

## Etude de l'efficacité optique et thermique d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique

Y. Marif<sup>1</sup>, M. Zerrouki<sup>1</sup>, M. Belhadj<sup>1</sup> et H. Ben Moussa<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Unité de Recherche en Energies Renouvelables, URERMS  
Centre de Développement des Energies Renouvelables, CDER  
01000 Adrar, Algeria

<sup>2</sup> Département de Mécanique, Faculté de Technologie  
Université El Hadj Lakhdar, Batna, Algeria

(reçu le 08 Octobre 2010 – accepté le 25 Décembre 2013)

**Résumé** - *La technologie des concentrateurs solaires offre une méthode prometteuse pour l'usage de l'énergie solaire à grande échelle. En utilisant des réflecteurs afin de concentrer les rayons du soleil sur une petite surface, cela permet de diminuer grandement la taille de l'absorbeur, ce qui réduit les pertes de chaleur et augmente son efficacité à hautes températures. Leur inconvénient principal réside dans le fait qu'ils n'utilisent que le rayonnement solaire direct, ceci exige une poursuite continue du soleil. Il existe quatre types des concentrateurs, les concentrateurs cylindro-paraboliques, les miroirs de Fresnel, les tours solaires et les concentrateurs paraboliques. Le présent travail propose une étude théorique de l'efficacité optique et thermique dans un concentrateur cylindro-parabolique.*

**Abstract** - *The solar collector technology offers a promising method for the large scale use of solar energy. By using reflectors in order to concentrate the solar radiation in a small area; this reduces heat losses in the collector at high temperatures. The solar collector uses only the direct solar radiation; this requires a continuous sun tracking system. There are four main of the solar collectors, the parabolic trough collector, the Fresnel mirror, the solar power tower and the parabolic dish collector. This work proposes a theoretical study of the optical and thermal efficiency in a parabolic trough collector.*

**Mots-clés:** Cylindro-parabolique- Efficacité – Modélisation - Simulation.

### 1. INTRODUCTION

L'Algérie bénéficie d'une puissance de rayonnement solaire parmi les plus élevées en méditerranée. Selon les données d'ensoleillement, l'énergie moyenne reçu sur une surface horizontale est de l'ordre de 1700 kWh/m<sup>2</sup> annuellement sur les régions côtières, 1900 kWh/m<sup>2</sup>/an sur les Hauts Plateaux et 2650 kWh/m<sup>2</sup>/ an au Sahara [1].

On peut utiliser des concentrateurs solaires qui focalisent les rayons du soleil sur un point, comme la tour solaire et le concentrateur parabolique, ou sur une ligne comme le concentrateur cylindro-parabolique et les miroirs de Fresnel.

Le concentrateur cylindro-paraboliques est actuellement le plus répandu, ses applications sont multiples par exemple la réfrigération solaire, la distillation solaire et l'électricité solaire, dans le sud de l'Algérie (Hassi R'Mel) une centrale électrique hybride (gaz /solaire) est installée avec une surface de 180 000 m<sup>2</sup> des réflecteurs paraboliques et d'une puissance électrique de 25 MW [2].

Le concentrateur cylindro-parabolique utilise un réflecteur cylindrique en forme de parabole. La parabole concentre les rayons du soleil sur un tube récepteur situé le long de la ligne focale du réflecteur. Pour augmenter le transfert de chaleur, on a recours généralement à des surfaces sélectives qui absorbent le maximum de rayonnement solaire en émettant très peu d'infrarouges. Une enveloppe en verre recouvre l'absorbeur et permet, en faisant le vide dans l'espace annulaire d'éliminer les pertes thermiques par convection.

Le concentrateur cylindro-parabolique (CCP) est généralement doté d'une poursuite solaire pour adapter l'inclinaison du concentrateur de manière à ce que la radiation solaire incidente soit toujours perpendiculaire au plan d'ouverture du concentrateur (angle d'incidence  $\theta = 0$ ).

Dans ce travail, on a réalisé un programme informatique en langage Fortran90, en utilisant le 'modèle empirique de Capderou' [3] pour modéliser le rayonnement solaire direct incident sur le concentrateur et pour étudier l'efficacité optique et thermique du concentrateur.

