouples de type-K. Pour réaliser l'étude de la distribution de la température de l'air dans la chambre de cuisson celle-ci a été découpée en 3 parties égales de 0,234 m de large et 0,64 m de haut. Pour chaque partie 4 mesures de température ont été effectuées, comme



FIGURE 6.14 – Entrée de la chambre de combustion [32]

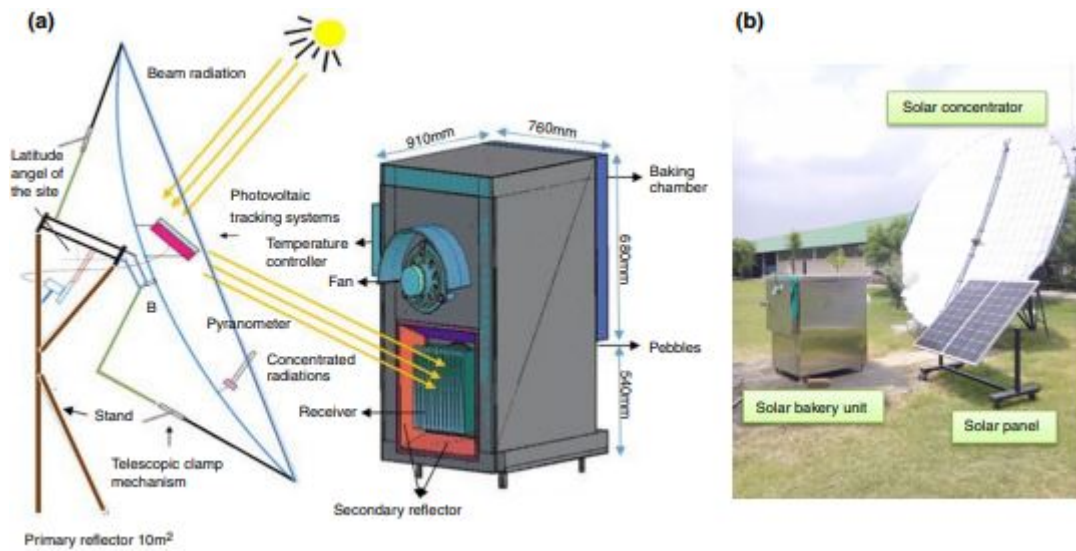


FIGURE 6.15 – Schéma et CAO du système (a) et photo du système développé (b)

### 6.3. LES APPLICATIONS

le montre la figure 6.16. Les échantillons testés sont 4 gâteaux de 453 g (1 pound) chacun placé au four dans un moule en aluminium de 16,24 m (6 inches) de diamètre.

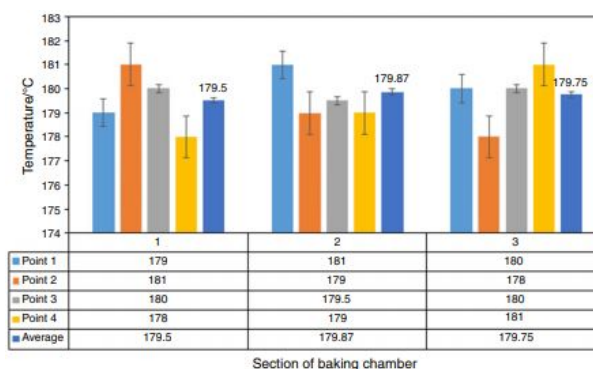


FIGURE 6.16 – Répartition des températures dans la chambre de cuisson [38]

De la figure 6.16 on remarque que la distribution des températures dans la chambre est uniforme. Cela est dû à la présence du ventilateur. Les auteurs ont également remarqué que l'utilisation de l'énergie est plus grande au début de la cuisson qu'à la fin. Le ratio d'utilisation de l'énergie, défini comme l'énergie utilisée sur l'énergie disponible, est donc décroissant avec le temps de cuisson. En effet, il chute de 78% à 24%. La figure 6.17 montre les différents rendements de l'installation. On remarque que le rendement du réflecteur-récepteur augmente avec la température à l'inverse du rendement de l'échange récepteur-air et air-échantillon. L'augmentation en température du récepteur entraîne l'augmentation du rendement réflecteur-récepteur. En outre, le déclin des deux autres rendements s'explique par l'augmentation de la température de l'air et la cuisson des gâteaux. Les pertes ont été calculées comme étant 10% à 13% de la chaleur disponible dans la chambre.

### 6.3. LES APPLICATIONS

| Component            | Exergy inflow/kJ s <sup>-1</sup> | Exergy outflow/kJ s <sup>-1</sup> | Exergy loss/kJ s <sup>-1</sup> | Exergetic efficiency/% | Improvement potential/kJ s <sup>-1</sup> | Exergetic factor/% |
|----------------------|----------------------------------|-----------------------------------|--------------------------------|------------------------|------------------------------------------|--------------------|
| Fan-receiver (A)     | 0.48                             | 0.30                              | 0.18                           | 15.00                  | 0.153                                    | 59.26              |
| Baking chamber (B)   | 0.33                             | 0.18                              | 0.15                           | 54.55                  | 0.068                                    | 40.74              |
| Overall system (A-B) | 0.81                             | 0.48                              | 1.29                           | 59.26                  | 0.134                                    | 100.0              |

FIGURE 6.19 – Sorties de l'étude exergetique.

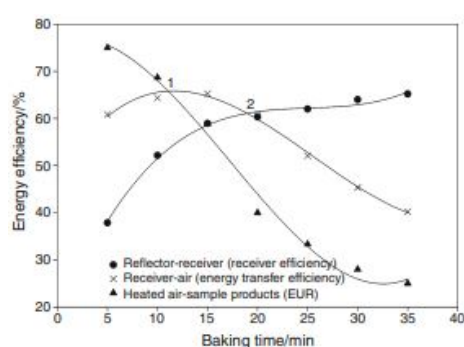


FIGURE 6.17 – Rendement des différentes phases d'échange du système [38]

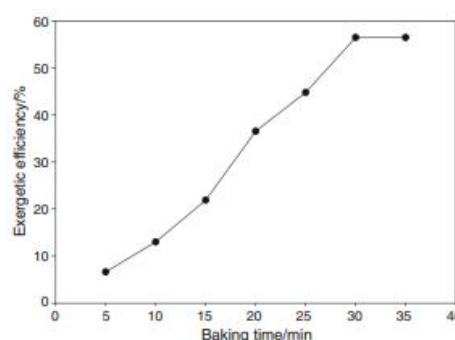


FIGURE 6.18 – Rendement exergetique de la cuisson

D'un point de vue exergetique, plus le temps de cuisson avance plus l'exergie en entrée est proche de l'exergie en sortie étant donné que le temps de cuisson fait décroître l'utilisation de l'énergie. Donc les pertes exergetiques de la chambre qui sont la différence entre l'exergie en entrée et en sortie de la chambre chutent, et le rendement exergetique augmente comme il est possible de le vérifier sur la figure 6.18.

Le tableau présenté figure 6.19 expose les sorties exergetiques utilisées pour l'étude et leurs valeurs pour le système. On remarque que le système ayant la plus grosse fraction exergetique est le ventilateur et également le rendement exergetique le plus bas (15%).

Finalement, pour que le système soit plus efficace une amélioration du système de ventilation doit être menée. Les auteurs ont conclu sur le fait que l'optimisation de la taille du récepteur, du nombre d'échantillons et de l'humidité dans le four doit être réalisée pour améliorer l'efficacité énergétique du procédé.

# Chapitre 7

## Le Box-type collecteur

### 7.1 Informations générales

Le box-type collecteur est le plus simple des concentrateurs et également le moins onéreux. Ses applications sont uniquement thermiques et, plus précisément, liées à la cuisson. Les box-type collecteurs ne disposent pas de tracking automatique mais de tracking manuel. En effet, le collecteur est déplacé manuellement pour faire face au soleil à intervalle régulier suffisamment court. Toutefois, le tracking peut également être réalisé par gravité [39]. La figure 7.1 présente un collecteur box-type.



FIGURE 7.1 – Box-type collecteur

Les ratios de concentration des box-type collecteurs dépendent du nombre de miroirs dit "booster" qui sont montés. Les températures atteintes par ces concentrateurs vont jusqu'à  $250^{\circ}\text{C}$  avec un ratio de concentration de 12 [40] par exemple.

Les avantages des concentrateurs box-type sont qu'ils sont facilement déplaçables et ne prennent pas beaucoup de surface au sol. De plus, ils sont, en comparaison aux autres technologies, peu chers et faciles de réalisation.

## 7.2 Le principe et la composition

Le composant principal du collecteur box-type est une boîte réalisée en matériau isolant dont la surface supérieure est vitrée. Le vitrage peut être simple ou double afin de diminuer les pertes thermiques entre l'intérieur de la boîte et l'environnement. Le fond de la boîte est généralement recouvert d'un absorbeur appelé "absorber plate" afin d'absorber l'énergie thermique, et de permettre le stockage d'énergie pour prévenir le court passage de nuages. Pour augmenter la quantité d'énergie thermique en entrée de la boîte un ou plusieurs réflecteurs peuvent être ajoutés en haut des côtés de la boîte, et sont des surfaces rectangulaires réfléchissantes. Les objets à chauffer sont placés à l'intérieur de la boîte. La composition d'un collecteur box-type est exposée figure 7.2.

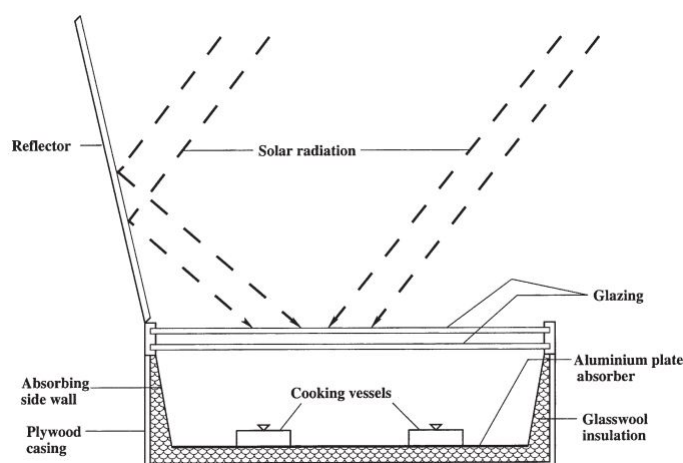


FIGURE 7.2 – Composition et principe d'un collecteur box-type [41]

Le principe de fonctionnement des collecteurs box-type est basé sur l'effet de serre : les rayons du soleil incidents et réfléchis par le(s) réflecteur(s) vont traverser la surface supérieure vitrée de la boîte et chauffer l'intérieur et donc son contenu. L'énergie thermique des rayons est également transmise à l'absorbeur. La figure 7.1 présente le principe de fonctionnement d'un collecteur box-type. Il est possible d'y voir que les parois intérieures sont également des absorbeurs, cependant les parois sont parfois recouvertes d'aluminium [42] pour renvoyer les rayons vers l'absorbeur et limiter les pertes thermiques par les côtés. Les parois et l'absorbeur, ainsi que les objets à chauffer peuvent parfois être peints en noir afin d'augmenter l'énergie thermique récupérée et de diminuer les échanges radiatifs [40, 42, 43].

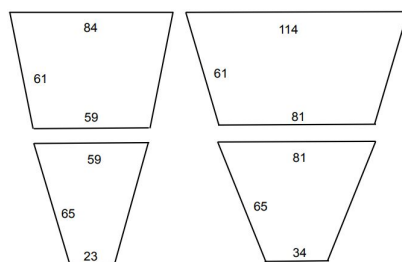


FIGURE 7.3 – Dimension ([cm]) de deux réflecteurs supérieurs et inférieurs formant la moitié du concentrateur [40]

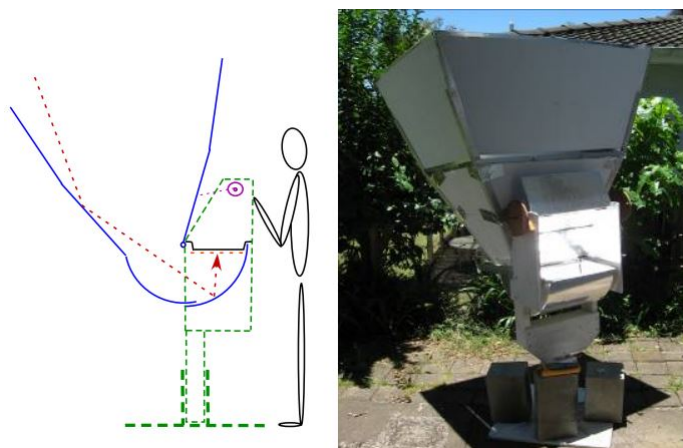


FIGURE 7.4 – Schéma et photo du collecteur box-type réalisé [40]

## 7.3 Applications

I. Edmonds [40] a adapté un collecteur box-type pour effectuer de la cuisine haute température.

Le collecteur réalisé a une aire d'ouverture de  $0,96 \text{ m}^2$  et un ratio de concentration de 12. Afin d'atteindre ce ratio 8 réflecteurs supplémentaires d'une aire totale de  $3,2 \text{ m}^2$  ont été utilisés (figure 7.3). De ce fait le collecteur mesure au maximum 2m de haut. Afin de suivre le mouvement du soleil le collecteur peut pivoter de la verticale à l'horizontale, cependant la plaque de cuisson reste à une hauteur de 0,9 m et horizontale pour une utilisation aisée. La figure 7.4 présente un schéma et une photo de l'appareil. La plaque de cuisson utilisée est une plaque noir industrielle en acier avec un couvercle un aluminium. Comme il est possible de le voir sur la figure 7.3, le collecteur box a été légèrement modifié pour que les rayons soient redirigés vers la plaque de cuisson plutôt qu'emprisonnés dans la boîte.



Afin de réduire le coût des réflecteurs ils ont été réalisés en fine feuille de plastique (Corflute) de 5mm formant des double parois, et les surfaces intérieures des parois ont été recouverte d'un film en Mylar commercial (Ametalin duct tape). Enfin, la boîte redirigeant les rayons réfléchis vers la plaque est faite de feuilles d'aluminium réfléchissantes MIRO-4 également recouverte avec le film Mylar dans le but de réduire les pertes radiatives. Une alternative au film Ametalin est le film horticoles Vivosun dont le coût est de US\$30 pour  $36 m^2$ .

La réflectivité du film neuf a été mesurée à 85% et celle des feuille MIRO-4 à 95%. Cependant, après 1 an d'exposition à l'environnement extérieur (intempéries etc) la réflectivité du film a chuté à 55%. L'utilisation d'un film réfléchissant nécessite donc une protection. Donc, dans cette optique les 4 réflecteurs supérieurs sont démontés et un couvercle en plastique est placé sur les 4 réflecteurs inférieurs.

L'auteur a simulé les performances thermiques du collecteur en fonction de l'émissivité des surfaces inférieures de la plaque et supérieures du couvercle dans le but de mettre en évidence son influence. La figure 7.5 présente l'évolution de la température de la plaque pour différentes émissivité et en fonction du temps. Le coefficient d'échange convectif a été pris à  $5 W/(m^2K)$  (sans vent), la masse d'eau à chauffer est de 1kg et la puissance solaire incidente sur la surface inférieure de la plaque est de 360W. On remarque que la différence d'émissivité entre les deux cas extrêmes, respectivement une valeur de 0,1 et 0,9, provoque une différence de température d'environ  $150^\circ C$ , donc il est important de choisir consciencieusement la plaque et le couvercle. L'auteur a également testé son appareil pour le chauffage de 2L d'eau sous différentes conditions météorologiques à Brisbane en Janvier (figure 7.6), à savoir temps clair (courbe rouge), partiellement nuageux (courbe rose) et nuageux (courbe bleu). La stérilisation est possible pour le temps partiellement nuageux et clair car l'eau doit être portée à plus de  $70^\circ C$  pendant 5 minutes [44] pour être stérilisée. Le temps nuageux ne le permet donc pas.

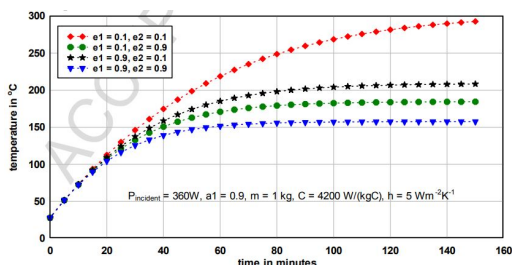


FIGURE 7.5 – Évolution de la température en fonction de l'émissivité et du temps [40]

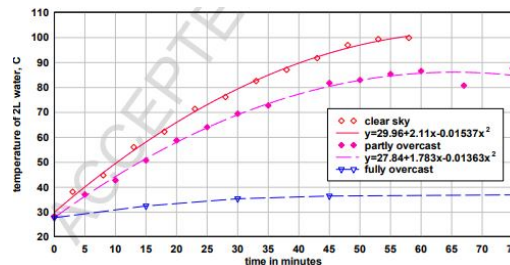


FIGURE 7.6 – Évolution de la température de 2L d'eau en fonction de la météo et du temps [40]

De ces expériences ont été relevés les rendements optique et thermique de l'appareil, et ces derniers valent respectivement 41% et 37%. Le rendement thermique est nettement plus bas que celui des paraboles SK15 et PRINCE 15 qui ont un rendement thermique de 60% [45]. Bien que le rendement thermique soit plus faible cet appareil permet une cuisine pratique et sa construction est peu chère.

