

NUMERICAL SIMULATION OF A SOLAR-DRIVEN EJECTOR REFRIGERATION CYCLE COUPLED TO A PARABOLIC TROUGH CONCENTRATOR

M. GHODBANE^{*1}, B. BOUMEDDANE²

¹Faculty of Technology, University of Saad DAHLAB, Blida 1, Algeria

ABSTRACT

The use of solar energy is not only linked to its economic benefits but especially for the protection of the environment or it must find solutions to pollution problems. The objective of this work is to characterize a solar cooling machine ejector coupled to a parabolic trough concentrator. The proposed system comprises a boiler connected to the solar collector, a condenser, an evaporator and an ejector. At the outlet of the condenser, the working fluid is pressurized by a pump while the fluid generator passes through a pressure regulator. The programming language is Engineering Equation Solver (EES). The search for the optimization of machine operation and choice of refrigerant (replacement fluid not CFC) will be conducted through a specific model that incorporates all components of the system.

Keywords: *parabolic trough concentrator; ejector; refrigerating machine; modeling.*

RÉSUMÉ

L'usage de l'énergie solaire n'est pas lié uniquement à ses avantages économiques mais surtout à la protection de l'environnement ou il faut trouver des solutions aux problèmes de pollution. L'objectif du présent travail est de caractériser une machine de réfrigération solaire à éjecteur couplée à un concentrateur cylindro-parabolique. Le système envisagé comporte un bouilleur relié au collecteur solaire, un condenseur, un évaporateur et un éjecteur. A la sortie du condenseur, le fluide moteur est mis sous pression grâce à une pompe alors que le fluide générateur traverse un détendeur. Le langage de programmation est Engineering Equation Solver (EES). La recherche de l'optimisation du fonctionnement de la machine et le choix du fluide frigorigène (fluide de remplacement non CFC) sera conduite à travers un modèle précis qui intègre tous les composants de ce système.

Mots-clés: *concentrateur cylindro-parabolique ; éjecteur ; machine frigorifique.*

* Corresponding author.

Nomenclature

ζ	Le facteur d'interception.
q_{utile}	Le flux transmit au fluide
DNI	Le rayonnement solaire direct, $[W.m^{-2}]$.
A_a	La surface d'ouverture du collecteur, $[m^2]$.
A_r	La surface du tube absorbeur, $[m^2]$.
T_i	La température d'entrée de fluide, $[K$ ou $^{\circ}C]$.
T_{amb}	La température de l'ambiance, $[K$ ou $^{\circ}C]$.
Fr	Le facteur de dissipation de la chaleur.
\dot{m}	Le débit massique, $[Kg.s^{-1}]$.
C_p	La capacité thermique de fluide, $[J.kg^{-1}.K^{-1}]$.
α	Le coefficient de l'absorbation du tube absorbeur.
ρ_m	Le facteur de réflectance du miroir.
K_{cam}	Le facteur de correction d'angle d'incidence.
(U_L)	Le coefficient de perte thermique
A_v	La surface de la vitre, $[m^2]$.
h_w	Le coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'ambiance, $[W.m^{-2}.K^{-1}]$.
F'	Le facteur d'efficacité du miroir.
η_{opt}	Le rendement optique de concentrateur.
η_{th}	Le rendement thermique de concentrateur.
ω	Le rapport d'entraînement.
m_g	Le débit massique du fluide frigorigène dans le générateur, $[Kg.s^{-1}]$.
m_e	Le débit massique du fluide frigorigène dans l'évaporateur, $[Kg.s^{-1}]$.
T_c	La température de condensation, $^{\circ}C$
T_e	La température de d'évaporation, $^{\circ}C$
T_g	La température de du générateur de vapeur, $^{\circ}C$
Q_g	La puissance thermique absorbée par le fluide frigorigène dans le générateur de vapeur, $[W]$.
Q_e	La puissance thermique absorbée par le fluide frigorigène dans l'évaporateur de vapeur, $[W]$.
STR	La performance de la machine
COP_{eject}	La performance de sous-système de réfrigération à éjecteur
η_D	L'efficacité isentropique du Diffuseur.
η_N	L'efficacité isentropique du bec d'éjecteur.
h	L'enthalpie massique, $J.kg^{-1}$

1. INTRODUCTION

L'énergie solaire est une énergie renouvelable, elle est utilisée comme énergie pour le fonctionnement d'une machine de refroidissement. Actuellement, plusieurs des chercheurs sont travaillées dans le domaine de climatisation solaire à éjecteur. Aujourd'hui, la demande de la climatisation pour le confort thermique humain est développée rapidement. Il existe plusieurs systèmes de conversion de l'énergie solaire en énergie thermique. Le choix du tel système est basé essentiellement sur le domaine de l'utilisation de cette énergie thermique.