## 2. MODELISATION MATHEMATIQUE DU CCP

Le concentrateur peut être schématisé comme suit:

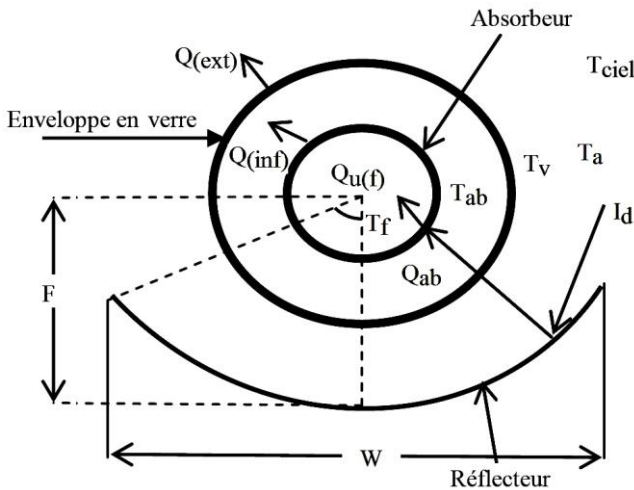


Fig. 1: Les flux de chaleur échangés dans le CCP

L'absorbeur est le composant principal dans le CCP, qui a pour fonction d'absorber le rayonnement solaire incident, de le convertir en chaleur et de transmettre celle-ci à un fluide caloporteur. Une étude de modélisation sur ce composant est réalisée par la méthode 'pas à pas' [6, 8-10]. Cette méthode rend compte de l'évolution des températures de tous les éléments de l'absorbeur dans le temps et l'espace.

La méthode consiste à découper l'absorbeur en tranches fictives de longueur ( $\Delta x$ ) dans le sens de l'écoulement du fluide caloporteur et à écrire les bilans énergétiques dans chaque tranche. Dans le but de rendre le modèle accessible, nous devons prendre en considération les hypothèses simplificatrices suivantes [5].

1. les échanges par conduction dans l'absorbeur et l'enveloppe de verre sont négligeables;
2. l'écoulement du fluide est unidimensionnel;
3. le flux solaire au niveau de l'absorbeur est uniformément réparti.

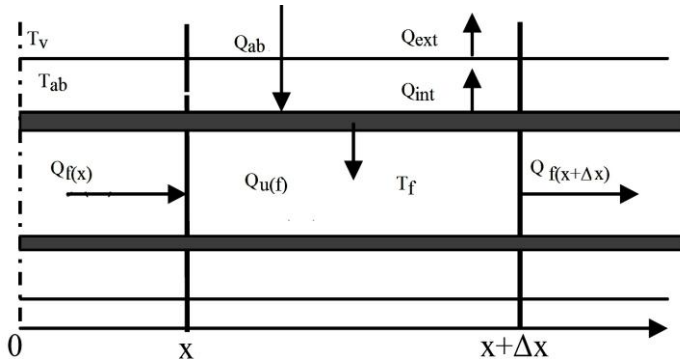


Fig. 2: Bilan thermique d'un élément  $\Delta x$  de l'absorbeur

- Au niveau de l'enveloppe de verre

$$m_v \times C_{p_v} \times \frac{dT_v(t, x)}{dt} = Q_{(int)} - Q_{(ext)} \quad (W) \quad (1)$$

- Au niveau de l'absorbeur

$$m_{ab} \times C_{p_{ab}} \times \frac{dT_{ab}(t, x)}{dt} = Q_{ab} - Q_{(int)} - Q_{u(f)} \quad (W) \quad (2)$$

- Au niveau du fluide caloporteur

$$m_f \times C_{p_f} \times \frac{dT_f(t, x)}{dt} + \dot{m}_f \times C_{p_f} \times \frac{dT_f(t, x)}{dt} \times \Delta x = Q_{u(f)}(t, x) \quad (3)$$

On impose comme condition initiale:

$$T_v(0, x) = T_a(0), \quad T_{ab}(0, x) = T_a(0), \quad T_f(0, x) = T_a(0)$$

La quantité d'énergie reçue par l'absorbeur est donnée par la relation (4)

$$Q_{ab} = A_0 \times I_d \times \rho_0 \times \alpha_0 \times \gamma \times K \quad (W) \quad (4)$$