L'appareil a également été testé pour la cuisson haute et basse température. Dans un premier temps la cuisson basse température (riz, légumes) a été réalisée sans aucun problème en 30 min par temps clair. Pour la cuisson haute température (supérieure à 200 °C) plusieurs types de plaque ont été testées. La première est une plaque conventionnelle avec une vitre en polycarbonate à une distance de 2cm en dessous de la surface basse, une plaque conventionnelle sans vitre et une plaque sélectionnée pour la cuisine solaire. Chacune d'entre elles sont couvertes avec un couvercle en aluminium poli. Les températures relevées résultant des tests sont présentées sur la figure 7.7.

Les températures maximums atteintes pour les trois plaques sont 245 °C avec la première, 230 °C avec la deuxième et 275 °C avec la troisième pour des irradiances respectives de 738  $W/m^2$ , 790  $W/m^2$  et 823  $W/m^2$ . De ces résultats on peut conclure dans un premier temps que la cuisine haute température est rapidement réalisable, et dans un second temps, si on prend en compte la différence d'irradiance, que le type de plaque utilisé n'influe que très peu sur les températures.

I. Edmonds [40] a donc montré que cet appareil est efficace pour la stérilisation d'eau, la cuisson basse température (riz, légumes) et haute température (viande, friture etc). Cependant, les performances de ce collecteur peuvent encore être améliorées en réduisant les pertes thermiques.

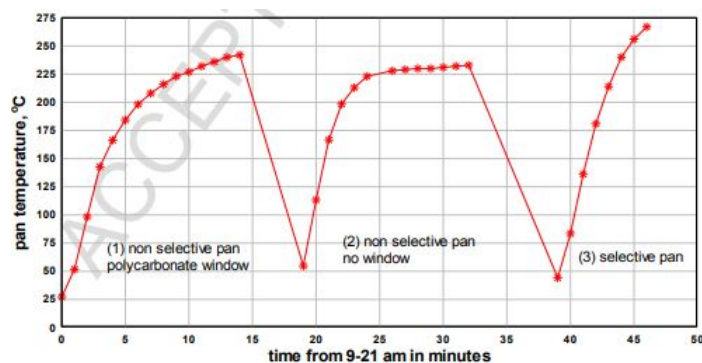


FIGURE 7.7 – Évolution des températures en fonction du temps pour les trois plaques différentes [40]

S.Z. Farooqui [39] a développé un système de tracking solaire par gravité et a optimisé la taille du réflecteur pour améliorer les performances des collecteurs box-type.

Le système de tracking est composé d'un tube en acier courbé en demi-cercle avec une fente usinée sur le dessus sur la moitié de la longueur du tube. Dans ce tube passe un fil de nylon accroché à une tige filetée verticale passant dans la rainure sur laquelle peut être vissé un écrou, et, de l'autre côté de la tige est attachée un ressort d'une certaine raideur, comme le montre la figure 7.8. Ce système est fixé et immobilisé à l'horizontale sur un support en bois sur lequel est monté une plaque pivotante à l'aide de roulement (figure 7.9) et ayant un trou dans un angle à une distance du centre des roulements égale au rayon de courbure du tube en acier. L'extrémité du ressort est fixée à l'extrémité du tube en acier et l'extrémité du fil en nylon est accrochée à un réservoir d'eau qui se vide via un tube goutte à goutte à débit variable. De plus le réservoir pend dans le vide grâce à une poulie.

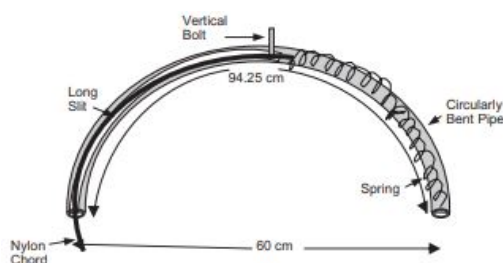


FIGURE 7.8 – Détail du mécanisme de traction du support du collecteur [39]

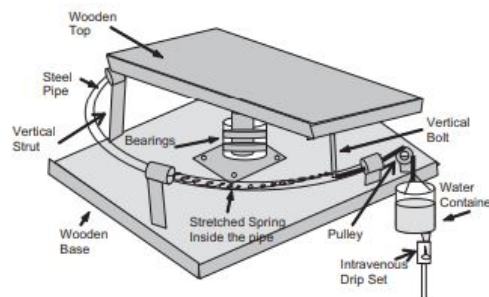


FIGURE 7.9 – Composition complète du système de tracking solaire [39]

Le principe de fonctionnement est que la tige filetée verticale est fixé à la plaque pivotante via le trou et l'écrou. Lorsque le poids du réservoir changera, la tige verticale entraînera la plaque pivotante permettant un mouvement circulaire de la plaque pivotante sur laquelle est posé le collecteur. Étant donné que la tige verticale peut parcourir la moitié de la longueur du tube soit  $90^\circ$ , le tracking solaire peut être réalisé durant 6h avec ce système. Les résultats expérimentaux présenté figure 7.10 montre que ce mécanisme permet d'avoir un système de tracking solaire 1 dimension sans apport d'énergie extérieure pendant 6h, quand la charge totale (contenu+collecteur) est de 16,3 kg, et le rayon de courbure du tube en acier de 30 cm ainsi que la raideur du ressort égale à 28,73 N/m [39].

Cependant, pour être pleinement efficace le tracking solaire doit être à 2 dimensions. Pour éviter d'utiliser de l'électronique S.Z. Farooqui a optimisé la taille et l'angle du réflecteur pour qu'il reflète les rayons solaires en direction du collecteur durant les 6h de fonctionnement du trackeur. Il a réalisé trois simulations durant lesquelles la longueur du réflecteur a été prise égale à la largeur de la boîte, à 2 fois la largeur et à 3 fois la largeur et l'irradiance solaire a été considérée constante à  $600 \text{ W/m}^2$  afin de déterminer quelle configuration est la plus intéressante. Comme le montrent les résultats figure 7.11, la différence entre le premier cas et le second représente une augmentation d'environ 44%, alors que l'augmentation entre le deuxième cas et le troisième ne représente que 12%. Dans cette étude S.Z. Farooqui conclut que si l'on prend en considération les difficultés de réalisation, d'utilisation et l'augmentation du coût pour le dernier cas : la longueur optimale est de deux fois la largeur de la boîte.

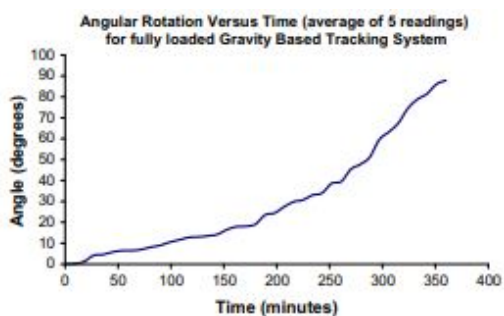


FIGURE 7.10 – Évolution de l'angle de rotation du collecteur en fonction du temps et un débit de vidage de 0.064 g/s [39]

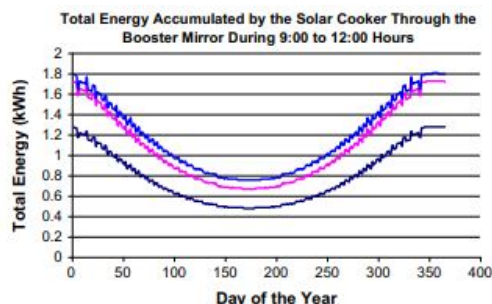


FIGURE 7.11 – Énergie maximale emmagasinée par le collecteur sur 6h d'exposition pour chaque jour de l'année et pour 3 longueurs de réflecteur différentes, 1 fois la largeur de la boîte (courbe inférieure), 2 fois la largeur (courbe du milieu) et trois fois (courbe supérieure) [39]

Suite à ces résultats, l'auteur a réalisé une étude de l'angle optimal pour une latitude de  $25^\circ$  pour les 6h de fonctionnement du trackeur et un réflecteur d'une longueur de deux fois la largeur de la boîte. Les résultats de cette étude sont présentés dans le tableau exposé figure 7.12, seuls les jours ayant besoin d'un changement d'angle d'au mois  $1^\circ$  ayant été pris en compte.

S.Z. Farooqui [39] a décrit la réalisation d'un trackeur solaire une dimension pour qu'un collecteur box-type emmagasine le maximum d'énergie solaire sans utiliser de source d'énergie extérieure entre 9h00 et 15h chaque jour de l'année et l'optimisation du réflecteur a également été réalisée. Cependant, dans cette étude les variations d'irradiance n'ont pas été prises en compte étant donné qu'elles n'influent que peu sur la taille et l'angle du réflecteur.

N. Kumar et al. [46] ont réalisé une étude exergétique sur l'impact de la quantité d'eau à chauffer sur la puissance exergétique en sortie, et les pertes exergétiques avec la différence de température entre l'eau et l'environnement extérieur.

Le collecteur étudié est celui de l'étude de S. Kumar [47] et a une aire d'ouverture de  $0,245 \text{ m}^2$  et est isolé sur les côtés et le fond grâce à de la laine de verre. De plus, l'intérieur de la boîte est en aluminium. Les casseroles également en aluminium mesurent 180mm de diamètre et 65mm de hauteur, et sont peintes en noire.

| Day no. | $\alpha_{\min}$ | $\alpha_{\max}$ | $\beta_{\text{opt}}$ | Day no. | $\alpha_{\min}$ | $\alpha_{\max}$ | $\beta_{\text{opt}}$ | Day no. | $\alpha_{\min}$ | $\alpha_{\max}$ | $\beta_{\text{opt}}$ |
|---------|-----------------|-----------------|----------------------|---------|-----------------|-----------------|----------------------|---------|-----------------|-----------------|----------------------|
| 1       | 25              | 42              | 112                  | 96      | 43              | 71              | 93                   | 251     | 43              | 70              | 94                   |
| 14      | 26              | 44              | 111                  | 101     | 44              | 72              | 92                   | 256     | 42              | 68              | 95                   |
| 20      | 27              | 45              | 110                  | 107     | 45              | 75              | 91                   | 258     | 41              | 67              | 96                   |
| 29      | 28              | 47              | 109                  | 110     | 45              | 76              | 90                   | 264     | 40              | 65              | 97                   |
| 32      | 29              | 48              | 108                  | 116     | 46              | 78              | 89                   | 266     | 39              | 64              | 98                   |
| 36      | 30              | 49              | 107                  | 121     | 47              | 79              | 88                   | 271     | 38              | 62              | 99                   |
| 43      | 31              | 51              | 106                  | 128     | 47              | 82              | 87                   | 275     | 37              | 61              | 100                  |
| 46      | 32              | 52              | 105                  | 132     | 48              | 83              | 86                   | 280     | 36              | 59              | 101                  |
| 52      | 33              | 54              | 104                  | 145     | 48              | 86              | 85                   | 284     | 35              | 57              | 102                  |
| 55      | 34              | 55              | 103                  | 150     | 49              | 87              | 84                   | 288     | 34              | 56              | 103                  |
| 59      | 35              | 56              | 102                  | 197     | 49              | 86              | 85                   | 292     | 34              | 54              | 104                  |
| 63      | 36              | 58              | 101                  | 202     | 48              | 85              | 86                   | 295     | 33              | 53              | 105                  |
| 67      | 37              | 59              | 100                  | 215     | 48              | 82              | 87                   | 301     | 32              | 51              | 106                  |
| 72      | 38              | 61              | 99                   | 219     | 47              | 81              | 88                   | 304     | 31              | 50              | 107                  |
| 76      | 39              | 63              | 98                   | 226     | 46              | 79              | 89                   | 311     | 30              | 48              | 108                  |
| 81      | 40              | 65              | 97                   | 231     | 46              | 77              | 90                   | 315     | 29              | 47              | 109                  |
| 83      | 40              | 66              | 96                   | 237     | 45              | 75              | 91                   | 318     | 28              | 46              | 110                  |
| 89      | 41              | 68              | 95                   | 240     | 44              | 74              | 92                   | 327     | 27              | 44              | 111                  |
| 91      | 42              | 69              | 94                   | 246     | 43              | 72              | 93                   | 333     | 26              | 43              | 112                  |

FIGURE 7.12 – Angle optimal du réflecteur optimal pour une exposition de 6h (9h :00 - 15 :00) pour chaque jour nécessitant un changement supérieur à  $1^\circ$ . [39]

D'après S. Kumar [47] toutes les températures sont mesurées via des thermocouples cuivre-constantan calibrés et un micro-voltmètre digital d'une précision de  $0,01^\circ\text{C}$ .

La figure 7.13 présente l'évolution de la puissance exergetique en sortie en fonction de la différence de température<sup>1</sup> pour 5 charges différentes, soit 1 ; 1,5 ; 2 ; 2,5 et 3 kg d'eau.

On remarque que la puissance évolue suivant une parabole quelle que soit la charge donc que pour chaque charge le pic exergetique est atteint pour une différence de température précise. Ce graphique montre également qu'après le pic les pertes exergetiques deviennent plus importantes que l'exergie utile avec l'augmentation de la température de l'eau.

Le pic d'exergie fournit non seulement le travail maximum atteignable pour ce collecteur sous des conditions données pour une charge et un intervalle de temps mais également les meilleures conditions d'utilisation du collecteur. En effet, l'écart de température de la largeur à mi-hauteur du pic exergetique permet de connaître les plages de température idéales pour une utilisation optimale, puisqu'il informe sur l'empressement avec lequel l'exergie chute (des deux côtés du pic) en fonction de la différence de température [46]. Par exemple, pour 3 kg d'eau le demi pic exergetique se trouve à  $19,6^\circ\text{C}$  et  $64,16^\circ\text{C}$ , donc l'utilisation optimale de cet appareil avec 3 kg d'eau se situe au-delà d'une différence de température entre l'extérieur et l'eau de  $19,6^\circ\text{C}$  et en dessous d'une différence de  $64,16^\circ\text{C}$ .

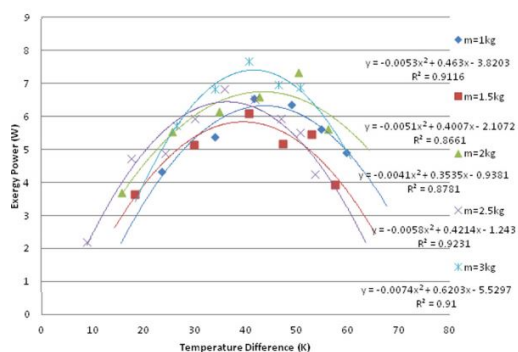


FIGURE 7.13 – Variations de la puissance exergétique en sortie en fonction de la différence de température entre l'eau et l'environnement extérieur pour différentes charges [46]

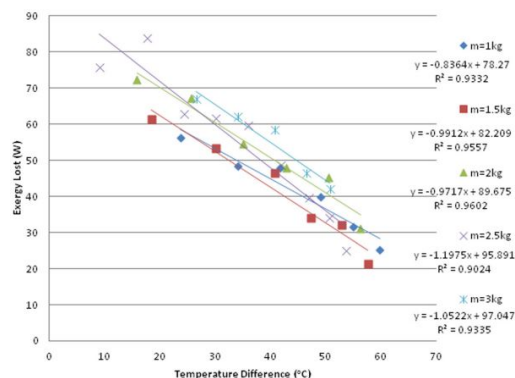


FIGURE 7.14 – Variations de la perte de puissance exergétique en fonction de la différence de température en l'eau et l'environnement extérieur pour différentes charges [46]

La figure 7.14 présente l'évolution de l'exergie perdue en fonction de la différence de température. On remarque que l'évolution de l'exergie perdue décroît linéairement pour toutes les charges. Cependant, sa valeur reste supérieure à celle de l'exergie produite une fois le pic de sortie exergétique atteint. Ces courbes nous permettent d'avoir accès au coefficient de perte thermique car celui-ci est le rapport entre la valeur de la pente de la courbe et la surface d'ouverture du collecteur. De plus, il est également possible de calculer le facteur de qualité défini comme le rapport entre le maximum de la puissance exergétique et l'exergie perdue à la même abscisse. Les valeurs des différents indicateurs cités précédemment sont présentés dans le tableau de la figure 7.15.

| Load (kg) | Peak exergy power (W) | Temperature difference gap (K) | Exergy temperature difference gap product (WK) | Heat loss coefficient (W/m²K) | Quality factor |
|-----------|-----------------------|--------------------------------|------------------------------------------------|-------------------------------|----------------|
| 1         | 6.3                   | 48.3                           | 304.29                                         | 3.41                          | 0.146          |
| 1.5       | 5.85                  | 48.14                          | 281.6                                          | 4.04                          | 0.1378         |
| 2         | 6.76                  | 57.63                          | 389.58                                         | 3.97                          | 0.1413         |
| 2.5       | 6.425                 | 49.6                           | 318.65                                         | 4.89                          | 0.1244         |
| 3         | 7.39                  | 44.56                          | 329.16                                         | 4.29                          | 0.1364         |

FIGURE 7.15 – Indicateurs des performances exergétiques du collecteur [46]

On remarque que la corrélation entre le facteur de qualité et le coefficient de perte thermique se vérifie puisque plus le coefficient est élevé plus le facteur de qua-

| Load (kg)                                | Insolation (W/m <sup>2</sup> ) | Quality factor | Adjusted quality factor | Deviation from the average value (%) |
|------------------------------------------|--------------------------------|----------------|-------------------------|--------------------------------------|
| 1                                        | 842.91                         | 0.146          | 0.1212                  | 0.5                                  |
| 1.5                                      | 778                            | 0.1378         | 0.1239                  | 2.7                                  |
| 2                                        | 816                            | 0.1413         | 0.1212                  | 0.5                                  |
| 2.5                                      | 760.9                          | 0.1244         | 0.1144                  | 5.1                                  |
| 3                                        | 780.43                         | 0.1364         | 0.12234                 | 1.4                                  |
| Average value of adjusted quality factor |                                |                | 0.1206                  |                                      |

FIGURE 7.16 – Facteur de qualité ajusté pour chaque charge et facteur qualité moyen [46]

lité est faible. De plus, la valeur élevée du facteur de qualité montre les faibles pertes thermiques et la hausse de l'exergie en sortie. Pour avoir un indicateur indépendant de l'irradiance il faut calculer le facteur de qualité ajusté, défini comme le facteur de qualité multiplié par le rapport entre une irradiance standard de 700 et l'irradiance moyenne enregistrée lors du test. Les facteurs de qualité ajustés ainsi que le facteur moyen sont exposés figure 7.16. Or, la déviation maximale par rapport à la valeur moyenne est d'environ 5%. A partir de la figure 7.16, l'auteur conclut que le facteur de qualité est indépendant de la masse d'eau.