Une machine frigorifique tritherme (ou machine frigorifique à éjecteur) est une machine qui dispose de trois sources de chaleur comme suit : une source chaude correspondant à la chaleur motrice fournie au système, une source froide correspondant à celle de la production du froid et une source tiède qui fait une liaison entre les deux sources. Le cycle de réfrigération solaire à éjecteur est similaire au système conventionnel de réfrigération à compression, sauf que, le compresseur est remplacé par une pompe, un générateur de vapeur et un éjecteur. Ce système contient trois parties importantes comme suite:

- Sous système du capteur Solaire (a pour but de convertir l'énergie solaire en énergie thermique);
- Sous système de la réfrigération à éjecteur (a pour but la production de froid);
- Sous système du la charge du froid (le lieu où nous voulons rafraichit).

La génération du froid est une technologie très importante dans notre vie. Dans cette étude, nous allons travailler au détriment de les performances d'une machine de réfrigération solaire à éjecteur couplée à un concentrateur cylindro-parabolique (CPC). Le cycle constitué de collecteur solaire, générateur, éjecteur, condenseur, pompe à eau, valve d'expansion et évaporateur. Nous montrons dans cette étude l'effet des caractéristiques physiques, pour chaque élément du cycle sur la performance de la machine. L'étude a été réalisée en El Oued (Oued souf), Algérie (Latitude 33° 07' 00" N et Longitude 7° 11' 00"E) ; Oued souf représente nord-est du Sahara algérien [1, 2], pour le jour de 21 Juin.

2. SOUS-SYSTÈME DE CONCENTRATEUR SOLAIRE

Il existe deux techniques distinctes pour la collection de l'énergie solaire qui peuvent être identifiées, la première catégorie est les capteurs plans [2-4], et le deuxième type est les concentrateurs solaires, qui fournissent une quantité de chaleur considérable [2, 5]. Les concentrateurs cylindro-parabolique «PTC» (Parabolic Trough Collector) sont les concentrateurs linéaires les plus largement utilisés pour la conversion thermodynamique de l'énergie solaire, surtout dans les domaines industriels et domestiques qui exigent une température de service entre 80°C et 160°C [6]. La production d'électricité nécessite des températures élevées de 400°C à 1200°C Nous pouvons produire de la vapeur surchauffée dans les centrales électrique, avec des concentrateurs cylindro-parabolique, ou la température atteignant jusqu'à 1500°C et plus [7].

Les concentrateurs cylindro-parabolique est les technologies les plus prometteuses pour prendre la place des énergies non renouvelables (les énergies fossiles et les énergies nucléaires) surtout dans le domaine industriel (centrales électriques, systèmes hybrides, le dessalement, l'air conditionné, la réfrigération, irrigation, ...etc.) [8, 9].

Les résultats que nous allons voir dans les figures (5, 6 et 7) est le fruit d'efforts et de travail que nous avons fait auparavant ; le travail antérieur intitulé : Simulation Numérique d'un Concentrateur Cylindro-Parabolique en El Oued, Algérie [2]. Le tableau (1) présente les paramètres géométriques du collecteur.

TABLEAU 1. Les paramètres géométriques du collecteur

Caractéristique géométrique	Valeur (mm)
Diamètre extérieur de l'absorbeur ($D_{A,o}$)	22
Diamètre intérieur de l'absorbeur ($D_{A,i}$)	20
Diamètre extérieur de la vitre ($D_{V,o}$)	26

Diamètre intérieur de la vitre ($D_{v,i}$)	23,5
Longueur de miroir (L)	1500
largeur de miroir (l)	1100

Les paramètres optiques du collecteur sont indiqués au tableau (2).

TABEAU 2. Les paramètres optiques du collecteur.

paramètre	Valeur
erreur optique moyenne globale	03 mrad
Coefficient de réflexion de miroir (ρ_m)	0,92
Transmissivité de la vitre	0.945
Coefficient d'absorbions de l'absorbeur (α)	0,94

Pour le calcul des bilans énergétiques on pose comme hypothèses :

- Le fluide caloporteur est incompressible ;
- La forme de parabole est symétrique;
- La température ambiante autour du concentrateur est uniforme;
- L'effet de l'ombre du tube absorbeur sur le miroir est négligeable ;
- Le flux solaire au niveau de l'absorbeur est uniformément réparti ;
- La vitre est considérée comme opaque aux radiations infrarouges ;
- Les échanges par conduction dans l'absorbeur et la vitre sont négligeables.