L'efficacité optique est définie par la relation suivante [4,5]

$$\eta_{opt} = \rho_0 \times \alpha_0 \times \gamma \times K \quad (W) \quad (5)$$

avec

$$\alpha_0 = \frac{\tau \times \alpha}{1 - (1 - \alpha)(1 - \tau)}, \quad K = 1 - 6.74 \times 10^{-5} \times (\theta)^2 + 1.64 \times 10^{-6} \times (\theta)^3 - 2.51 \times 10^{-8} \times (\theta)^4$$

### 3. EXPRESSION DES COEFFICIENTS DE TRANSFERT DE CHALEUR

#### 3.1 Energie transmis entre l'absorbeur et le verre

Le transfert s'effectue par deux modes entre l'absorbeur et l'enveloppe de verre:

**Par convection-** Elle est estimée par des relations de la convection naturelle entre deux cylindres horizontaux et concentriques [5], le coefficient de transfert de chaleur est égal à:

$$h_{c(\text{int})} = \frac{2\lambda_{\text{eff}}}{D_{\text{ab(ext)}} \times \ln\left(\frac{D_{\text{v(int)}}}{D_{\text{ab(ext)}}}\right)} \quad [\text{W/m}^2\text{°C}] \quad (6)$$

$\lambda_{\text{eff}}$ , représente la conductivité thermique que l'aire stationnaire entre l'absorbeur et l'enveloppe de verre devrait avoir pour transférer la même quantité de chaleur que l'aire mobile, elle est donnée par [5]:

$$\lambda_{\text{eff}} = 0.386 \times \lambda_a \times \left(\frac{\text{Pr}_a}{0.861 + \text{Pr}_a}\right)^{1/4} \times (\text{Ra}_c)^{1/4} \quad [\text{W/m}^2\text{°C}] \quad (7)$$

où

$$\text{Ra}_c = \frac{\left(\ln\left(\frac{D_{\text{v(int)}}}{D_{\text{ab(ext)}}}\right)\right)^4}{L_{\text{eff}}^3 \times (D_{\text{ab(ext)}}^{-3/5} + D_{\text{v(int)}}^{-3/5})^5} \times \text{Ra}_{\text{eff}} \quad (8)$$

$$L_{\text{eff}} = \frac{D_{\text{v(int)}} - D_{\text{ab(ext)}}}{2} \quad \text{et} \quad \text{Ra}_{\text{eff}} = \text{Gr}_a \times \text{Pr}_a$$

$$\text{Gr}_a = \frac{\rho_a^2 \times g \times \beta_a \times L^3}{\mu_a^2} \times (T_{\text{ab}} - T_{\text{v}}) \quad \text{et} \quad \text{Pr}_a = \frac{\mu_a \times C_{p_a}}{\lambda_a}$$

Les propriétés physiques de l'air entre l'absorbeur et l'enveloppe de verre sont calculées à la température moyenne:

$$T_{\text{m(a)}} = (T_{\text{ab}} + T_{\text{v}}) / 2$$

**Par convection-**

$$h_{r(\text{int})} = \varepsilon_{\text{int}} \times \sigma \times \left((T_{\text{ab}} + 273)^2 + (T_{\text{v}} + 273)^2\right) \times (T_{\text{ab}} + T_{\text{v}} + 546) \quad [\text{W/m}^2\text{°C}] \quad (9)$$

$$\text{Avec: } \varepsilon_{\text{int}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\varepsilon_{\text{ab}}} + \frac{1 - \varepsilon_{\text{v}}}{\varepsilon_{\text{v}}}\right) \times \left(\frac{D_{\text{ab(ext)}}}{D_{\text{v(int)}}}\right)}$$

$$Q_{(int)} = A_{ab(ext)} \times h_{(int)} \times (T_{ab} - T_v) \quad \text{et} \quad h_{(int)} = h_{c(int)} + h_{r(int)} \quad (10)$$