Pour conclure, il a été remarqué que pour chaque charge la variation d'exergie en sortie et la perte exergetique ont été trouvés qualitativement similaires. La corrélation entre le facteur de qualité et le coefficient de perte thermique a été prouvée expérimentalement. Cependant, le facteur de qualité ajusté s'avère indépendant de la charge.

S. Mahavar et al. [48] ont réalisé et testé les performances d'un collecteur Box-type appelé "Single Family Solar Cooker" pour une utilisation domestique, soit adapté pour la cuisine de deux personnes.

Le développement de collecteur a suivi des contraintes :

- Petite taille et léger pour qu'il soit facile à manipuler
- Bonne performances via l'utilisation de nouveaux matériaux pour certaines parties
- Prix raisonnablement bas

La quantité cuisinée nécessaire pour deux a été prise à 1,2 kg répartie dans deux récipients de 20cm de diamètre et 6cm de haut, donc la surface minimum de la plaque absorbante est de 20cm x 40cm. Cependant si l'aire d'ouverture de la plaque est égale à celle de la base, la cuisson de nourriture ne sera pas possible, car l'ombrage des parois sur l'absorbeur sera trop important. En effet, avec des dimensions de 40x20x9 cm<sup>3</sup> la surface de l'absorbeur restant à l'ombre entre 9h et 15h varie



### 7.3. APPLICATIONS

| Glaze material | Refractive index | Extinction coefficient ( $m^{-1}$ ) | Density ( $kg/m^3$ ) | Thickness of single sheet (mm) | Cost (Rs./ $m^2$ ) | Weight of double glaze of SFSC (kg) |
|----------------|------------------|-------------------------------------|----------------------|--------------------------------|--------------------|-------------------------------------|
| Glass          | 1.52             | 15                                  | 2450                 | 3.94                           | 485                | 3.38                                |
| PMMA           | 1.49             | 0.05                                | 1172                 | 2.75                           | 915                | 1.13                                |
| PC             | 1.58             | 0.05                                | 1177                 | 2.9                            | 1830               | 1.20                                |

FIGURE 7.17 – Tableau de comparaison des différents matériaux de vitrage

entre 84 et 544  $cm^2$ , soit 11 à 68%. Les dimensions qui ont été choisies pour ce collecteur sont 47x35.5x8.5  $cm^3$ . Avec ces dimensions, la surface ombragée varie de 140 à 700  $cm^3$ , soit 8 à 43% [48].

| S. No. | Parameters                                                                                                                     | Details                                                                                                                                                                                                                                                                     |
|--------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1.     | Casing<br>(i) Dimension<br>(ii) Material<br>(iii) Thickness<br>(iv) Density                                                    | 58 × 46.5 × 15.5 $cm^3$<br>Hard board<br>2.5 mm<br>730 $kg/m^3$                                                                                                                                                                                                             |
| 2.     | Absorber tray<br>(i) Dimension<br>(ii) Shape<br>(iii) Material<br>(iv) Thickness<br>(v) Coating<br>(vi) Absorptivity           | 47 × 35.5 × 8.5 $cm^3$<br>Rectangular (Erect)<br>Aluminum<br>0.35 mm<br>Black matt paint<br>0.90                                                                                                                                                                            |
| 3.     | Glaze<br>(i) No. of glaze<br>(ii) Material<br>(iii) Thickness<br>(iv) Spacing between glaze                                    | 2<br>Poly(methyl methacrylate) (PMMA)<br>2.75 mm<br>13 mm                                                                                                                                                                                                                   |
| 4.     | Insulation<br>(i) Material<br>(ii) Thickness<br>(a) Side<br>(b) Bottom<br>(iv) Heat loss coefficient<br>(a) Side<br>(b) Bottom | Layered<br>Corrugated cardboard (CC),<br>Polystyrene expanded (PE)<br>(i.e. thermocole) and News paper (NP)<br>5 cm [2 cm (CC) + 2 cm (PE) + 1 cm (CC)] (3 layered)<br>3.5 cm [0.5 cm (NP) + 1 cm (CC) + 2 cm (PE)] (3 layered)<br>0.91 ( $W/m^2 K$ )<br>1.05 ( $W/m^2 K$ ) |
| 5.     | Containers<br>(i) Shape<br>(ii) Dimension<br>(iii) Material<br>(iv) No. of pots<br>(v) Coating                                 | Cylindrical<br>Diameter 20 cm, height 6 cm<br>Aluminum<br>2<br>Black matt paint                                                                                                                                                                                             |
| 6.     | Reflector<br>(i) Number<br>(ii) Dimension<br>(iii) Thickness<br>(iv) Material                                                  | 1<br>54.6 × 40.5 $cm^2$<br>4 mm<br>Silicate glass                                                                                                                                                                                                                           |

FIGURE 7.18 – Détail du design du collecteur

Les parois à proprement parler ont été réalisées en panneaux durs car le prix et le poids sont adéquats. Le détail complet du collecteur est fourni figure 7.18 et la figure 7.19 présente un schéma du collecteur réalisé.

Les matériaux étudiés pour le vitrage du collecteur sont des polymères transparents rigides et du verre, c'est-à-dire du poly-méthyl-méthacrylate, du polycarbonate et du verre. La figure 7.17 présente un tableau de comparaison des trois matériaux. Or, les paramètres des deux polymères sont très proches à l'exception du prix, et le verre a été abandonnée pour sa fragilité, donc le poly-méthyl-méthacrylate a été choisi [48].

Au même titre que le vitrage, le matériau d'isolation a été sélectionné. Ici les paramètres sont le coefficient de transfert thermique, le poids, le prix et une bonne résistance à l'environnement. Pour le fond et les parois du collecteur l'isolation a été réalisée en composite avec du carton ondulé, du polystyrène expansé, et des journaux. Les valeurs du coefficient de transfert thermique trouvées pour l'isolation du fond et des parois est 1,05 et 0,91  $W/m^2 K$ , respectivement, soit des valeurs similaire à celles de la laine de verre [48].

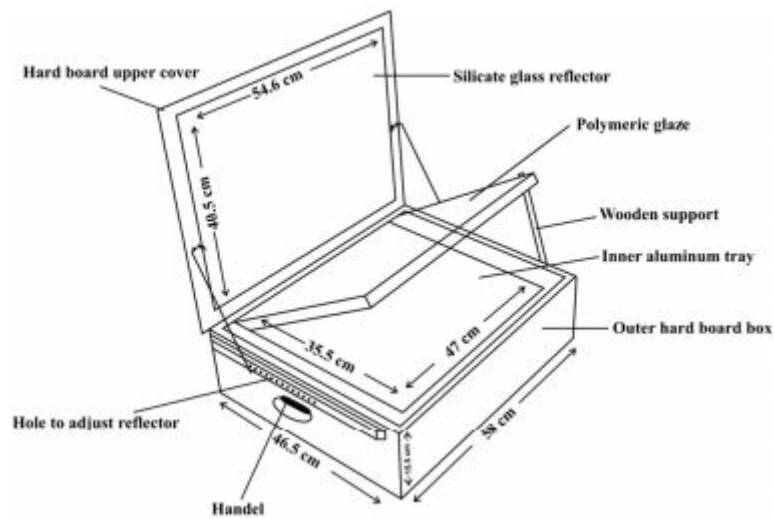


FIGURE 7.19 – Schéma du collecteur [48]

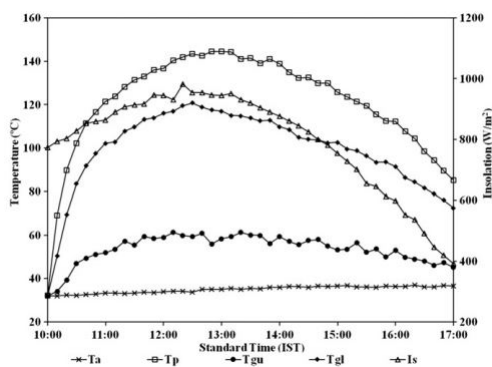
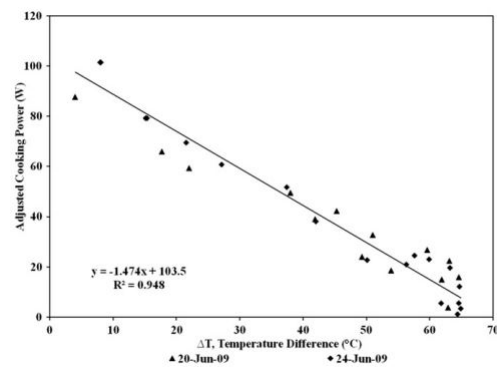
FIGURE 7.20 – Évolution temporelle de la température de plusieurs composants ( $T_a$ ,  $T_p$ ,  $T_{gu}$ ,  $T_{gl}$  et  $I_s$  sont respectivement la température ambiante, de l'absorbeur, le vitrage supérieur, le vitrage inférieur et l'irradiance) [48]

FIGURE 7.21 – Évolution entre la puissance de cuisson ajustée et la différence de température entre le contenu des récipients et la température extérieure [48]

Les tests ont été réalisés à Jaipur, à l'université du Rajasthan ( $26.92^\circ \text{N}$ ,  $75.87^\circ \text{E}$ ). Durant le test l'irradiance a été mesurée grâce à un pyranomètre tandis que les températures (contenu des récipients, absorbeur et les vitres) ont été relevées par des thermocouples. Pour ce qui est de la température ambiante et la vitesse du vent, elles

| Reference                | Date of experiment | Time (IST) | Ambient temperature (°C) | Insolation value (W/m <sup>2</sup> ) | Stagnation temperature (°C) |
|--------------------------|--------------------|------------|--------------------------|--------------------------------------|-----------------------------|
| Vishaya et al. [4]       | 23/9/1982          | 12:00      | 32                       | 1020                                 | 122                         |
| Nahar [6]                | –                  | 14:00      | 28                       | 760                                  | 132 (air temp.)             |
| Negi and Purohit [12]    | March 2002         | 12:00      | 27                       | 750                                  | 140                         |
| Kumar et al. [14]        | –                  | 1:40       | 37                       | 858                                  | 138                         |
| Mirdha and Dhariwal [16] | –                  | 1:30       | 37                       | -                                    | 163                         |
| Harmani et al. [17]      | 23/7/2008          | 12:00      | 48                       | 960                                  | 140                         |
| Purohit and Purohit [30] | –                  | 12:30      | 32                       | 950                                  | 138                         |
| SFSC                     | 17/06/2009         | 1:30       | 35                       | 945                                  | 144                         |

FIGURE 7.22 – Comparaison des performances du "Single Family Solar Cooker" avec d'autres collecteurs [48]

ont été mesurées par un thermomètre au mercure et un anémomètre, respectivement.

Les résultats expérimentaux montrent que la température maximale de l'absorbeur est de 144.7 °C (figure 7.20) pour une irradiance moyenne de 945 W/m<sup>2</sup> et une température extérieure de 35 °C. Elle est montée à 100 °C durant la première heure. Ce résultat a été comparé avec les résultats de différentes études dans la figure 7.22 et montre que malgré sa taille le collecteur réalisé a des performances correctes.

Il a également été noté que les deux vitrages bas et haut en polymère ont respectivement une température de 117 °C et 58 °C, la grande différence entre ces deux températures nous informant que l'effet de serre escompté est bien réalisé et que le double vitrage isole également correctement. Donc, le polymère choisi pour le vitrage est adéquat.

Pour comparer plus aisément les collecteurs avec différentes géométrie, la puissance de cuisson ajustée est utilisée ; son évolution en fonction de la différence de température entre le contenu des récipients et la température extérieure est présentée figure 7.21. Le coefficient de perte thermique est la pente de la droite présentée figure 7.21 et est de 1,474 W/°C. La puissance de cuisson initiale et celle ajustée sont respectivement de 103,5 W et 30 W. Cette valeur de coefficient fait de l'isolation choisie une bonne isolation peu chère. De plus, ces valeurs de puissance sont relativement élevées comparées aux autres collecteurs [48].

Des tests de cuisson ont été réalisés (figure 7.23) et ils confirment que le "Single Family Solar Cooker" est adapté à la cuisine indienne pour deux personnes.

### 7.3. APPLICATIONS

| Date          | First meal         |                                                                 |              | Second meal        |                                                                      |              |
|---------------|--------------------|-----------------------------------------------------------------|--------------|--------------------|----------------------------------------------------------------------|--------------|
|               | Loading time (IST) | Food items                                                      | Cooking time | Loading time (IST) | Food items                                                           | Cooking time |
| 27-Dec. 2009  | 10:30              | 400 g rice and 800 g water                                      | 2 h 15 min   | 13:00              | 400 g rice and 800 g water                                           | 1 h 50 min   |
| 28-Dec. 2009  | 10:00              | 600 g wheat flour balls (Bati)<br>+ 150 g pulse and 450 g water | 2 h 45 min   | 12:50              | 600 g green vegetable, oil and water<br>+ 200 g rice and 400 g water | 2 h 30 min   |
| 31-Dec. 2009  | 10:10              | 200 g wheat dalya, 200 g sugar<br>and 800 g water               | 2 h 30 min   | 12:45              | 400 g potato and 250 g water + 200 g<br>rice and 400 g water         | 2 h 30 min   |
| 16-April 2010 | 10:10              | 300 g rice, 200 g chopped<br>vegetable and 700 g water          | 2 h 10 min   | -                  | Thick clouds                                                         | -            |
| 17-April 2010 | 10:10              | 100 g rice, 1 L milk and 350 g<br>sugar (pudding)               | 2 h 30 min   | 12:50              | 200 g rice, 50 g moong dal, 150 g green<br>vegetable and 800 g water | 2 h          |

FIGURE 7.23 – Tests de cuisson [48]

En conclusion, le design décrit par S. Mahavar et al. [48] est correct pour une utilisation domestique sous les conditions météorologiques indiennes et pour un prix peu élevé.

# Chapitre 8

## Les Flat-plates

### 8.1 Informations générales

Ce chapitre traitera d'un collecteur sans concentration le flat-plate (figure 8.1). Ses applications sont uniquement thermiques pour chauffer de l'eau ou de l'air, et plus précisément pour fournir de l'eau chaude domestique [49]. Le principal avantage de cette technologie est qu'il est fixe et facile à entretenir et à mettre en place. Bien que cette technologie ne soit pas abordée sous cet angle il est possible d'en faire une technologie "low-tech" plus aisément que les technologies précédentes.

Le collecteur flat-plate n'a pas de ratio de concentration étant donné que l'absorbeur est directement exposé au soleil. Par conséquent, ses températures de fonctionnement ne sont pas très élevées atteignant environ  $100^{\circ}\text{C}$ .



FIGURE 8.1 – Collecteur Flat-plate

Financièrement, le collecteur flat-plate est peu cher comparé aux autres technologies.

## 8.2 La composition et le principe

La composition du flat-plate collecteur est simple. Il s'agit d'une surface transparente placée au-dessus d'une plaque d'absorption, elle-même placée au-dessus de tube ("fluid channel" sur la figure 8.2) dans lesquels passe le fluide à chauffer (air, eau). De plus, l'ensemble plaque et tube est placé dans un isolant thermique afin de minimiser les pertes thermiques. La figure 8.2 présente une vue en coupe d'un collecteur flat-plate.

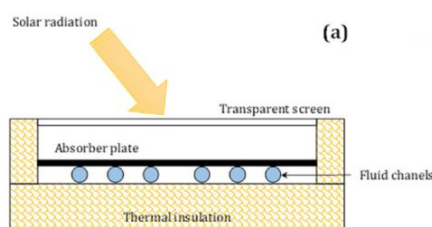


FIGURE 8.2 – Vue en coupe d'un flat-plate. [49]

Le principe de fonctionnement est également simple, étant basé sur l'effet de serre. En effet, les rayons incidents du soleil traversent la surface transparente pour venir contre l'absorbeur. Lorsque les rayons entrent en contact avec l'absorbeur ils lui transmettent l'énergie thermique qu'il va ensuite transmettre au tube et donc, finalement, au fluide. La part des rayons réfléchis par l'absorbeur se retrouve bloquée entre l'absorbeur et la surface transparente. Les pertes seront dues à la réflexion de la surface transparente et la conduction dans les parois latérales et le fond du collecteur. La figure 8.3 présente un schéma du bilan énergétique du flat-plate.

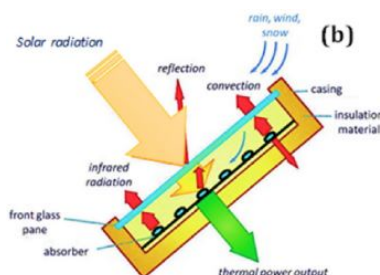


FIGURE 8.3 – Bilan énergétique d'un flat-plate [49]

## 8.3 Les applications

Afin d'avoir un élément de comparaison des technologies par concentration, des application des collecteurs flat-plates seront présentées dans cette section.