Le flux transmit au fluide (la puissance gagnée au collecteur) est donné par la relation suivante [10]:

$$q_{utile} = F_r \left[\eta_{op} DNI A_a - U_L A_r (T_i - T_{amb}) \right] \quad (1)$$

F_r est le facteur de dissipation de la chaleur [10].

$$F_r = \frac{\dot{m} C_p}{A_a U_L} \left(1 - e^{-\left(\frac{A_a U_L F'}{\dot{m} C_p} \right)} \right) \quad (2)$$

On peut exprimer l'efficacité optique (η_{opt}) du concentrateur par [11]:

$$\eta_{opt} = \alpha \cdot \rho_m \cdot \zeta \cdot K_{cam} \quad (3)$$

(U_L) est le coefficient de perte thermique [10].

$$U_L = \left[\frac{A_r}{(h_w + h_{r,c-a}) A_v} + \frac{1}{h_{r,r-a}} \right]^{-1} \quad (4)$$

Pour calculer la température de sortie, l'équation suivante a été utilisée [12],

$$T_o = T_i + \frac{q_{utile}}{m C_p} \quad (5)$$

On peut calculer le rendement thermique par l'équation [10]:

$$\eta_{th} = \frac{q_{utile}}{DNI A_a} \quad (6)$$

3. SOUS-SYSTÈME DE RÉFRIGÉRATION À ÉJECTEUR

L'éjecteur est un appareil, dans son intérieur une fluide possédée une haute pression (fluide primaire), elle est utilisée pour inciter une autre fluide possédée une basse pression (fluide secondaire).

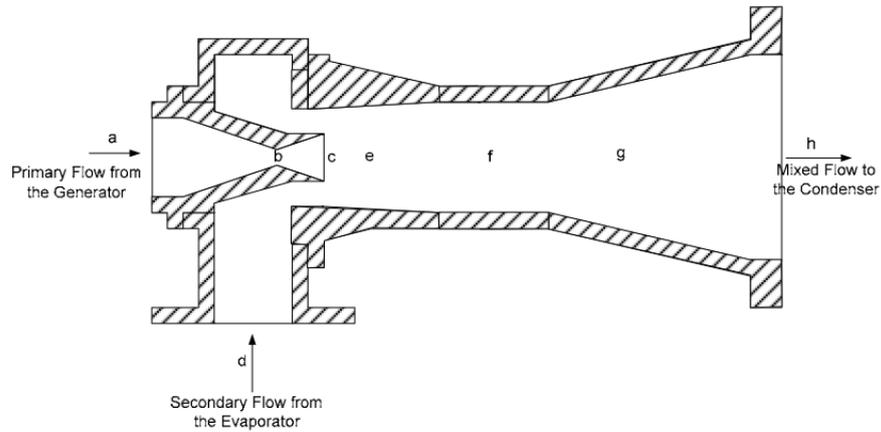


Figure .1. Schéma de l'éjecteur.

Dans l'éjecteur, le jet primaire de vapeur du générateur (point 'a') est accéléré par le bec d'éjecteur (point 'b'), la dernière accélération créant une basse pression à la sortie de bec (point 'c'), cette pression est plus basse par rapport à la pression qui est venue de l'évaporateur (point 'd'). Dans la zone du mélange (point 'e') à l'extrémité de la section convergente, les deux jets sont mélangés. Après le mélange, le jet devient un jet supersonique. Les ondes de choc transversales se produisent le long de la zone à section constante (point 'f'). Après la zone de section constante, la vitesse du jet combiné devient subsonique et est encore réduite dans le diffuseur. La section de diffuseur (point 'g') est pour équilibrer les valeurs des pressions. Donc, la vapeur d'éjecteur va au condenseur (point 'h') et après le condenseur, une part de fluide de fonctionnement est pompée au générateur et la reste va à l'évaporateur après avoir traversé le détendeur.

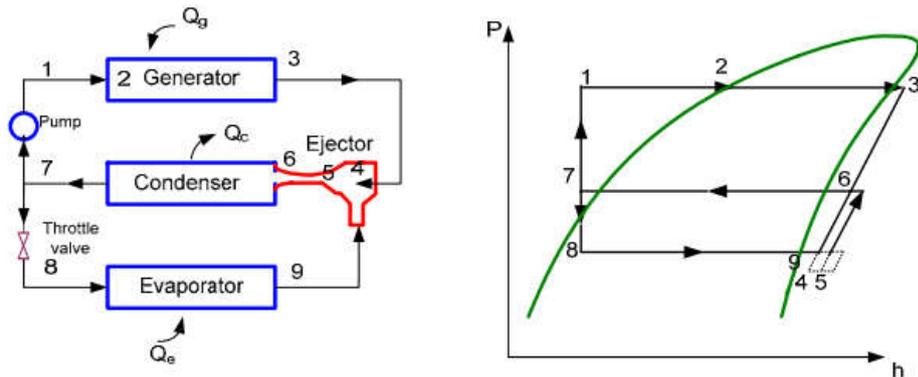


Figure .2. Cycle de réfrigération d'éjecteur [13].