### 3.2 Energie transférée entre le verre et l'extérieur

Le transfert extérieur (air- l'enveloppe de verre) s'effectue par convection et par radiation. La convection est en fonction de la vitesse du vent, d'après [5] le coefficient de transfert convectif est donné par les expressions:

$$h_{c(ext)} = \max(h_{c1(ext)} + h_{c2(ext)}) \quad [W/m^2] \quad (11)$$

avec

$$h_{c1(ext)} = \left[ 0.6 + 0.387 \times \left( \frac{Ra_a}{\left( 1 + \left( \frac{0.559}{Pr_a} \right)^{9/16} \right)^{16/9}} \right)^{1/6} \right]^2 \times \frac{\lambda_a}{D_{v(ext)}} \quad (12)$$

$$h_{c2(ext)} = C \times Re^n \times Pr^m \times \frac{\lambda_a}{D_{v(ext)}} \quad [W/m^2 \cdot ^\circ C] \quad (13)$$

L'expression de  $h_{c2(ext)}$  est donnée par les relations suivantes:

Si  $0.4 < Re \leq 40 \Rightarrow C = 0.989, n=m=0.33$

Si  $40 < Re \leq 4.000 \Rightarrow C = 0.683, n=0.486, m=0.33$

Si  $4.000 < Re \leq 40.000 \Rightarrow C = 0.193, n=0.618, m=0.33$

Si  $40.000 < Re \leq 400.000 \Rightarrow C = 0.0266, n=0.805, m=0.33$

Les propriétés physiques de l'air extérieur sont calculées à la température moyenne:

$$T_{m(ext)} = (T_a + T_v) / 2$$

De plus, la surface extérieure du verre rayonne vers la voûte céleste (le soleil est assimilé à un corps noire) par des rayons infrarouges, ce rayonnement est donné par la loi de Stéphan-Boltzmann:

$$h_{r(ext)} = \varepsilon_v \times \sigma \times \left( (T_{ciel} + 273)^2 + (T_v + 273)^2 \right) \times (T_{ciel} + T_v + 546) \quad (14)$$

$$T_{ciel} = 0.0552 \times T_a^{1.5} \quad (15)$$

Donc,  $Q_{(ext)} = A_{v(ext)} \times h_{(ext)} \times (T_v - T_a) \quad \text{et} \quad h_{(ext)} = h_{c(ext)} + h_{r(ext)} \quad (16)$

### 3.3 Energie transmise au fluide

Considérant la convection forcée du fluide caloporteur dans le tube absorbeur, les corrélations de Sieder-Tate et Hausen sont souvent adoptées [7]. Elles dépendent du régime d'écoulement, le coefficient de transfert est donné par les expressions:

$$h_{u(f)} = \frac{\lambda_f}{D_{ab(int)}} \times Nu_f \quad [W/m^2 \cdot ^\circ C] \quad (17)$$

$$Nu_f = C \times Re^n \times Pr^m \quad (18)$$

$$\text{Avec } Re = \frac{\rho_f \times D_{ab(int)} \times V_f}{\mu_f} \quad \text{et} \quad V_f = \frac{4 \dot{m}_f}{\pi \times D_{ab(int)}^2}$$

$$\text{Donc } Re = \frac{4 \rho_f \times \dot{m}_f}{\pi \times \mu_f \times D_{ab(int)}} f$$

1- Pour un écoulement laminaire ( $Re < 2100$ ), on introduit un nombre adimensionnel de Gräetz, défini comme suit:  $Gr = Re \times Pr \times (D_{ab(int)} / L)$

$$Nu = 3.66 + \frac{0.08 Gr}{1 + 0.047 Gr^{2/3}} \quad \text{si } Gr < 100 \quad (19)$$

$$Nu = 1.86 Gr^{1/3} + 0.87 (1 + 0.015 Gr^{1/3}) \quad \text{si } Gr > 100$$

2- Pour un régime transitoire ( $2100 < Re < 10^4$ )-

$$Nu = 0.116 (Re^{2/3} - 125) \times Pr^{1/3} \times \left( 1 + \left( \frac{D_{ab(int)}}{L} \right)^{2/3} \right) \quad (20)$$

3- Pour un écoulement turbulent ( $Re > 10^4$ )-

$$\text{Si } (L/D_{ab(int)} > 60) \quad Nu = 0.023 Re^{0.8} \times Pr^{0.33} \quad (21)$$

$$\text{Si } (L/D_{ab(int)} < 60 \text{ 'tube court'}) \quad Nu = 0.023 Re^{0.8} \times Pr^{0.33} \times \left( 1 + \left( \frac{D_{ab(int)}}{L} \right)^{0.7} \right) \quad (22)$$