J. Huang et al. [50] ont réalisé une analyse économique de plusieurs systèmes de chauffage hybride urbain en Chine.

Quatre systèmes hybrides différents ont été étudiés :

- Solaire thermique (Solar Thermal : ST) + pompe à chaleur à air (Air Source Heat Pumps : ASHP) : ST + ASHP
- Solaire thermique + pompe à chaleur géothermique (Ground Source Heat Pump : GSHP) : ST + GSHP
- Solaire thermique + chaudière à gaz (Gas Boiler : GB) : ST + GB
- Solaire thermique + chaudière à gaz + stockage thermique saisonnier (Seasonal Heat Storage : SHS) : ST + GB + SHS

Le modèle du quartier chauffé représente 20 000  $m^2$  chauffés 24h/24 avec système de chauffage urbain solaire. En outre le chauffage est uniquement pour les espaces car le chauffage de l'eau domestique est exclu. Les auteurs ont choisi de placer les collecteurs au sol et non sur les toits, car l'installation sur les toits revient 50% plus chère et la surface nécessaire est plus grande que la surface de toit disponible.

L'indicateur économique utilisé dans l'étude est le Levelized Cost of Heat (LCOH). Pour un système de chauffage urbain comme ceux étudiés le LCOH se calcule grâce à l'équation 8.1 et suivant la méthode présentée figure 8.4 :

$$LCOH = \frac{I_0 - S_0 + \sum_{t=1}^T \frac{(C_t + p_{land})}{(1+r)^t} - \frac{RV}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^T \frac{Q_t}{(1+r)^t}} \quad [CNY/kWh] \quad (8.1)$$

où  $I_0$  est l'investissement initial pour le système complet,  $S_0$  représenté les subventions et les incitations,  $C_t$  est le coût d'opération et de maintenance pour l'année  $t$ ,  $RV$  est la valeur résiduelle du système,  $p_{land}$  est le loyer du terrain (s'il y en a un),  $Q_t$  est la demande totale en chaleur de l'année  $t$ ,  $r$  est le taux d'actualisation et le CNY est le Yuan (devise chinoise).

Pour calculer l'aire de collecteur nécessaire les auteurs ont utilisé l'équation suivante [50] :

$$S = \frac{SF \cdot Q_t}{\sum \tau \cdot q_t} \quad [m^2] \quad (8.2)$$

où  $SF$  est la fraction solaire,  $\tau$  est l'intervalle de temps de chaque mesure durant

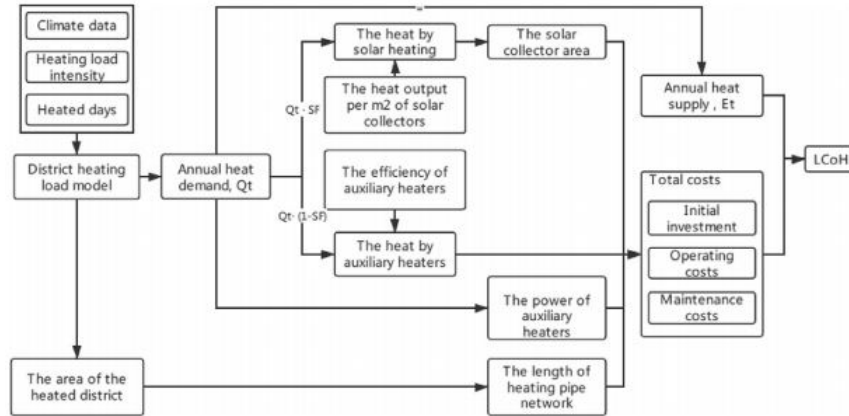


FIGURE 8.4 – Procédé du calcul du LCOH [50]

l'exposition au soleil et  $q_t$  la production de chaleur instantanée. Pour calculer la production de chaleur instantanée l'équation 8.3 est utilisée [50] :

$$q_t = \eta_o G_b K_{\theta,b} + \eta_o G_d K_{\theta,d} - a_1(t_m - t_a) - a_2(t_m - t_a)^2 \quad [W/m^2] \quad (8.3)$$

où  $\eta_o$  est le pic du rendement du collecteur,  $K_{\theta,b}$  et  $K_{\theta,d}$  sont respectivement les modificateurs d'angle d'incidence de la radiation directe et diffuse,  $a_1$  est le coefficient de perte thermique du collecteur à température ambiante,  $a_2$  est la dépendance du coefficient de perte thermique du collecteur,  $t_m$  et  $t_a$  sont respectivement la température moyenne du fluide et celle ambiante, et  $G_d$  et  $G_b$  sont respectivement l'irradiance directe et diffuse sur le collecteur. L'évolution du coût total des flat-plates (équipement, pose et composant) par unité de surface de collecteur en fonction de la superficie de collecteur est exposée figure 8.5.

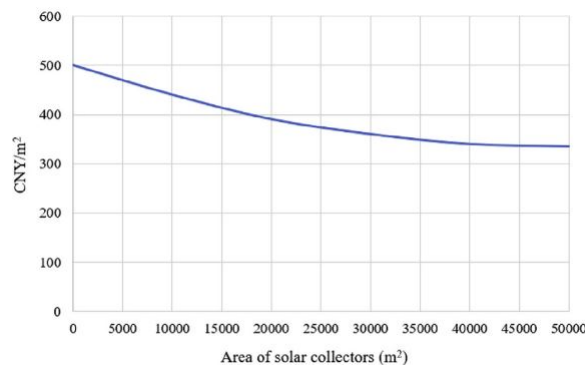


FIGURE 8.5 – Évolution du coût par unité de surface de collecteur en fonction de la superficie de collecteur [50]



### 8.3. LES APPLICATIONS

| Items                                                              | Value | Unit                  |
|--------------------------------------------------------------------|-------|-----------------------|
| The average outdoor temperature during the heating period [53]     | -1.5  | °C                    |
| The average solar radiation during the heating period [53]         | 11.38 | MJ/m <sup>2</sup> day |
| The average daily hours of sunshine during the heating period [14] | 6.0   | h/day                 |
| The collector tilt                                                 | 40    | °                     |
| The design heating load intensity [50]                             | 42.9  | W/m <sup>2</sup>      |
| Number of heating days [50,54]                                     | 121   | day                   |
| Gas price                                                          | 2.5   | CNY/m <sup>3</sup>    |
| Electricity price [55]                                             | 0.538 | CNY/kWh               |

FIGURE 8.6 – Conditions météorologiques et prix de l'énergie à Beijing (les références présentées sur la figure ne correspondent pas à celles de cet écrit) [50]

Les scénarios étudiés ont pour but de faire varier 4 paramètres en plus d'un scénario référence. Les paramètres variables sont :

- Le type de chauffage : radiateur, ventilo-convecteur, tubes capillaires et chauffage au sol (référence)
- L'intensité de chauffage par mètre carré de surface à chauffer : 105 ou 15 W/m<sup>2</sup> et 42,9 W/m<sup>2</sup> (référence)
- La surface à chauffer : 80000 ou 200000 m<sup>2</sup> et 20000 m<sup>2</sup> (référence)
- Le loyer du terrain : 3 ou 60 CNY/(m<sup>2</sup>an) et 0 CNY/(m<sup>2</sup>an) (référence)

La superficie du terrain a été calculée sous l'hypothèse qu'1 m<sup>2</sup> de collecteur vaut 3,5 m<sup>2</sup> de terrain. Les conditions météorologiques de Pékin ont été utilisées et sont résumés dans la figure 8.6.

Les coûts de chaque source de chaleur choisi ainsi que leurs durées de vie sont présentés figure 8.7 et les coûts d'opération et de maintenance de chaque source sont présentés figure 8.8 où  $P_{pump}$  est la puissance nécessaire à la pompe pour le fluide (12 W/m<sup>2</sup>),  $S_y$  est le nombre d'heure moyen d'utilisation par jour,  $d$  est le nombre de jour d'utilisation,  $S$  est la surface de collecteur,  $p_e$  est le prix de l'électricité,  $P_{FPC}$  est le prix de collecteur par m<sup>2</sup> (figure 8.7),  $P_{SHS}$  est le prix par m<sup>3</sup> de stockage thermique (figure 8.7).

| Types                            | Price | Unit               | Service life, Year |
|----------------------------------|-------|--------------------|--------------------|
| Flat plate solar collectors, FPC | 500   | CNY/m <sup>2</sup> | 15                 |
| Air source heat pump, ASHP       | 1500  | CNY/kW             | 15                 |
| Ground source heat pump, GSHP    | 3500  | CNY/kW             | 25                 |
| Gas boiler, GB                   | 190   | CNY/kW             | 10                 |
| Solar heat storage, SHS          | 138   | CNY/m <sup>3</sup> | 25                 |

FIGURE 8.7 – Coût et durée de vie de chaque source de chaleur [50]

| Types | Operating cost, CNY/a                              | Maintenance cost, CNY/a                        |
|-------|----------------------------------------------------|------------------------------------------------|
| FPC   | $P_{pump} \times S_y \times d \times S \times p_e$ | $0.01 \times p_{FPC} \times S$                 |
| ASHP  | 1166144                                            | 28995                                          |
| GSHP  | 905233                                             | 67655                                          |
| GB    | 1561252                                            | 9500                                           |
| SHS   | 1561252                                            | $0.01 \times 2 \times p_{shs} \times S + 9500$ |

FIGURE 8.8 – Coût de maintenance et d'opération de chaque source de chaleur [50]

Les résultats de l'étude des méthodes de chauffages montrent que le LCOH le plus faible est atteint avec le réseau de tube capillaire. Les LCOH de chaque système hybride pour l'utilisation de tubes capillaires sont présentés figure 8.9. Le LCOH le plus faible est de 0,29 CNY/kWh et est atteint avec le système ST + ASHP. Une fraction solaire optimale de 11% et une surface de collecteur de 8100  $m^2$  ont été trouvées. En comparaison on remarque que les technologies ST + GB et ST + GB + SHS ont un fraction solaire optimale de 100% bien que leurs LCOH soient plus élevés et leurs surfaces beaucoup plus élevées.

L'étude de variation de l'intensité du chauffage révèle premièrement que pour chaque système le LCOH augmente avec l'augmentation de l'intensité. Secondement elle révèle que le LCOH le plus faible de la forte intensité (105  $W/m^2$ ) est plus faible que celui avec la faible (15  $W/m^2$ ), donc plus l'intensité de chauffage sera élevé plus les avantages économiques du solaire thermique seront grands. La figure 8.10 expose les LCOH de chaque système pour une intensité de 105  $W/m^2$ . On remarque dans ce cas que le système ST + GSHP atteint le LCOH le plus faible (0.31 CNY/kWh) pour une fraction solaire de 31%.

L'étude de variations de la surface à chauffer montre que le LCOH le plus faible pour la plus grande surface est plus faible que celui pour la petite surface, par conséquent plus la surface à chauffer sera grande plus les avantages économiques du solaire thermique seront grands. La figure 8.11 présente les LCOH de chaque système pour une surface à chauffer de 200 000  $m^2$ . On remarque que le plus faible est celui du système ST + GSHP (0,30 CNY/kWh) pour une fraction solaire de 30% et une surface de collecteur de 46 000  $m^2$ .

La figure 8.12 compare chaque système pour le cas de référence. On remarque que le LCOH le plus faible est toujours celui du système ST + ASHP mais sa fraction solaire est également la plus faible ainsi que son aire de collecteur. La fraction solaire idéale est 100% car cela veut dire que l'ensemble de la chaleur est fourni par le solaire thermique. Cependant, cette valeur est atteinte avec les systèmes à gaz et des surfaces de collecteur beaucoup plus importante pour le même stockage thermique. L'étude de variation du prix du loyer des terrains montre que l'utilisation du solaire thermique ne convient pas au terrain cher.

L'étude ne prend pas en compte le chauffage de l'eau domestique, afin de comparer le LCOH trouvé et celui réel à Pekin les auteurs ont rajouté l'eau domestique dans le scénario de référence, le résultat montre que le LCOH descend à 0,29 CNY/kWh ce qui reste bien supérieur au LCOH réel qui est de 0,16 CNY/kWh notamment parce que les entreprises de chauffage en Chine sont généralement subventionnées. [50].

| Systems       | The lowest LCoH<br>CNY/kWh | The optimum SF<br>% | The solar collector area<br>m <sup>2</sup> |
|---------------|----------------------------|---------------------|--------------------------------------------|
| ST + ASHP     | 0.29                       | 15                  | 2600                                       |
| ST + GSHP     | 0.30                       | 33                  | 5200                                       |
| ST + GB       | 0.32                       | 100                 | 17,400                                     |
| ST + GB + SHS | 0.30                       | 100                 | 12,000                                     |

FIGURE 8.9 – LCOH, fraction solaire et surface de collecteurs pour les 4 systèmes pour les tubes capillaire [50]

| Systems       | The lowest LCoH<br>CNY/kWh | The optimum SF<br>% | The solar collector area<br>m <sup>2</sup> |
|---------------|----------------------------|---------------------|--------------------------------------------|
| ST + ASHP     | 0.31                       | 17.5                | 42000                                      |
| ST + GSHP     | 0.30                       | 30                  | 46,000                                     |
| ST + GB       | 0.35                       | 100                 | 240000                                     |
| ST + GB + SHS | 0.33                       | 100                 | 149000                                     |

FIGURE 8.11 – LCOH, fraction solaire et surface de collecteurs pour les 4 systèmes pour une surface à chauffer de 200 000 m<sup>2</sup> [50]

| Systems       | The lowest LCoH<br>CNY/kWh | The optimum SF<br>% | The solar collector area<br>m <sup>2</sup> |
|---------------|----------------------------|---------------------|--------------------------------------------|
| ST + ASHP     | 0.32                       | 11                  | 8100                                       |
| ST + GSHP     | 0.31                       | 31                  | 11000                                      |
| ST + GB       | 0.35                       | 100                 | 58000                                      |
| ST + GB + SHS | 0.33                       | 100                 | 36400                                      |

FIGURE 8.10 – LCOH, fraction solaire et surface de collecteurs pour les 4 systèmes pour une intensité de chauffage de 105 W/m<sup>2</sup> [50]

| Systems       | The lowest LCoH<br>CNY/kWh | The optimum SF<br>% | The solar collector area<br>m <sup>2</sup> |
|---------------|----------------------------|---------------------|--------------------------------------------|
| ST + ASHP     | 0.319                      | 13                  | 3200                                       |
| ST + GSHP     | 0.320                      | 32                  | 5400                                       |
| ST + GB       | 0.366                      | 100                 | 24000                                      |
| ST + GB + SHS | 0.348                      | 100                 | 14800                                      |

FIGURE 8.12 – LCOH, fraction solaire et surface de collecteurs pour les 4 systèmes pour le cas de référence [50]

Afin de tester une source de chaleur auxiliaire verte, l'utilisation d'une chaudière à biomasse alimentée avec des palettes en bois a été testée. Il s'avère que le LCOH ne diminue que si le prix de la palette de bois est inférieur à 1100 CNY/ton.

Pour conclure, l'étude économique montre que le LCOH ne décroît pas forcément avec l'augmentation de la fraction solaire. En effet, lorsque les systèmes avec des pompes sont utilisés, une fraction solaire optimale est trouvée. Il a été remarqué que l'utilisation d'un stockage thermique maximise les avantages du solaire thermique avec le gaz comme source de chaleur auxiliaire. Les auteurs notent aussi que plus la demande est élevée plus les avantages économiques du solaire sont importants. A l'inverse lorsque le prix du loyer du terrain augmente les avantages économiques du solaire diminuent et le solaire devient même un désavantage économique. Finalement, d'un point de vue économique les avantages ne dépendent pas des conditions météorologiques mais du prix de l'électricité et du gaz. Par conséquent, le choix de la source de chaleur auxiliaire aura un impact important.

F.O. Wayua et al. [51] ont réalisé un pasteurisateur de lait à l'aide d'un flat-plate collecteur et d'un récipient de 80L en acier inoxydable au "Kenya Agricultural

### 8.3. LES APPLICATIONS

Research Institute" (37.97 ° E, 2.32 ° N) avec des échantillons de lait de chamelle récoltés dans des bidons stériles de 10L et étudiés sous 2h après la traite.

Le flat-plate collecteur a une aire totale et une aire d'ouverture de 1,82 et 1,67  $m^2$ , respectivement. Le récepteur est composé de 10 tubes de cuivre de 12,7 mm de diamètre nominal et est recouvert d'un revêtement en chrome noir. Devant les tubes il a été placé une vitre spéciale à faible teneur en fer de 5mm d'épaisseur. L'isolation est réalisée avec des fibres de verre sur une épaisseur de 25 mm sur les côtés et 10 mm sur le fond, tandis que les parois à proprement parler sont réalisées en acier galvanisé calibre 24, et avec un assemblage de feuilles de caoutchouc et métallique. Le collecteur est incliné de 17 ° par rapport à l'horizontale et est face à l'équateur. La figure 8.13 montre la vue isométrique du collecteur.

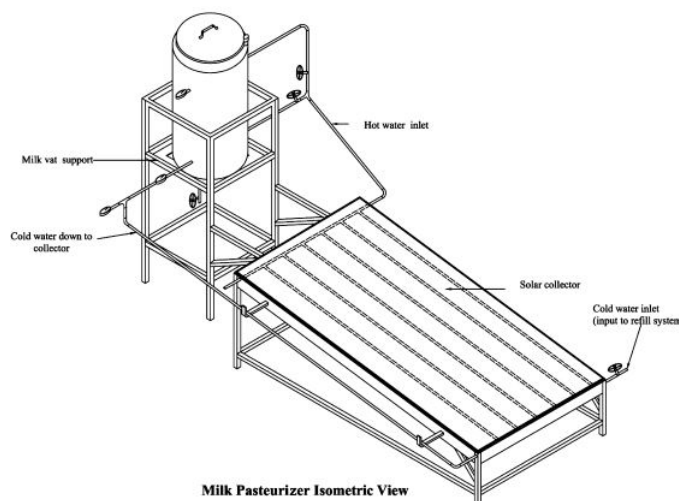


FIGURE 8.13 – Vue isométrique du collecteur réalisé [51]

Le récipient pour le lait est un cylindre de 1,5mm d'épaisseur en acier inoxydable pour cuisine et est entouré par un coffrage de 50mm de large où circule l'eau chauffée par le collecteur. De plus, le tout est isolé avec 38mm de fibre de verre (figure 8.14). Le bas du récipient se situe à 0,26m du collecteur pour permettre le mouvement de l'eau à travers les tubes et le coffrage par convection naturelle. La construction du récipient prévoit des valves de surpression au-dessus de l'eau et un couvercle isolé mobile ainsi qu'un tube en acier de 12,7 mm de diamètre qui fait office de tube de sortie du lait.

Les tests ont été réalisés à 10h et 17h avec l'instrumentation suivante :

- Température de l'eau et du lait : Thermocouple type-K
- Température de l'air : Thermomètre digital
- Irradiance : Pyranomètre

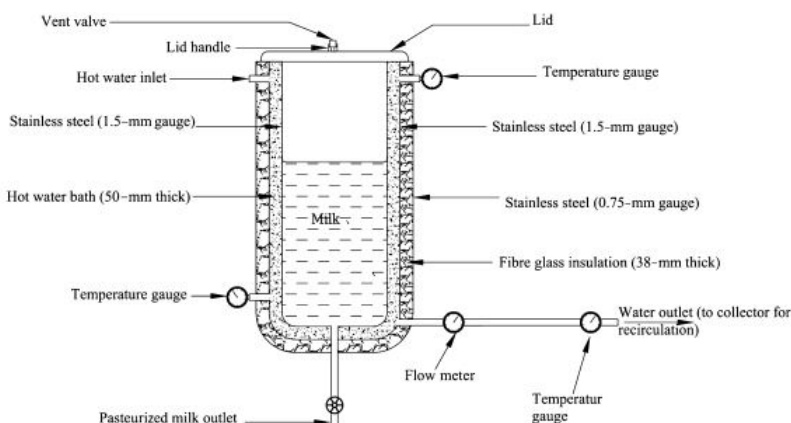


FIGURE 8.14 – Récipient pour la pasteurisation du lait [51]

— Vitesse du vent : Anémomètre

L'étude bactériologique a consisté au comptage des bactérie avant et après le test et à la numérotation des coliformes. Pour se faire, les auteurs ont utilisé des géloses de dénombrement incubées à  $37^{\circ}\text{C}$  pendant 48h et des géloses au glucose biliare violet rouge incubées à  $37^{\circ}$  pendant 24h, respectivement.

Le tableau exposé figure 8.15 montre que la pasteurisation ne peut être réalisée au maximum pour 40L de lait, car le lait doit être maintenu à plus de  $72^{\circ}\text{C}$  pendant 15s ou à plus de  $63^{\circ}$  pendant 30 min pour être pasteurisé [52]. La figure 8.16 présente l'évolution de la température du lait en fonction du temps pour 40L. On remarque que le lait atteint  $63^{\circ}\text{C}$  en 1,3h environ ce qui est long comparé à d'autres technologies [52] car le chauffage du lait est fait au bain marie.

| Experiment Number | Volume of milk (L) | Maximum milk temperature (C) |
|-------------------|--------------------|------------------------------|
| 1                 | 20                 | 81.4                         |
| 2                 | 30                 | 76.0                         |
| <b>3</b>          | <b>40</b>          | <b>69.7</b>                  |
| 4                 | 50                 | 57.6                         |
| 5                 | 60                 | 44.2                         |
| 6                 | 70                 | 41.7                         |

FIGURE 8.15 – Température maximale atteinte pour différent volume de lait [51]

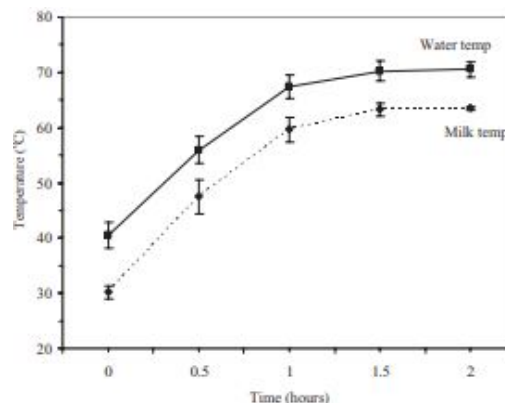


FIGURE 8.16 – Évolution de la température du lait et de l'eau en fonction du temps pour 40L de lait [51]

L'étude bactériologique des échantillons montre que le nombre total de bactéries a chuté à 10cfu/mL et la numérotation des coliformes est négative pour tous les échantillons. Cependant les standards Kenyans exigent un nombre de bactéries nul juste après la stérilisation, indiquant que ce résultat est donc légèrement trop élevé.

Les auteurs concluent en précisant que cet appareil peut pasteuriser 40L de lait en 1,3h environ sous une irradiance allant de 700 à 1000  $W/m^2/jour$  et des températures extérieures comprise entre 22 et 31 °C. Une étude économique est menée sur le temps de retour sur investissement. En effet, les auteurs montrent que le temps de retour sur investissement en économisant sur le bois est de 4,3 ans alors que la durée de vie de l'appareil est autour de 15 ans.

A. Inayat et al. [53] ont réalisé une simulation à l'aide du logiciel TRNSYS<sup>1</sup> pour la faisabilité d'un système de refroidissement solaire avec des collecteurs flat-plates et un stockage thermique à Kuala Lumpur en Malaisie.

La simulation a été réalisée sous 4 hypothèses :

- La quantité minimale d'énergie solaire que doit fournir le système solaire pour un fonctionnement régulier interrompu correspond à la charge du générateur.
- Les puissances consommées par les appareils et contrôleurs auxiliaires (pompes, correcteur etc) sont négligées.
- Pour la conservation de l'énergie et le rendement, le stockage thermique est placé à l'extérieur étant donné que les températures estivales sont élevées.

1. Transient System Simulation Program

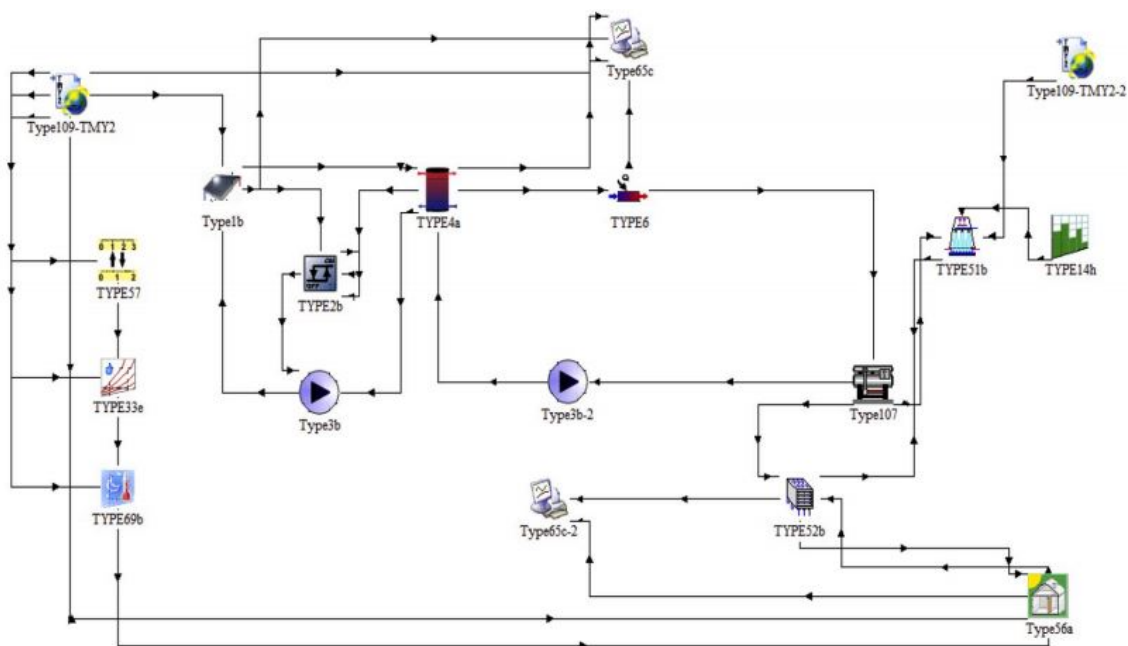


FIGURE 8.17 – Système de refroidissement solaire sur TRNSYS (Type109.TMY2 : Données météo, TYPE33e : Psychometries, TYPE69b : Température du ciel, TYPE1b : Collecteur solaire, TYPE2b : Contrôleur, TYPE3b et TYPE3b-2 : Pompes, TYPE4a : Réservoir de stockage, TYPE65c et TYPE65c-2 : Collecteur de données, TYPE6 : Gaz chaud, TYPE107 : Réfrigérateur à absorption, TYPE51b : Tour de refroidissement, TYPE52b : Bobine de refroidissement, TYPE56a : L'espace conditionné) [53]

- Le circuit d'eau des collecteurs solaires et l'équipement de stockage ne sont pas connectés par un échangeur de chaleur et l'utilisation d'une solution anti-gel n'est pas nécessaire.

La machine froide dite à absorption utilise une solution de Bromide de lithium et d'eau qui fonctionne sur des température allant de  $70^{\circ}\text{C}$  à  $90^{\circ}\text{C}$ . Le mois de Mai a été choisi pour la simulation puisqu'il a la température sèche moyenne la plus élevée ( $27,2^{\circ}\text{C}$ ) et un bon ensoleillement. L'eau chaude du sous-système de chauffage solaire est utilisée pour chauffer le réfrigérant du générateur. L'eau froide provenant de la tour de refroidissement circule dans le condenseur et l'absorbeur pour éliminer la chaleur rejetée par le système et la dissiper dans l'environnement. L'évaporateur produit de l'eau froide, qui est distribuée à des échangeurs de chaleur installés dans les bâtiments respectifs pour un effet de refroidissement. L'eau chaude est renvoyée vers le réservoir de stockage d'eau chaude et le cycle de fonctionnement est complet. Le système tel qu'il est présenté sur le logiciel est exposé figure 8.17.

Les paramètres variables de l'étude sont l'angle d'inclinaison des panneaux des collecteurs, le volume du réservoir de stockage et la surface de collecteur. Les auteurs ont choisi  $5^\circ$  comme angle d'inclinaison puisqu'il permet d'avoir le gain d'énergie thermique le plus élevé. En effet, au-delà de cet angle le gain d'énergie journalière diminue continuellement. A propos du réservoir de stockage, il faut que celui-ci fournisse l'énergie thermique nécessaire au procédé en l'absence de soleil. Durant la simulation la source de chaleur auxiliaire fournit 100000 kJ, permettant de calculer que le volume de stockage nécessaire pour cette quantité d'énergie est  $0,8 \text{ m}^3$ . La surface de collecteur a été choisie d'après une étude économique et de la littérature [54] et s'avère valoir  $15 \text{ m}^2$ .

La figure 8.18 présente l'évolution de l'énergie fournie par le stockage thermique et celle fournie par la source auxiliaire en fonction du temps. On remarque qu'en début de journée l'énergie fournie par le stockage est nul. Lorsque le soleil se lève l'énergie fournie par le stockage augmente continuellement jusqu'à atteindre son maximum aux alentours de midi, alors que l'énergie fournie par la source auxiliaire est nulle. Après le pic, la charge est répartie entre les deux jusqu'aux alentours de minuit où la part du stockage thermique redevient nul. On remarque que l'évolution de l'énergie fournie par le stockage est en phase avec la météo et inversée par rapport à celle de la source auxiliaire. La figure 8.19 présente l'évolution de la demande de refroidissement (obtenue depuis le bâtiment modélisé) et le taux de refroidissement (fourni par le système de refroidissement). On remarque que le taux de refroidissement est toujours supérieur à la demande, même au moment du pic de la demande aux alentours de midi car cela correspond aussi au pic de l'énergie fournie par le solaire.

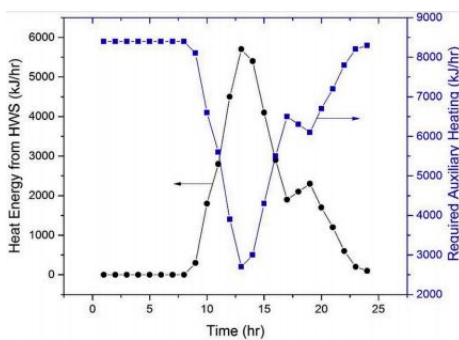


FIGURE 8.18 – Évolution de l'énergie provenant du stockage thermique et celle provenant de la source auxiliaire en fonction des heures de la journée [53]

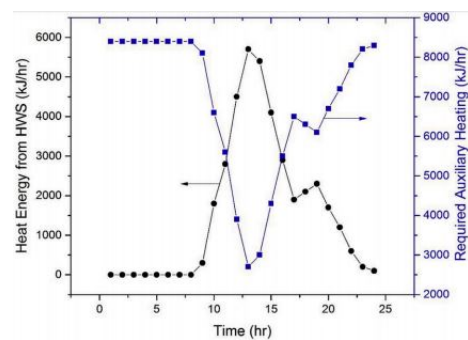


FIGURE 8.19 – Évolution de la demande de refroidissement et le taux de refroidissement en fonction des heures de la journée [53]



La figure 8.20 compare les températures avant et après le refroidissement. On remarque que durant l'entièreté de la journée le bâtiment est refroidi : la nuit la température était de 28 ° C tandis qu'une fois refroidie elle est de 19 ° C. Même a midi la différence de température entre avant le refroidissement et après est de 10 ° C, prouvant que le système est fonctionnel.

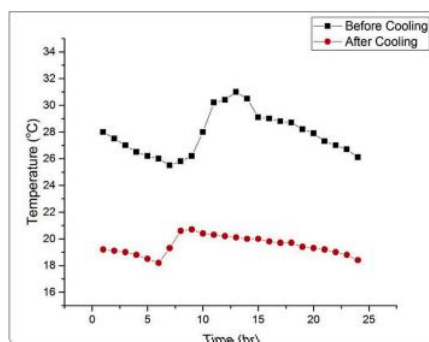


FIGURE 8.20 – Comparaison des températures de la journée avant et après le refroidissement [53]

Pour conclure, l'utilisation de flat-plates collecteur de 15  $m^2$  au total incliné à 5 ° et un stockage thermique de 0,8  $m^3$  est faisable à Kuala Lumpur. Ce système peut être agrandi pour du refroidissement de quartier, mais cette étude ne prend pas en compte la faisabilité économique du système dans son ensemble.

L.J Rodrigues et D.M Basso [55] ont réalisé un simulation sur TRNSYS et l'évaluation d'un séchoir hybride alimenté par un collecteur flat-plate et des résistances électriques à Porto Alegre (30 ° 1'S, 51 ° 13' 43"W) au Brésil.

Le séchoir simulé est présenté figure 8.21 et a un flat-plate de 2m de long et 1m de large incliné à 42 ° et orienté face au Nord. La circulation de l'air se fait derrière le flat-plate et est réalisée par convection forcée vie une ventilation avec un débit de 0,028 kg/s.

La système hybride simulé est le collecteur solaire et le jeu de résistance électriques couplé avec sa sortie sur une durée totale de 8760h, soit un an 24h/24. Bien que les températures de séchage changent en fonction du produit séché une température de 70 ° a été choisie par les auteurs.

La figure 8.22 montre les températures de la plaque d'absorption du collecteur et de l'air circulant derrière le flat-plate pour le 15 décembre. On remarque que la

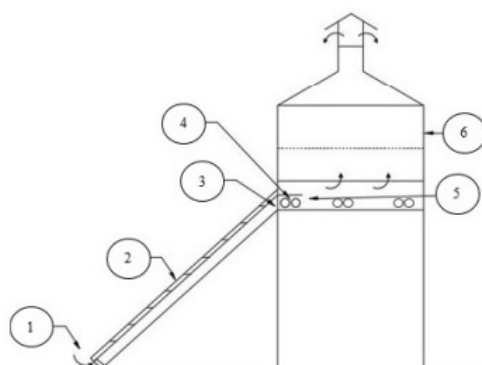


FIGURE 8.21 – Schéma du séchoir simulé 1 : Entrée de l'air et ventilation, 2 : Collecteur flat-plate, 3 : Sortie d'air du collecteur, 4 : Résistances électriques, 5 : Plenum (espace d'air), 6 : Chambre de déshydratation [55]

différence maximum entre les deux températures est de  $8,4^{\circ}\text{C}$  ce qui montre que le transfert thermique entre le collecteur et l'air est correct et donc que le débit d'air est bon. En outre, la température maximum de l'air est  $63,5^{\circ}\text{C}$ . Étant donné que le 15 décembre est l'un des jours les plus chauds et ensoleillés (figure 8.23) de l'année dans l'hémisphère sud ces résultats impliquent que le flat-plate collecteur seul ne suffit pas pour chauffer à la température exigée.