Les propriétés physiques du fluide sont calculées à la température moyenne:

$$T_{m(f)} = (T_{f(in)} + T_{f(out)}) / 2$$

$$\text{Donc, } Q_{u(f)} = A_{ab(int)} \times h_{u(f)} \times (T_{ab} - T_{f(in)}) \quad [W] \quad (23)$$

L'efficacité thermique, est le rapport de l'énergie utile sur l'énergie absorbé par le concentrateur:

$$\eta_{th} = \frac{Q_{u(f)}}{A_0 \times I_d} = \frac{A_{ab(int)} \times h_{u(f)} \times (T_{ab} - T_f)}{A_0 \times I_d} = \frac{\pi \times D_{ab(int)} \times h_{u(f)} \times (T_{ab} - T_{f(in)})}{W \times I_d} \quad (24)$$

### 6. RESULTATS ET DISCUSSION

Les apports solaires sont donnés pour la ville d'Adrar. Elle se trouve à une altitude de 264 mètres, sa latitude est de 27°53' Nord et sa longitude est de 0° 17'. On a choisi l'eau comme fluide caloporteur.

**Tableau 1:** Caractéristiques du CCP [5]

|  |       |   |       |
|--|-------|---|-------|
| Longueur de l'absorbeur (L)                      | 7.8 m | Absorption - tube absorbeur ( $\alpha$ )              | 0.90  |
| Ouverture du concentrateur (W)                   | 5 m   | Transmittivité du verre ( $\tau$ )                    | 0.95  |
| Diamètre extérieure de l'Absorbeur $D_{ab(ext)}$ | 0.07m | Facteur de transmittivité absorptivité ( $\alpha_0$ ) | 0.864 |
| Distance focale (F)                              | 1.84m | Emissivité de l'absorbeur ( $\epsilon$ )              | 0.14  |
| Diamètre intérieur de l'Absorbeur $D_{ab(int)}$  | 0.066 | Emissivité de l'enveloppe du verre ( $\epsilon_v$ )   | 0.2   |
| Diamètre extérieur du verre $D_{v(ext)}$         | 0.115 | Réflexion du réflecteur ( $\rho_0$ )                  | 0.93  |
| Diamètre intérieur du verre $D_{v(int)}$         | 0.109 | Facteur d'interception ( $\gamma$ )                   | 0.92  |
| Facteur de concentration ©                       | 22.4  |   |       |

Le système des équations obtenues est non linéaire. En raison de cela, une méthode des différences finies a été employée. On discrétise les équations implicitement pour obtenir un système linéaire composé de trois équations algébriques.

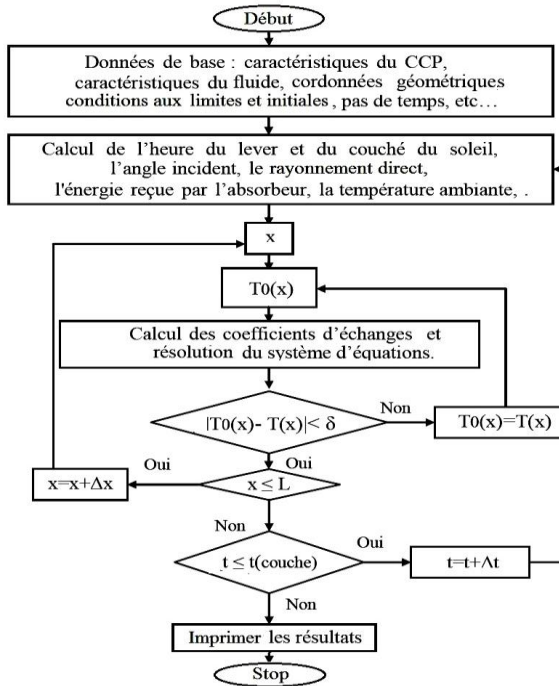


Fig. 3: Organigramme du programme de calcul

Un programme informatique a été élaboré en langage Fortran90. Le déroulement des calculs est le suivant: à l’instant initial, on suppose que tous les éléments sont à la température ambiante.