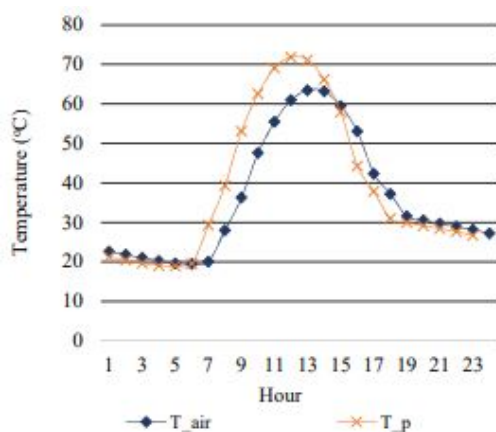


FIGURE 8.22 – Évolution de la température du flat-plate ( $T_p$ ) et de l'air circulant derrière celui-ci ( $T_{air}$ ) en fonction du temps [55]

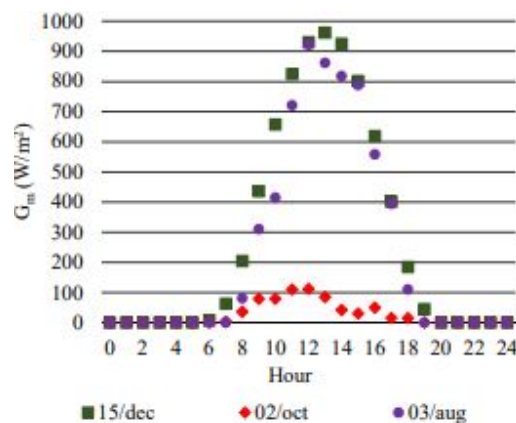


FIGURE 8.23 – Évolution de l'irradiance pour les trois jours simulés [55]

Les auteurs ont comparé les différents besoins énergétiques pour chaque jour. Les figures 8.24 et 8.25 présentant respectivement l'énergie nécessaire pour chauffer

### 8.3. LES APPLICATIONS

l'air à 70 ° pour le 3 août et le 15 décembre. Elles montrent aussi la part de cette énergie fournie par le collecteur solaire. On remarque que la quantité d'énergie totale nécessaire est nettement plus basse lors du 15 décembre, ce qui s'explique par la différence entre les températures ambiantes de ces deux jours et la légère différence d'irradiance. Par conséquent, la part d'énergie fournie par le collecteur est plus grande. Sur l'année, le mois nécessitant le plus d'énergie auxiliaire est le mois de Juin avec 21,5% d'énergie fournie par le solaire. Ces résultats appuient sur la nécessité d'une source de chaleur auxiliaire.

Les auteurs ont calculé la puissance nécessaire pour chaque heure (de 8h à 18h heure solaire). Les résultats sont présentés figure 8.26 où  $Q_c$  est l'énergie auxiliaire nécessaire,  $Q_{tot}$  est l'énergie totale nécessaire au séchage et  $P_m$  est la puissance moyenne du jeu de résistances.

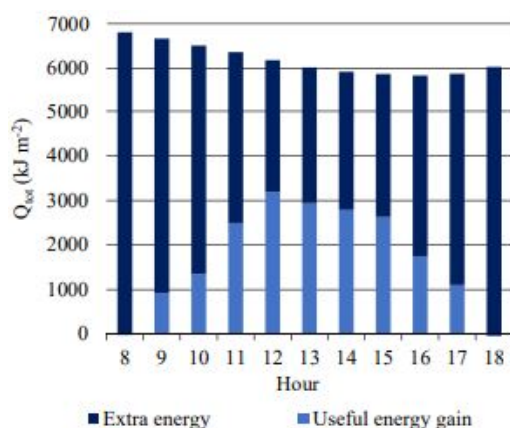


FIGURE 8.24 – Quantité d'énergie fournie par le collecteur (bleu clair) et l'énergie restante nécessaire pour chauffer l'air à 70 ° (bleu foncé) pour le 3 août [55]

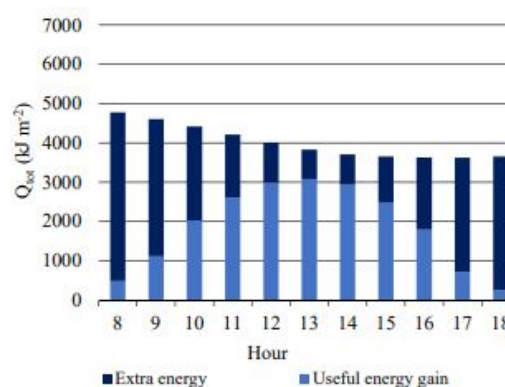


FIGURE 8.25 – Quantité d'énergie fournie par le collecteur (bleu clair) et l'énergie restante nécessaire pour chauffer l'air à 70 ° (bleu foncé) pour le 15 décembre [55]

Pour conclure, on peut noter que l'utilisation de flat-plate seul ne suffit pas à réaliser un séchage à 70 ° C. En effet, la température maximale atteinte représente 90% de la température voulue. L'agencement de résistances proposé par les auteurs est : deux fois 200 W, une fois 500 W et une fois 1000 W pour une puissance totale de 1900 W.

| Schedule | Aug/03            |           | Oct/02            |           | Dec/15            |           |
|----------|-------------------|-----------|-------------------|-----------|-------------------|-----------|
|          | $Q_c/Q_{tot}$ (%) | $P_m$ (W) | $Q_c/Q_{tot}$ (%) | $P_m$ (W) | $Q_c/Q_{tot}$ (%) | $P_m$ (W) |
| 8        | 100               | 1891      | 100               | 1555      | 90                | 1192      |
| 9        | 86                | 1596      | 99                | 1501      | 76                | 969       |
| 10       | 79                | 1434      | 98                | 1492      | 54                | 663       |
| 11       | 61                | 1075      | 97                | 1456      | 38                | 442       |
| 12       | 49                | 833       | 96                | 1446      | 25                | 283       |
| 13       | 51                | 857       | 98                | 1468      | 20                | 208       |
| 14       | 53                | 873       | 100               | 1511      | 21                | 216       |
| 15       | 55                | 901       | 100               | 1527      | 32                | 328       |
| 16       | 70                | 1139      | 100               | 1509      | 51                | 510       |
| 17       | 81                | 1328      | 100               | 1544      | 80                | 805       |
| 18       | 100               | 1676      | 100               | 1546      | 93                | 944       |

FIGURE 8.26 – Puissance journalière nécessaire pour chaque heure (de 8h à 18h heure solaire, où  $Q_c$  est l'énergie auxiliaire nécessaire,  $Q_{tot}$  est l'énergie totale nécessaire au séchage et  $P_m$  est la puissance moyenne du jeu de résistance) [55]

# Chapitre 9

## Equation

Les équations énergétiques et exergetiques permettent, respectivement, de vérifier l'efficacité de notre procédé via le rendement énergétique, et la qualité de l'énergie fournie via le rendement exergetique.

Le rendement énergétique  $\eta$  est défini par [10] :

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_i} \quad (9.1)$$

$\dot{Q}_i$  est l'énergie en entrée du collecteur. l'expression de cette énergie est identique pour chaque concentrateur puisqu'il s'agit de l'énergie fournie par le soleil au collecteur.

$$Q_i = I \cdot A_o \cos(\theta) \Delta t \quad [J] \quad (9.2)$$

où  $I$  est l'irradiance solaire,  $A_o$  est l'aire d'ouverture du collecteur,  $\theta$  est l'angle d'incidence de la radiation solaire par rapport à la perpendiculaire au collecteur et  $\Delta t$  est l'intervalle de temps d'exposition au soleil. Dans la plus part des cas, l'hypothèse que l'incidence de l'irradiance solaire est perpendiculaire à la surface et donc  $\theta$  sera pris égal à 0 donc  $\cos(\theta)$  égal à un. Et, le calcul se fait généralement sur un instant donc l'intervalle de temps  $\Delta t$  est également égal à un. De plus, pour la plupart des concentrateurs solaires (sauf ceux avec un ratio de concentration inférieur à 10) on ne prend un compte que l'irradiance directe [56], donc on retrouve donc l'expression [34, 57, 58] :

$$\dot{Q}_i = I_d \times A_o \quad [W] \quad (9.3)$$

D'un point de vue énergétique, la puissance utile délivrée par les réflecteurs ( $\dot{Q}_{u,refl}$ ) est la différence entre celle réfléchié et celle perdue :

$$\dot{Q}_u = \dot{Q}_a - \dot{Q}_p \quad [W] \quad (9.4)$$

où  $\dot{Q}_{a,refl}$  et  $\dot{Q}_{p,refl}$  sont respectivement la puissance réfléchie et la puissance perdue dans l'environnement. L'expression de la puissance réfléchie est [58] :

$$\dot{Q}_a = \dot{Q}_i \cdot \eta_{op} \quad [W] \quad (9.5)$$

Le rendement optique  $\eta_{op}$  s'exprime par [58] :

$$\eta_{op} = \gamma \rho \delta \tau \alpha \cos(\theta) \quad (9.6)$$

où  $\lambda$ ,  $\rho$  et  $\alpha\tau$  sont respectivement, le facteur d'ombrage, le facteur de réflexion du Dish et le produit transmission-absorption,  $\gamma$  est le facteur d'interception du récepteur<sup>1</sup>, enfin  $\theta$  est l'angle d'incidence des rayons solaires.

La partie suivante présente la définition de la puissance en sortie du collecteur  $\dot{Q}_u$  et la puissance en entrée du collecteur  $\dot{Q}_i$ .

## 9.1 Énergie

### PTC

Dans le cas du PTC,  $\dot{Q}_u$  s'exprime [10] :

$$\dot{Q}_u = A_o [F_R \cdot (\alpha\tau)_n \times I - F_R U_L (T_{in} - T_{am})] \quad [W] \quad (9.7)$$

où  $\dot{Q}_u$ ,  $A_o$  et  $I$  sont respectivement la puissance thermique utile délivrée par le collecteur, l'aire d'ouverture du collecteur et l'irradiance solaire incidente.  $F_R \cdot (\alpha\tau)_n$  (constante) est le rendement d'absorption de la radiation solaire composé du produit absorption-transmission  $\alpha\tau$  pour n collecteur et du facteur d'évacuation  $F_R$ ,  $F_R U_L$  est le taux de perte du collecteur en  $W/m^2$  composé du facteur d'évacuation  $F_R$  et des pertes totales du collecteur  $U_L$ ,  $T_{in}$  est la température du fluide à l'entrée du champ solaire et  $T_{am}$  est la température ambiante. Grâce à cette équation il est possible de calculer l'aire d'ouverture pour une puissance donnée et en fonction des caractéristiques des matériaux du PTC. De l'équation 9.7 découle l'équation de l'aire suivante :

$$A_o = \frac{\dot{Q}_u}{(F_R (\alpha\tau)_n \times I - F_R U_L (T_{in} - T_{am}))} \quad [m^2] \quad (9.8)$$

---

1. Égal au rapport de l'énergie interceptée et l'énergie réfléchie par les réflecteurs. Il traduit le fait que certains rayons solaires peuvent être renvoyés vers l'extérieur du concentrateur ou bien passer à côté de l'absorbeur lorsque les surfaces optiques présentent des défauts ou des irrégularités et lorsque l'absorbeur est mal positionné dans le plan focal [56]

## 9.1. ÉNERGIE

Il est également possible de déterminer la température du fluide caloporteur en sortie  $T_{out}$  du champ solaire pour une puissance donnée [10] :

$$T_{out} = T_{in} + \frac{\dot{Q}_u}{\dot{m}_{fl} C_{p_{fl}}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (9.9)$$

où  $\dot{m}_{fl}$  est le débit massique de fluide caloporteur et  $C_{p_{fl}}$  est la capacité thermique du même fluide.

### LFR

Le rendement énergétique du champ  $\eta$  solaire permet de vérifier l'efficacité du collecteur [13] :

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_i} \quad (9.10)$$

Dans un premier temps, l'énergie totale solaire récupérée par le collecteur  $\dot{Q}_i$  s'exprime [13] :

$$\dot{Q}_i = A \times I_b \quad [W] \quad (9.11)$$

où  $A$  est la surface du collecteur et  $I_b$  est l'irradiance solaire perpendiculaire au collecteur.  $I_b$  se calcule grâce à l'équation 9.12 [13] :

$$I_b(t) = I(t) \sin(\alpha(t) + \beta) \frac{\cos(\omega)}{\sin(\alpha(t))} \quad [W/m^2] \quad (9.12)$$

où  $I$  est l'irradiance solaire à l'instant  $t$  et  $\alpha$ ,  $\beta$  et  $\omega$  sont respectivement l'altitude solaire à l'instant  $t$ , l'angle d'inclinaison des réflecteurs et l'angle horaire. L'altitude solaire  $\alpha$  se détermine [13] par :

$$\alpha = \sin^{-1}[\sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \omega \cos \phi] \quad [deg] \quad (9.13)$$

où  $\phi$  est la latitude du lieu, et  $\delta$  est l'angle de déclinaison.  $\delta$  se calcule grâce à l'équation 9.14 :

$$\delta = \sin^{-1}[0.39785 \times \cos[0.98563(N_d - 173)]] \quad [deg] \quad (9.14)$$

où  $N_d$  est le numéro du jour de l'année. L'angle horaire  $\omega$  se calcul [13] :

$$\omega = 15(t_s - 12) \quad [deg] \quad (9.15)$$

où  $t_s$  est l'heure solaire locale.

Le second terme du rendement est l'énergie récupérée par le contenu du cuiseur  $\dot{Q}_u$ , cette énergie s'exprime [13] :

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_{fl} \times Cp_{fl} \times \Delta T_{fl} \quad [W] \quad (9.16)$$

où  $\dot{m}_{fl}$  est la masse de fluide caloporteur,  $Cp_{fl}$  est la capacité thermique du fluide et  $\Delta T_{fl}$  est la différence entre la température initiale et finale du fluide caloporteur.

L'énergie permet de vérifier l'efficacité du concentrateur : plus le rendement énergétique est élevé plus le concentrateur est efficace.

### SPT

Dans le cas d'une : Tour solaire ou Solar Power Tower p (SPT) la puissance récupérée  $\dot{Q}_i$  s'exprime [57] :

$$\dot{Q}_i = A_o \cdot I \quad (9.17)$$

où  $A_o$  est l'aire d'ouverture totale du collecteur (des héliostats ici) et  $I$  est l'irradiance incidente totale.

La puissance utile renvoyé par le concentrateur et absorbée par le fluide caloporteur,  $\dot{Q}_u$  est calculée grâce à l'équation 9.18 [57] :

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_{fl}(h_{fl,b} - h_{fl,a}) + \dot{Q}_{rec,totloss} \quad (9.18)$$

où  $\dot{m}_{fl}$  est le débit massique du fluide caloporteur,  $h_{fl,b}$  et  $h_{fl,a}$  sont respectivement l'enthalpie du fluide à la sortie et à l'entrée,  $\dot{Q}_{rec,totloss}$  est la puissance perdue dû aux pertes du récepteur. Cette énergie correspond à la somme des pertes par convection  $\dot{Q}_{rec,conv}$ , par émissivité  $\dot{Q}_{rec,em}$ , par réflexion  $\dot{Q}_{rec,ref}$  et par conduction  $\dot{Q}_{rec,con}$  [57] :

$$\dot{Q}_{rec,totloss} = \dot{Q}_{rec,conv} + \dot{Q}_{rec,em} + \dot{Q}_{rec,ref} + \dot{Q}_{rec,con} \quad (9.19)$$

Chacune de ces énergies s'exprime [57] :

$$\dot{Q}_{rec,conv} = \frac{A}{C} \left( h_{air,fc,insi} (T_{rec,sur} - T_0) + h_{air,nc,insi} \frac{(T_{rec,sur} - T_0)}{F_r} \right) \quad (9.20)$$

où  $A$  est l'aire du champ d'héliostat,  $C$  est le ratio de concentration,  $F_r$  est le facteur de forme,  $h_{air,fc,insi}$  et  $h_{air,nc,insi}$  sont respectivement le coefficient d'échange thermique de convection forcée et naturelle de la surface intérieure du récepteur et  $T_{rec,sur}$  et  $T_0$  sont respectivement la température de la surface du récepteur et la température de référence.

$$\dot{Q}_{rec,em} = \xi_{avg} \sigma (T_{rec,sur}^4 - T_0^4) \frac{A}{C} \quad (9.21)$$



## 9.1. ÉNERGIE

où  $\xi_{avg}$  est l'émissivité moyenne de la surface  $A$ ,  $\sigma$  est la constante de Stephan-Boltzmann.

$$\dot{Q}_{rec,ref} = \dot{Q}_{rec}^* F_r \rho \quad (9.22)$$

où  $\rho$  est la densité du matériau du récepteur.

$$\dot{Q}_{rec,con} = \frac{(T_{rec,sur} - T_0) A_{field}}{\left(\frac{\delta_{insi}}{\lambda_{insi}} + \frac{1}{h_{air,o}}\right) F_r C} \quad (9.23)$$

où  $\delta_{insi}$  est l'épaisseur de la surface intérieure du récepteur,  $\lambda_{insi}$  est la conductivité thermique de la surface intérieure du récepteur et  $h_{air,o}$  est le coefficient d'échange thermique de l'air extérieur.

### Dish

Dans le cas où le concentrateur est de type Dish, la puissance solaire en entrée  $\dot{Q}_i$  est [58] :

$$\dot{Q}_i = I_d \cdot A \quad [W] \quad (9.24)$$

où  $I_d$  est la radiation solaire incidente (directe)<sup>2</sup>Le second terme du rendement est la puissance utile  $\dot{Q}_u$ . Son calcul se fait grâce à l'équation 9.25 [58].

$$\dot{Q}_u = \dot{Q}_a - \dot{Q}_p \quad [W] \quad (9.25)$$

où  $\dot{Q}_a$  est la puissance réfléchiée et  $\dot{Q}_p$  représente les pertes entre le récepteur et l'environnement. L'expression de la puissance absorbée  $\dot{Q}_a$  est [58] :

$$\dot{Q}_a = I \cdot A_o \cdot \eta_{op} \quad (9.26)$$

où  $I$  est  $\eta_{op}$  est le rendement optique. L'équation approximée du rendement optique est écrite telle que [58] :

$$\eta_{op} = \gamma \lambda \rho \tau \alpha \cos(\theta) \quad (9.27)$$

où  $\lambda$ ,  $\rho$  et  $\alpha\tau$  sont respectivement, le facteur d'ombrage, le facteur de réflexion du Dish et le produit transmission-absorption,  $\gamma$  est le facteur d'interception du récepteur<sup>3</sup>, enfin  $\theta$  est l'angle d'incidence des rayons solaires. Le second terme de l'énergie utile est  $\dot{Q}_p$ , soit la puissance perdue dans l'environnement et son expression est [58] :

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_{p,cv} + \dot{Q}_{p,r} + \dot{Q}_{p,cd} \quad [W] \quad (9.28)$$

2. Voir annexe A.

3. Égal au rapport de l'énergie interceptée et l'énergie réfléchiée par le concentrateur

## 9.1. ÉNERGIE

où  $\dot{Q}_{p,cv}$ ,  $\dot{Q}_{p,r}$ ,  $\dot{Q}_{p,cd}$  sont respectivement les pertes par convection, rayonnement et conduction, et elles s'expriment [58] :

$$\dot{Q}_{p,cv} = h_{cv}A_c(T_r - T_{am}) \quad [W] \quad (9.29)$$

où  $h_{cv}$  est le coefficient global d'échange convectif,  $A_c$  est l'aire intérieure du récepteur et  $T_r$  et  $T_{am}$  ont respectivement la température de la surface du récepteur et la température ambiante.

$$\dot{Q}_{p,r} = \dot{Q}_{rad}^r + \dot{Q}_{rad}^e \quad [W] \quad (9.30)$$

où  $\dot{Q}_{rad}^r$  et  $\dot{Q}_{rad}^e$  sont respectivement les pertes radiatives dues à la réflexion et à l'émission. Elles s'expriment respectivement avec les équations 9.31 et 9.32 [58].

$$\dot{Q}_{rad}^r = (1 - \alpha_{eff})\dot{Q}_a \quad [W] \quad (9.31)$$

où  $\alpha_{eff}$  est le facteur d'absorption effectif.

$$\dot{Q}_{rad}^e = \xi_{eff}\sigma A_c(T_r^4 - T_a^4) \quad [W] \quad (9.32)$$

où  $\xi_{eff}$  est l'émissivité effective et  $\sigma$  est la constante de Stefan-Boltzmann. Enfin, les pertes par conduction  $\dot{Q}_{p,cd}$  s'expriment [58] :

$$\dot{Q}_{p,cd} = \left[ \frac{1}{\frac{1}{A_o h_w}} + \frac{l}{k_t \sqrt{A_o A_w}} \right] (T_r - T_a) \quad [W] \quad (9.33)$$

où  $A_o$  et  $A_w$  sont respectivement l'aire de la surface extérieure du récepteur et l'aire de la surface intérieure du récepteur,  $h_w$  est le coefficient de transfert thermique du vent et  $k_t$  est la conductivité thermique du récepteur.

### Scheffler

Ici, les auteurs [34] ont pris en compte l'utilisation d'un fluide caloporteur. La puissance récupérée par le Scheffler  $\dot{Q}_i$  est donnée par [34] :

$$\dot{Q}_i = I \cdot A_o \quad [W] \quad (9.34)$$

L'aire d'ouverture d'un Scheffler  $A_o$  est calculée grâce à [34] :

$$A_{ap} = A_e \cdot \cos\left(43.23 + \frac{\delta}{2}\right) \quad [m^2] \quad (9.35)$$

où  $A_e$  est l'aire de l'ellipse formée par la structure porteuse des réflecteurs<sup>4</sup> et  $\delta$  est l'angle de déclinaison solaire (Équation 9.14). L'aire  $A_e$  est exprimée [34] :

4.  $A_e$  ne correspond pas à l'aire des panneaux mais uniquement à l'air de l'ellipse vue de face

$$A_e = \pi \cdot a \cdot b \quad [m^2] \quad (9.36)$$

où a et b sont respectivement le semi-petit et le semi-grand diamètre de l'ellipse.

La puissance récupérée par le récepteur  $\dot{Q}_u$  s'exprime [34] :

$$\dot{Q}_u = \dot{Q}_a - \dot{Q}_p = \dot{m}_{fl} C_{pfl} (T_{out} - T_{in}) \quad [W] \quad (9.37)$$

Dans le cas où l'application serait un objet à chauffer,  $\dot{Q}_u$  doit être remplacée par la puissance stockée dans l'objet.

### Box-type

La puissance en entrée s'exprime [59] :

$$\dot{Q}_i = I \cdot A_o \quad [W] \quad (9.38)$$

La puissance en sortie du collecteur est [59] :

$$\dot{Q}_u = \frac{m_w C_{pw} \Delta T_w}{\Delta t} \quad [W] \quad (9.39)$$

Ici les équations présentées sont celles de la puissance, pour accéder à l'énergie il suffit de les intégrer sur l'intervalle de temps de l'expérience.

### Flat-plate

La puissance en entrée  $\dot{Q}_i$  s'exprime ici [49] :

$$\dot{Q}_i = A_o \cdot I \quad (9.40)$$

La puissance utile  $\dot{Q}_u$  se calcule [49] :

$$\dot{Q}_u = A [F_R(\alpha\tau) - F_R U_L (T_p - T_{air})] \quad [W] \quad (9.41)$$

où  $T_p$  est la température de la plaque. L'objectif est de maximiser le rendement énergétique pour maximiser les performances du collecteur.

## 9.2 Exergie

L'exergie est une mesure du potentiel du système à extraire de l'énergie de son environnement, au fur et à mesure que le système se rapproche de l'équilibre avec son environnement [58]. L'analyse exergetique donne les pertes exergetiques qualitatives en utilisant les principes de conservation de la masse et de conservation de l'énergie

ainsi que la deuxième loi de la thermodynamique [10].

Le rendement exergetique du concentrateur  $\eta_{II}$  s'exprime :

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_u}{\dot{E}x_i} \quad (9.42)$$

Cette partie présente les différentes définitions de l'exergie disponible  $\dot{E}x_i$  et celle en sortie  $\dot{E}x_u$

### PTC

Les équations suivantes permettent de vérifier l'efficacité d'un procédé, l'exergie donne une valeur à la qualité de l'énergie fournie afin de savoir si le procédé exploite au mieux l'énergie ambiante. Les équations de cette partie présenteront les calculs exergetiques correspondant aux équations de la partie 9.1.

La puissance exergetique transmise au fluide  $\dot{E}x_u$  se calcule grâce à l'équation 9.43 [10] :

$$\dot{E}x_u = N\dot{m}_{fl}[(h_{fl,b} - h_{fl,i}) - T_{am}(S_{fl,out} - S_{fl,in})]_{coll} = \dot{Q}_u(1 - \frac{T_{am}}{T_{out}}) \quad [W] \quad (9.43)$$

où  $\dot{m}_{fl}$  est le débit massique de fluide caloporteur,  $h_{fl,b}$  et  $h_{fl,a}$  sont respectivement l'enthalpie du fluide à la sortie et à l'entrée,  $T_{am}$  est la température ambiante.  $N$  est le nombre de collecteurs du champ,  $S_{fl,in}$  et  $S_{fl,out}$  sont l'entropie en entrée et sortie du champ.

Le second terme constituant le rendement, est la puissance exergetique du champ solaire  $\dot{E}x_i$ , qui se calcule :

$$\dot{E}x_i = \dot{Q}_i(1 - \frac{T_{am}}{T_{sun}}) \quad [W] \quad (9.44)$$

où  $T_{sun}$  est la température de la surface du soleil. Dans le cas où le champ solaire serait assisté d'une source de chaleur auxiliaire, l'exergie du champ  $\dot{E}x_i$  devient [10] :

$$\dot{E}x_i = \dot{Q}_i(1 - \frac{T_{am}}{T_{sun}}) + \dot{Q}_{aux}(1 - \frac{T_{am}}{T_{fl}}) \quad [W] \quad (9.45)$$

où  $\dot{Q}_{aux}$  est la puissance thermique délivrée par la chaudière auxiliaire.

### LFR

L'exergie en entrée du collecteur  $\dot{E}x_i$  est la même que celle de la radiation solaire, et s'exprime [13] :

$$\dot{E}x_i = IA_o \left[ 1 + \left( \frac{T_{am}}{T_{sun}} \right)^4 \frac{1}{3} - \frac{T_{am}}{T_{sun}} \frac{4}{3} \right] \quad [W] \quad (9.46)$$

L'exergie en sortie du collecteur  $\dot{E}x_u$  s'exprime [13] :

$$\dot{E}x_u = \dot{E}_{out} - \dot{m}_{fl} \cdot C_{pfl} \cdot T_a \cdot \ln \left( \frac{T_{fl,final}}{T_{fl,initial}} \right) \quad [W] \quad (9.47)$$

L'exergie perdue durant les échanges  $E_{x_{loss}}$  s'exprime [13] :

$$E_{x_{loss}} = \frac{E_{x_i} - E_{x_u}}{A \Delta t \cdot \delta T_{fl}} \quad [W/K \cdot m^2] \quad (9.48)$$

Plus le rendement exergetique est elevé plus le procédé fournit une énergie de qualité, plus il utilise l'énergie ambiante disponible.

### SPT

L'exergie liée à l'irradiance solaire se calcule  $\dot{E}x_i$  [57] :

$$\dot{E}x_i = \dot{Q}_i \left( 1 - \frac{T_{sun}}{T_{am}} \right) \quad [W] \quad (9.49)$$

L'exergie absorbée par le fluide  $\dot{E}x_u$  se calcule suivant [57] :

$$\dot{E}x_u = \dot{m}_{fl} ((h_{fl,b} + h_{fl,a}) - T_{am}(S_{fl,out} - S_{fl,in})) \quad (9.50)$$

### Dish

$E_{x_u}$  et  $\dot{E}x_i$  sont respectivement le gain d'exergie utile et la puissance exergetique fournie par le soleil, et  $\dot{E}x_i$  s'exprime [58] :

$$\dot{E}x_i = I \cdot A_o \cdot \left[ 1 - \frac{4}{3} \times \frac{T_{am}}{T_{sun}} + \frac{1}{3} \times \left( \frac{T_{am}}{T_{sun}} \right)^4 \right] \quad [W] \quad (9.51)$$

L'exergie utile  $\dot{E}x_u$  est exprimé [58] :

$$\dot{E}x_u = \dot{Q}_u \left( 1 - \frac{T_a}{T_r} \right) \quad [W] \quad (9.52)$$

où  $T_r$  est la température du récepteur.

### Scheffler

L'exergie délivrée par le soleil au collecteur  $\dot{E}x_i$  est : [34] :

$$\dot{E}x_i = I \cdot A_o \left[ 1 + \frac{1}{3} \cdot \left( \frac{T_{am}}{T_{sun}} \right)^4 - \frac{4T_{am}}{3T_{sun}} \right] \quad [W] \quad (9.53)$$

L'exergie récupérée par le récepteur  $\dot{E}x_u$  s'exprime [34] :

$$\dot{E}x_u = \dot{m}C_p \left[ (T_{out} - T_{in} - T_{am} \ln\left(\frac{T_{out}}{T_{in}}\right)) \right] \quad (9.54)$$

En faisant le rapport de l'équation 9.53 et l'équation 9.54 on obtient le rendement exergetique du collecteur :

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_u}{\dot{E}x_i} \quad (9.55)$$

### Box-type

L'exergie en entrée  $E x_i$  s'exprime [59] :

$$E x_i = E_i \cdot \left[ 1 + \frac{1}{3} \cdot \left( \frac{T_{am}}{T_{sun}} \right)^4 - \frac{4}{3} \cdot \frac{T_{am}}{T_{sun}} \right] \quad [J] \quad (9.56)$$

L'exergie en sortie  $E x_u$  s'exprime [59] :

$$E x_u = m_w C_{p_w} \left[ \Delta T_{fl} - T_o \ln\left(\frac{T_{wf}}{T_{wi}}\right) \right] \quad [J] \quad (9.57)$$

où  $T_o$  est la température extérieure.

### Flat-plate

Le rendement exergetique  $\eta_{II}$  s'exprime [49] :

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_{out,fl} - \dot{E}x_{in,fl}}{\dot{E}x_i} \quad (9.58)$$

où  $\dot{E}x_{out,fl}$  et  $\dot{E}x_{in,fl}$  sont respectivement l'exergie du fluide en entrée et en sortie. L'exergie du fluide entrée est  $\dot{E}x_{in,fl}$  s'exprime [49] :

$$\dot{E}x_{in,fl} = \dot{m}C_{p_{fl}} \left[ T_{in,fl} - T_{am} - T_{am} \ln\left(\frac{T_{fi}}{T_{am}}\right) \right] + \frac{\dot{m}_{fl} \Delta P_{in}}{\rho_{fl}} \quad [W] \quad (9.59)$$

## 9.2. EXERGIE

$\Delta P_{in}$  est la différence de pression entre le fluide et l'environnement extérieur à l'entrée du collecteur et  $\rho_{fl}$  est la densité de du fluide.

L'exergie en entrée des rayons du soleil  $\dot{E}_{in,Q}$  se calcule [49] :

$$\dot{E}_{in,Q} = \eta_{op} \cdot I \cdot A \left(1 - \frac{T_{am}}{T_{sun}}\right) \quad [W] \quad (9.60)$$

L'exergie du fluide en sortie  $\dot{E}x_i$  se calcule grâce à l'équation [49] :

$$\dot{E}x_i = -\dot{m}_{fl} C_{p_{fl}} [T_{fl,out} - T_{am} - T_{am} \ln\left(\frac{T_{fl,out}}{T_{am}}\right)] - \frac{\dot{m}_{fl} \Delta P_{out}}{\rho_{fl}} \quad [W] \quad (9.61)$$

L. Evangelisti et al. [49] fournissent également le détail du calcul de l'exergie détruite, cependant celle-ci est directement prise en compte dans leur expression du rendement, par conséquent l'expression de l'exergie stockée n'est pas présentée ici.

# Chapitre 10

## Conclusion

Ce rapport décrit l'utilisation des technologies solaires à concentration pour des applications liées à l'industrie et plus précisément agro-alimentaire.

Les 6 technologies par concentration et la technologie sans concentration présentées montrent que leurs utilisations pour l'industrie aussi bien haute température que basse, allant du séchage à la pyrolyse, est possible. Cependant, dans la grande majorité des cas l'utilisation d'une source de chaleur auxiliaires est nécessaire afin de pallier l'intermittence de ces technologies. Les sources de chaleur auxiliaire sont multiples et vont de la combustion de ressources fossiles à l'utilisation de l'électricité. De plus, l'utilisation des technologies solaires à concentration nécessite généralement une grande superficie de terrain et des technologies électriques tel que des moteurs pour optimiser leurs performances.

Malgré ces contraintes l'utilisation du solaire thermique à concentration est à considérer étant donné la disponibilité de la ressource solaire. A cela s'ajoute le fait que la génération d'électricité est réalisable avec les technologies solaires.

Afin de véritablement connaître le potentiel de ces technologies des études de cycles de vies sont à réaliser afin de comparer leurs impacts écologiques complets avec les énergies présentement utilisées.