Ensuite, à chaque pas de temps et pour chaque tranche fictive, on applique le système d’équations. La température du fluide caloporteur à l’entrée d’une tranche quelconque est égale à sa température de sortie de la tranche précédente. L’organigramme donne les grands axes de calcul. (Fig. 3)

La figure 4, représente la variation de l’angle d’incidence modifié et l’efficacité optique en fonction de l’angle d’incidence calculé respectivement à l’aide de l’équation (5). On constate que l’angle d’incidence modifié et l’efficacité optique décroît sensiblement avec l’augmentation de l’angle d’incidence, donc un tel système de poursuite continue du soleil est nécessaire pour le concentrateur.

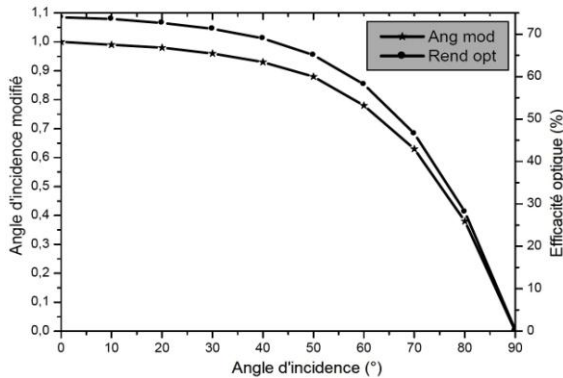
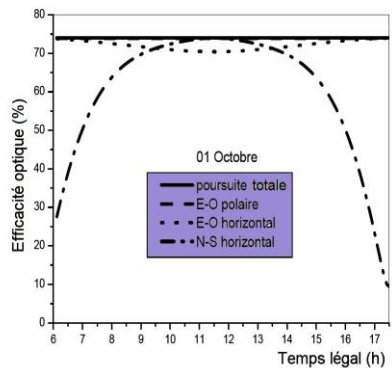
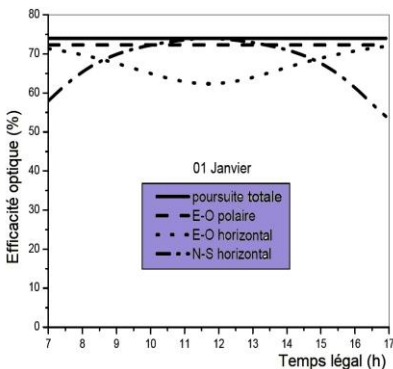


Fig. 4: Variation de l’angle d’incidence modifié et de l’efficacité optique en fonction de l’angle incidence

La figure 5 montre l’évolution de l’efficacité optique pour les quatre saisons de l’année. On observe que la performance des modes Est-Ouest polaire et horizontale au printemps (Avril) et en automne (Octobre) est très proche du mode de poursuite totale qui collecte le maximum de rayonnement solaire. Même remarque en été (Juillet) avec une amélioration dans l’efficacité optique du mode Nord-Sud horizontal, par contre en hiver (Janvier), le mode Nord-Sud horizontal devient plus souhaitable que le mode Est-Ouest horizontal.





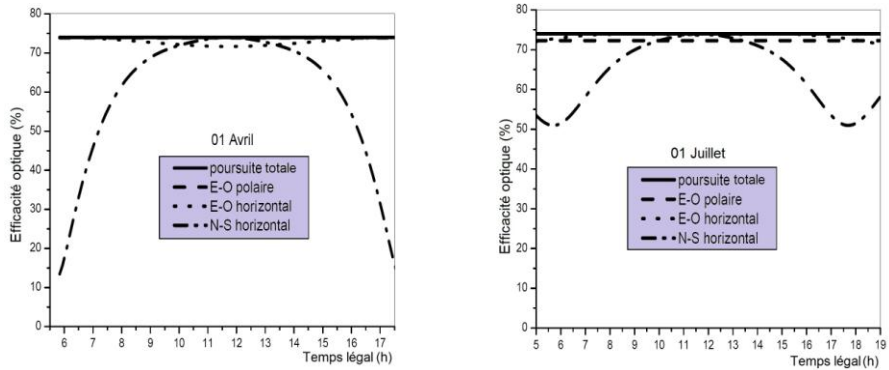


Fig. 5: Variation de l'efficacité optique en fonction de temps

Il en résulte qu'annuellement le mode de poursuite totale et le mode Est-Ouest polaire sont les plus recommandés par rapport aux autres modes. Ces deux modes donnent une efficacité optique de 75 %.