# Glossaire

- $A$  : Aire totale du collecteur. p. 101–103
- $A_e$  : Aire de la structure elliptique du Scheffler. p. 104
- $A_o$  : Aire d'ouverture du collecteur. p. 99, 100, 102
- $Ex_i$  : Exergie disponible. p. 108
- $Ex_u$  : Exergie en sortie du collecteur. p. 108
- $Ex_{loss}$  : Exergie perdue. p. 107
- $F_R \cdot (\alpha\tau)_n$  : Rendement d'absorption de la radiation solaire (constante). p. 100
- $F_R$  : Facteur d'élimination. p. 100
- $F_R U_L$  : Taux de perte du collecteur. p. 100
- $F_r$  : Facteur de forme. p. 102
- $I$  : Irradiance solaire globale incidente. p. 99–103
- $I_b$  : Irradiance solaire incidente perpendiculaire à la surface du collecteur. p. 101
- $I_d$  : Irradiance solaire directe. p. 103
- $N$  : Nombre de collecteur composant le champ. p. 106
- $N_d$  : Numéro du jour de l'année. p. 101
- $S_{fl,in}$  : Entropie du fluide à l'entrée du champ. p. 106
- $S_{fl,out}$  : Entropie du fluide à la sortie du champ. p. 106
- $T_p$  : Température de la plaque. p. 105
- $T_{am}$  : Température ambiante. p. 100, 106
- $T_{in}$  : Température à l'entrée du collecteur PTC. p. 100
- $T_{out}$  : Température en sortie du collecteur. p. 101
- $T_{sun}$  : Température apparente du soleil estimé. p. 106
- $U_L$  : Perte totale du collecteur. p. 100
- $\Delta P_{in}$  : Différence de pression entre l'environnement et l'entrée du collecteur. p. 109

- $\Delta T_{fl}$  : Différence de température entre l'été initial et final du fluide caloporteur. p. 102
- $\alpha$  : Altitude solaire. p. 101
- $\alpha\tau$  : Produit transmission-absorption du collecteur. p. 100, 103
- $\beta$  : Angle d'inclinaison des réflecteurs. p. 101
- $\delta$  : Angle de déclinaison. p. 101
- $\dot{E}x_i$  : Exergie disponible (puissance). p. 106–109
- $\dot{E}x_u$  : Exergie en sortie du collecteur (puissance). p. 106–108
- $\dot{E}x_{in,fl}$  : Exergie du fluide en sortie. p. 108
- $\dot{E}x_{out,fl}$  : Exergie du fluide en entrée. p. 108
- $\dot{Q}_a$  : Puissance réfléchiée par le collecteur. p. 103
- $\dot{Q}_i$  : Puissance récupérée par le collecteur. p. 99–105
- $\dot{Q}_p$  : Puissance perdu entre le collecteur et l'environnement. p. 103
- $\dot{Q}_u$  : Puissance utile délivrée par le collecteur. p. 100–103, 105
- $\dot{Q}_{a,refl}$  : Puissance réfléchiée par les réflecteurs. p. 100
- $\dot{Q}_{aux}$  : Puissance thermique délivrée par un source de chaleur auxiliaire. p. 106
- $\dot{Q}_{p,refl}$  : Puissance perdu entre les réflecteurs et l'environnement. p. 100
- $\dot{Q}_{u,refl}$  : Puissance utile délivrée par les réflecteurs au récepteur. p. 99
- $\dot{m}_{fl}$  : Débit massique du fluide caloporteur. p. 102
- $\eta$  : Rendement énergétique du collecteur. p. 99, 101
- $\eta_{II}$  : Rendement exergetique du champ solaire. p. 106, 108
- $\eta_{op}$  : Rendement optique du collecteur. p. 100, 103
- $\gamma$  : Facteur d'interception du collecteur. p. 100, 103
- $\lambda$  : Facteur d'ombrage. p. 100, 103
- $\omega$  : Angle horaire. p. 101
- $\phi$  : Latitude du lieu où se trouve le collecteur. p. 101
- $\rho$  : Facteur de réflexion du collecteur. p. 100, 103
- $\rho_{fl}$  : Densité du fluide caloporteur. p. 109
- $\theta$  : Angle d'incidence de la radiation solaire. p. 99, 100, 103
- $h_{fl,a}$  : Enthalpie du fluide caloporteur en entrée. p. 102, 106
- $h_{fl,b}$  : Enthalpie du fluide caloporteur en sortie. p. 102, 106
- $t_s$  : Heure solaire locale. p. 101

# Acronymes

- CPC** : Compound Parabolic Collector p. 15
- CSP** : Technologie solaire à concentration ou Concentrated Solar Power p. 4–7, 32, 44
- ETC** : Evacuated Tube Collector p. 15
- FPC** : Flat Plate Collector p. 15, 16
- HTF** Heat Transfer Fluide ou Fluide caloporteur p. 8
- LCOE** : Coût nivelé de l'énergie ou Levelized Cost Of Energy p. 14–17
- LCOH** : Coût nivelé de la chaleur ou Levelized Cost Of Heat p. 17, 18, 85, 86, 88, 89
- LFR** : Réflecteur Linéaire de Fresnel ou Linear Fresnel Reflector p. 19–21, 24–27, 29, 31, 33, 45
- MED** : Distillation multi-effet ou Multi-Effect Distillation p. 27–29
- PCM** : Matériel à changement de phase ou Phase Change Material p. 11, 12, 14
- PTC** : Collecteur Cylindro-parabolique ou Parabolic trough collector p. 6–9, 11, 14–17, 19, 20, 45, 100, 111
- SOSE** : Electroliseur à vapeur d'oxide solide ou Solid Oxide Steam Electrolizer p. 37, 39
- SPT** : Tour solaire ou Solar Power Tower p. 32–34, 37, 38, 40, 42–44, 102
- TES** : Stockage thermique ou Themrla Energy Storage p. 37

# Annexe A

## Irradiances

### A.1 Définitions

L'irradiance globale : Composée de l'irradiance diffuse, réfléchie et directe.

- Irradiance diffuse : Part diffusée par les nuages et l'atmosphère (figure A.1)
- Irradiance réfléchie : Part qui est réfléchie par les corps (sol, objets)
- Irradiance directe : Part qui vient directement sur le sol sans être diffusée (figure A.1)

Irradiance directe normale : Irradiance directe et normale à une surface donnée.

Irradiance globale sur une surface horizontale : Somme de l'irradiance diffuse, réfléchie et directe sur une surface horizontale.

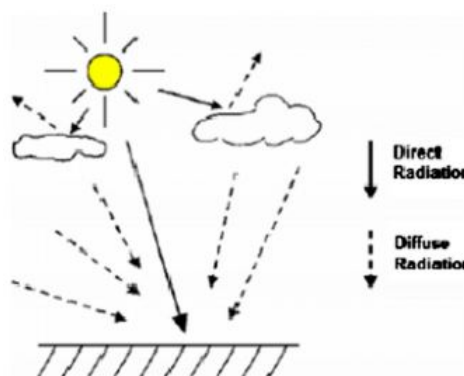


FIGURE A.1 – Irradiance directe (Direct radiation) et diffuse (Diffuse radiation) [5]

# Bibliographie

- [1] Nazmul Huda, A.B. Abdullah, R. Saidur, and Md Tasbirul Islam. A comprehensive review of state-of-the-art concentrating solar power (CSP) technologies : Current status and research trends. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 91 :987–1018, 2018.
- [2] Yathin Krishna, M. Faizal, R. Saidur, K.C. Ng, and Navid Aslfattahi. State-of-the-art heat transfer fluids for parabolic trough collector. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 152 :119541, 2020.
- [3] Francisco J. Barba, Mohsen Gavahian, Ismail Es, Zhenzhou Zhu, Farid Chemat, Jose M. Lorenzo, and Amin Mousavi Khaneghah. Solar radiation as a prospective energy source for green and economic processes in the food industry : From waste biomass valorization to dehydration, cooking, and baking. *Journal of Cleaner Production*, 220 :1121–1130, 2019.
- [4] Felipe Cortés, Mercedes Ibarra, Francisco Moser, Iván Muñoz, Alicia Crespo, and Clare Murray. Techno-economical evaluation of parabolic trough collectors systems for steam processes in the chilean industry. In *AIP conference Proceedings*, page 150003, 2018.
- [5] H.L. Zhang, J. Baeyens, J. Degève, and G. Cacères. Concentrated solar power plants : Review and design methodology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22 :466–481, 2013.
- [6] Gagandeep Saini, Harvinder Singh, Karamjeet Saini, and Avadhesh Yadav. Experimental investigation of the solar cooker during sunshine and off-sunshine hours using the thermal energy storage unit based on a parabolic trough collector. *International Journal of Ambient Energy*, 37(6) :597–608, 2020.
- [7] Muhammad Noman, Ahmad Wasim, Muzaffar Ali, Mirza Jahanzaib, Salman Hussain, Hafiz Muhammad Khurram Ali, and Hafiz Muhammad Ali. An investigation of a solar cooker with parabolic trough concentrator. *Case Studies in Thermal Engineering*, 14 :100436, 2019.
- [8] İbrahim Halil Yilmaz and Aggrey Mwesigye. Modeling, simulation and performance analysis of parabolic trough solar collectors : A comprehensive review. *Applied Energy*, 225 :135–174, 2018.

- [9] Wang Fuqiang, Cheng Ziming, Tan Jianyu, Yuan Yuan, Shuai Yong, and Liu Linhua. Progress in concentrated solar power technology with parabolic trough collector system : A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 79 :1314–1328, 2017.
- [10] Badreddine El Ghazzani, Diego Martinez Plaza, Radia Ait El Cadi, Ahmed Ihlal, Brahim Abnay, and Khalid Bouabid. Thermal plant based on parabolic trough collectors for industrial process heat generation in morocco. *Renewable Energy*, 113 :1261–1275, 2017.
- [11] F.J. Cabrera, A. Fernández-García, R.M.P. Silva, and M. Pérez-García. Use of parabolic trough solar collectors for solar refrigeration and air-conditioning applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 20 :103–118, 2013.
- [12] SACE. solar air conditioning in europe. 2012. [www.solair-project.eu/218.0.html](http://www.solair-project.eu/218.0.html), 2012.
- [13] Suhail Zaki Farooqui. Impact of load variation on the energy and exergy efficiencies of a single vacuum tube based solar cooker. *Renewable Energy*, 77 :152–158, 2015.
- [14] Suhail Zaki Farooqui. A vacuum tube based improved solar cooker. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 3 :33–39, 2013.
- [15] Roberto Best B., Juan M. Aceves H., Jorge M. Islas S., Fabio L. Manzini P., Isaac Pilatowsky F., Rossano Scoccia, and Mario Motta. Solar cooling in the food industry in mexico : A case study. *Applied Thermal Engineering*, 50(2) :1447–1452, 2013.
- [16] Mohamed Alhaj, Abdelnasser Mabrouk, and Sami G. Al-Ghamdi. Energy efficient multi-effect distillation powered by a solar linear fresnel collector. *Energy Conversion and Management*, 171 :576–586, 2018.
- [17] Kewen Li, Changwei Liu, Shanshan Jiang, and Youguang Chen. Review on hybrid geothermal and solar power systems. *Journal of Cleaner Production*, 250 :119481, 2020.
- [18] N Ozalp, A Kogan, and M Epstein. Solar decomposition of fossil fuels as an option for sustainability. *International Journal of Hydrogen Energy*, 34(2) :710–720, 2009.
- [19] Rui Li, Kuo Zeng, José Soria, Germán Mazza, Daniel Gauthier, Rosa Rodriguez, and Gilles Flamant. Product distribution from solar pyrolysis of agricultural and forestry biomass residues. *Renewable Energy*, 89 :27–35, 2016.
- [20] Abdullah A. AlZahrani and Ibrahim Dincer. Design and analysis of a solar tower based integrated system using high temperature electrolyzer for hydrogen production. *International Journal of Hydrogen Energy*, 41(19) :8042–8056, 2016.

- [21] D. F. Williams. Assessment of candidate molten salt coolants for the ngnp/nhi heat-transfer loop. *ORNL/TM-2006/69*, 6 2006.
- [22] Anton Meier, Nicolas Gremaud, and Aldo Steinfeld. Economic evaluation of the industrial solar production of lime. *Energy Conversion and Management*, 46(6) :905–926, 2005.
- [23] A. Kribus, R. Zaibel, and A. Segal. EXTENSION OF THE HERMITE EXPANSION METHOD FOR CASSEGRAINIAN SOLAR CENTRAL RECEIVER SYSTEMS. *Solar Energy*, 63(6) :337 – 343, 1998.
- [24] Joe Coventry and Charles Andraka. Dish systems for CSP. *Solar Energy*, 152 :140–170, 2017.
- [25] Anthony O. Onokwai, Ugochukwu C. Okonkwo, Christian O. Osueke, Christian E. Okafor, Tajudeen M.A. Olayanju, and Samuel Dahunsi, O. Design, modelling, energy and exergy analysis of a parabolic cooker. *Renewable Energy*, 142 :497–510, 2019.
- [26] Keith Lovegrove, Gregory Burgess, and John Pye. A new 500 m<sup>2</sup> paraboloidal dish solar concentrator. *Solar Energy*, 85 :620–628, 2011.
- [27] I. Palavras and G.C. Bakos. Development of a low-cost dish solar concentrator and its application in zeolite desorption. *Renewable Energy*, 31(15) :2422–2431, 2006.
- [28] Gustavo Otero Prado, Luiz Gustavo Martins Vieira, and João Jorge Ribeiro Damasceno. Solar dish concentrator for desalting water. *Solar Energy*, 136 :659–667, 2016.
- [29] Yunus Cengel. *Heat and mass transfer : fundamentals and applications*. McGraw-Hill Higher Education, 2014.
- [30] Dahiru Yahya Dasin, Abubakar Sadiq Aliyu, and Nahum Yustus Godi. Verification of the performance of parabolic concentrating solar cooker on some food stuffs cooked in bauchi ; north east, nigeria. In *IREC2015 The Sixth International Renewable Energy Congress*, pages 1–5. IEEE, 2015.
- [31] Ali A. Badran, Ibrahim A. Yousef, Nouredine K. Joudeh, Rami Al Hamad, Hani Halawa, and Hamza K. Hassouneh. Portable solar cooker and water heater. *Energy Conversion and Management*, 51(8) :1605–1609, 2010.
- [32] Wolfgang Scheffler. Development of a solar crematorium. page 2.
- [33] A. Munir, O. Hensel, and W. Scheffler. Design principle and calculations of a scheffler fixed focus concentrator for medium temperature applications. *Solar Energy*, 84(8) :1490–1502, 2010.
- [34] V Thirunavukkarasu, M Sornanathan, and M Cheralathan. An experimental study on energy and exergy performance of a cavity receiver for solar parabolic dish concentrator. *J. Exergy*, page 20, 2017.

- [35] A. Munir and O. Hensel. On-farm processing of medicinal and aromatic plants by solar distillation system. *Biosystems Engineering*, 106(3) :268–277, 2010.
- [36] Christoph Müller, Fundación EcoAndina, Coronel Arias, and S S de Jujuy. Solar community bakeries on the argentinean altiplano. *International Solar Food Processing Conference 2009*, page 6, 2009.
- [37] Gregor Schapers. Agave syrup production – a sweet tradition goes solar. *International Solar Food Processing Conference 2009*, page 4, 2009.
- [38] Iqra Ayub, Anjum Munir, Waseem Amjad, Abdul Ghafoor, and Muhammad Salman Nasir. Energy- and exergy-based thermal analyses of a solar bakery unit. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 133(2) :1001–1013, 2018.
- [39] Suhail Zaki Farooqui. A gravity based tracking system for box type solar cookers. *Solar Energy*, 92 :62–68, 2013.
- [40] Ian Edmonds. Low cost realisation of a high temperature solar cooker. *Renewable Energy*, 121 :94–101, 2018.
- [41] O.V Ekechukwu and N.T Ugwuoke. Design and measured performance of a plane reflector augmented box-type solar-energy cooker. *Renewable Energy*, 28(12) :1935–1952, 2003.
- [42] A. Soria-Verdugo. Experimental analysis and simulation of the performance of a box-type solar cooker. *Energy for Sustainable Development*, 29 :65–71, 2015.
- [43] Ibrahim S. Taha and Shawki M. Eldighidy. Effect of off-south orientation on optimum conditions for maximum solar energy absorbed by flat plate collector augmented by plane reflector. *Solar Energy*, 25(4) :373–379, 1980.
- [44] Richard G. Feachem, David J. Bradley, Hemda Garelick, and D. Duncan Mara. Sanitation and disease : health aspects of excreta and wastewater management. *World Bank studies in water supply and sanitation ; no. 3 Washington, D.C. : World Bank Group*, 1983.
- [45] Ajay Chandak, Sunil Somani, and Patil Suryaji. Comparative analysis of sk-14 and prince-15 solar concentrators. *Proceedings of the World Congress on Engineering 2011, WCE 2011*, 3 :1949–1951, 07 2011.
- [46] Naveen Kumar, G. Vishwanath, and Anurag Gupta. Effect of load variations on exergy performance of solar box type cooker. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 4(5) :053125, 2012.
- [47] Subodh Kumar. Thermal performance study of box type solar cooker from heating characteristic curves. *Energy Conversion and Management*, 45(1) :127 – 139, 2004.
- [48] S. Mahavar, N. Sengar, P. Rajawat, M. Verma, and P. Dashora. Design development and performance studies of a novel single family solar cooker. *Renewable Energy*, 47 :67–76, 2012.



- [49] Luca Evangelisti, Roberto De Lieto Vollaro, and Francesco Asdrubali. Latest advances on solar thermal collectors : A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 114 :109318, 2019.
- [50] Junpeng Huang, Jianhua Fan, Simon Furbo, Daochuan Chen, Yanjun Dai, and Weiqiang Kong. Economic analysis and optimization of combined solar district heating technologies and systems. *Energy*, 186 :115886, 2019.
- [51] Francis Obuoro Wayua, Michael W. Okoth, and John Wangoh. DESIGN AND PERFORMANCE ASSESSMENT OF a FLAT-PLATE SOLAR MILK PASTEURIZER FOR ARID PASTORAL AREAS OF KENYA : DESIGN OF a FLAT-PLATE SOLAR MILK PASTEURISER. *Journal of Food Processing and Preservation*, 37(2) :120–125, 2013.
- [52] Pieter Walstra, Jan T.M. Wouters, and Tom J. Geurts. *Dairy Science and Technology*, volume 2. Tyler and Francis, 09 2005.
- [53] Abrar Inayat, Hu H. Ang, Mohsin Raza, Bashria A.A. Yousef, Chaouki Ghenai, Muhammad Ayoub, and Syed I.U.H. Gilani. Integration and simulation of solar energy with hot flue gas system for the district cooling application. *Case Studies in Thermal Engineering*, 19 :100620, 2020.
- [54] F. Assilzadeh, S. A. Kalogirou, Y. Ali, and K. Sopian. Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors. *Renewable Energy*, 30(8) :1143 – 1159, 2005.
- [55] Letícia J. Rodrigues and Diego M. Basso. HYBRID SYSTEM SIMULATION TO SUPPLY HEATED AIR TO a SOLAR FOOD DRYER. *Engenharia Agrícola*, 40(2) :154–161, 2020.
- [56] D Guerraiche and A Benderradji. Facteurs optiques et géométriques caractérisant un concentrateur cylindro-parabolique. *Revue des Energies Renouvelables*, 14(2) :229–238, 2011.
- [57] Chao Xu, Zhifeng Wang, Xin Li, and Feihu Sun. Energy and exergy analysis of solar power tower plants. *Applied Thermal Engineering*, 31(17) :3904–3913, 2011.
- [58] Safa Skouri, Salwa Bouadila, Mohieddine Ben Salah, and Sassi Ben Nasrallah. Comparative study of different means of concentrated solar flux measurement of solar parabolic dish. *Energy Conversion and Management*, 76 :1043–1052, 2013.
- [59] Tarmak Ktphane. Evaluation of efficiency for solar cooker using energy and exergy analyses. page 8.