Le programme que nous avons établi a permis, pour une journée typique du mois de juillet d'avoir les graphes d'évolution théorique de l'efficacité thermique, avec une poursuite totale du soleil et une vitesse du vent égale à 2 m/s.

La figure 6 représente la variation de l'efficacité thermique en fonction du temps pour différents débits d'alimentation du fluide, la température d'entrée du fluide caloporteur est égale à 25°C. On observe que l'augmentation du débit donne une augmentation de l'efficacité thermique, parce que le transfert de chaleur entre le fluide et l'absorbeur est grand si le débit est grand.

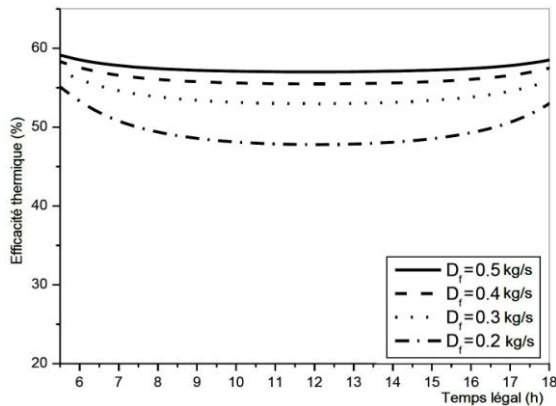


Fig. 6: Variation de l'efficacité thermique en fonction de temps pour différents débits du fluide

La relation entre l'efficacité thermique et la température d'entrée du fluide caloporteur est indiquée dans la figure 7. Le débit est fixé à la valeur de 0.3 kg/s, l'efficacité thermique augmente avec la diminution de la température d'entrée. Cela signifie que dans les basses températures d'entrée, le fluide caloporteur absorbe le maximum de rayonnement solaire.

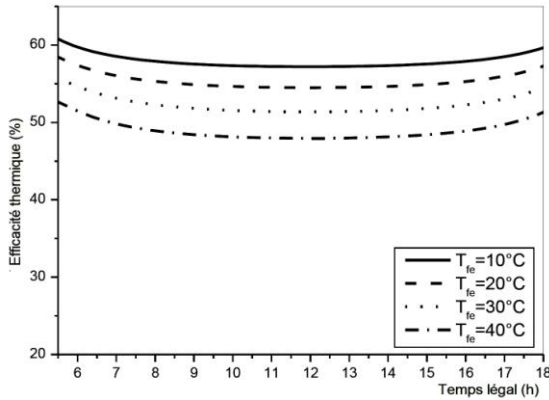


Fig. 7: Variation de l'efficacité optique en fonction de temps pour différentes températures d'entrée du fluide

### 5. CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Le Sahara algérien bénéficie d'une puissance de rayonnement solaire parmi les plus élevées en Algérie. L'exploitation de cette ressource dans le développement durable du Sahara est importante. Notre travail portait sur l'étude théorique de l'efficacité optique et thermique d'un concentrateur cylindro-parabolique dans la zone d'Adrar.

Après l'étude de l'efficacité optique en fonction des modes de poursuite solaire, on a constaté que le mode de poursuite à deux axes collecte le maximum de rayonnement solaire, mais de point de vue économique, le mode Est-Ouest polaire à un seul axe est acceptable. Nous avons aussi trouvé que l'efficacité thermique du concentrateur augmente avec l'augmentation du débit d'alimentation et diminue avec l'augmentation de la température d'entrée du fluide caloporteur.

Nos efforts s'orientent vers la validation de ces résultats par l'expérimentation.

### NOMENCLATURE

|  |   |
|--|---|
| $A_0$ : Surface d'ouverture du réflecteur ( $\text{m}^2$ ) | $A_{ab}$ : Surface latérale de l'absorbeur ( $\text{m}^2$ ) |
| C : Facteur de concentration                               | $C_p$ : Capacité thermique ( $\text{J/kg}^\circ\text{C}$ )  |
| D : Diamètre (m)   | F : Distance focale (m)                                     |
| g : Accélération de la pesanteur ( $\text{m}^2/\text{s}$ ) | h : Coefficient échange thermique ( $\text{W/m}^2$ )        |
| $I_d$ : Rayonnement solaire direct ( $\text{W/m}^2$ )      | K : Angle d'incidence modifié                               |
| L : Longueur de l'absorbeur (m)                            | $\dot{m}_f$ : Débit massique ( $\text{kg/s}$ )              |
| m : Masse (kg)   | Q : Flux de chaleur (W)                                     |
| V : Vitesse (m/s)  | T : Température ( $^\circ\text{C}$ )                        |
| W : Ouverture du concentrateur (m)                         | Ra : Nombre de Rayleigh                                     |
| Gr : Nombre de Grashof                                     | Re : Nombre de Reynolds                                     |
| Nu : Nombre de Nusselt                                     | Pr : Nombre de Prandtl                                      |
| Gz : Nombre de Graetz                                      | $\delta$ : Erreur de calcul                                 |
| $\alpha_0$ : Facteur de transmittivité-absorptivité        | $\tau$ : Transmittivité du verre                            |

|   |   |
|---|---|
| $\rho_0$ : Réflexion du réflecteur                                | $\rho$ : Masse volumique ( $\text{kg/m}^3$ )  |
| $\lambda$ : Conductivités thermiques ( $\text{W/mK}$ )            | $\mu$ : Viscosité dynamique ( $\text{Pa.s}$ ) |
| $\gamma$ : Facteur d'interception                                 | $\eta$ : Efficacité                           |
| $\beta$ : Coefficient de dilatation thermique<br>( $1/\text{K}$ ) | $f$ : Fluide caloporteur                      |
| ab : Absorbeur; eff : effective                                   | a : Ambient; in : entrée; opt : Optique       |
| th : Thermique; air : Air   | ext : Extérieur; int : Intérieur              |
|   | $\Delta x$ : Pas de la longueur; v : Vitre    |

## REFERENCES

- [1] Rapport Technique, 'Etude du Plan Directeur Général de Développement des Régions Sahariennes', Bureau National d'Etudes pour le Développement Rural, Chéraga, Tipaza, 1999.
- [2] N. El Gharbi, H. Derbal, S. Bouaïchaoui et N. Saïd, 'A Comparative Study Between Parabolic Trough Collector and Linear Fresnel Reflector Technologies', Energy Procedia, Vol. 6, pp. 565 – 572, 2011.
- [3] M. Capderou, 'Atlas Solaire d'Algérie', Ed. Office des Publications Universitaires, EPAU, Algérie, Vol. 1, Tome 2, 1987.
- [4] J.A. Duffie and W.A. Beckman, 'Solar Engineering of Thermal Processes', JohnWiley & Sons, New York, 1991.
- [5] O. Garcia-Valladares and N. Velazquez, 'Numerical Simulation of Parabolic Trough Collector: Improvement Using Counter Flow Concentric Circular Heat Exchangers', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 52, pp. 597 – 609, 2009.
- [6] M. Daguenet, 'Les Séchoirs Solaires: Théorie et Pratique', Unesco, 1985.
- [7] B. Eyglunet, 'Manuel de Thermique, Théorie et Pratique', 2<sup>ème</sup> Ed. Hermes Science Publications, Paris, 380 p. 1997.
- [8] R. Kumar, S.C. Kaushik and H.P. Garg, 'Transient Analysis of Evacuated Tubular Solar Collector with Finite Difference Technique', Renewable Energy, Vol. 4, N°8, pp. 941 – 947, 1994.
- [9] W. Chekirou, N. Boukheit et T. Kerbache, 'Différents Modes de Transfert de Chaleur dans un Absorbeur d'un Concentrateur Solaire Cylindro-Parabolique', Revue des Energies Renouvelables, ICRES-07, Tlemcen, pp. 21 – 28, 2007.
- [10] N. Hamani, A. Moumami, N. Saadi et Z. Mokhtari, 'Simulation de la Température de Sortie de l'Eau dans un Capteur Solaire Cylindro-Parabolique dans le Site de Biskra', Revue des Energies Renouvelables, Vol. 10, N°2, pp. 215 – 224, 2007.