Le modèle du sous-système de réfrigération d'éjecteur est basé sur les états thermodynamiques dans chaque point de fonctionnement. Le bilan énergétique au point du mélange de l'éjecteur peut être écrit comme:

$$(m_g + m_e)h_5 = m_g \cdot h_3 + m_e \cdot h_9 \quad (7)$$

L'efficacité isentropique du bec d'éjecteur est défini comme:

$$\eta_N = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4, is}} \quad (8)$$

L'efficacité isentropique du Diffuseur est donnée par :

$$\eta_D = \frac{h_{6, is} - h_5}{h_6 - h_5} \quad (9)$$

Le ratio de masse (ratio d'entraînement) est [13]:

$$\omega = \frac{m_e}{m_g} = \sqrt{(\eta_N \cdot \eta_D \left(\frac{h_3 - h_{4, is}}{h_{6, is} - h_5} \right)) - 1} \quad (10)$$

L'efficacité isentropique d'éjecteur est donnée par la relation suivante :

$$\lambda = \eta_N \cdot \eta_D \quad (11)$$

La ration de la compression est définie comme suite [13]:

$$r_p = \frac{P_c}{P_e} \quad (12)$$

La performance de sous-système de réfrigération à éjecteur est défini comme le rapport entre la capacité de refroidissement et la chaleur nécessaire entrée à l'éjecteur [13, 14].

$$COP_{ejc} = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{m_e(h_9 - h_8)}{m_g(h_3 - h_1)} \quad (13)$$

Pour la performance de la machine de réfrigération solaire à peut être présenté comme le produit de la performance de sous-système de réfrigération à éjecteur (COP_{ejc}) et l'efficacité de capteur solaire (concentrateur cylindro-parabolique CPC). Donc le rapport thermique du système est donné par la relation suivante [13, 14]:

$$STR = COP_{ejc} \cdot \eta_{th} \quad (14)$$

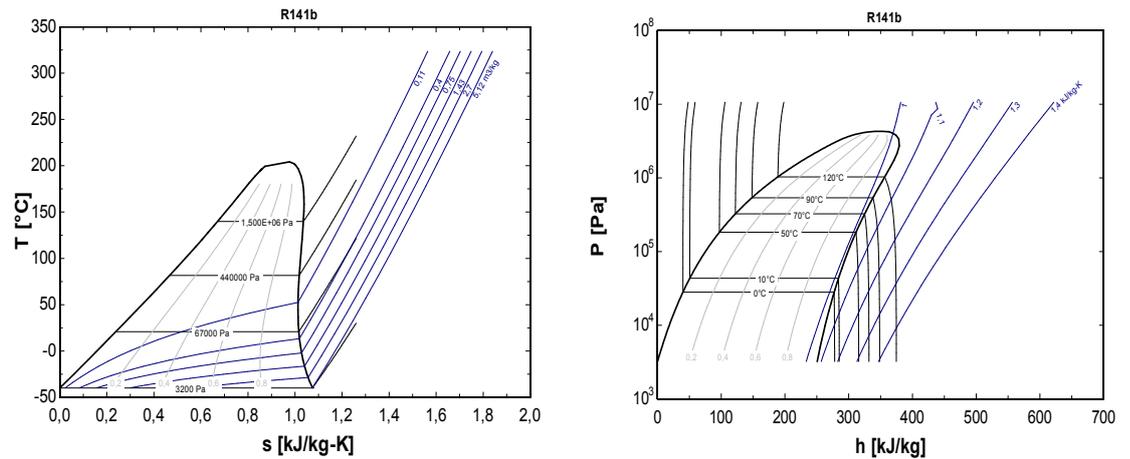
4. LE FLUIDE DE FONCTIONNEMENT

Les réfrigérants sont des matières très sensibles à la température, ils sont travaillés sur transport des températures de l'intérieur des chambres à l'extérieur des chambres, par exemple: dans le frigidaire le liquide de réfrigérant est évaporé dans l'évaporateur, c.-à-d. il est gagné quantité de chaleur, cette quantité est inspectée dans le condenseur. Ils possèdent plusieurs caractéristiques.

On peut être classifiés les réfrigérants à 04 groupes principaux comme suite:

- Groupe de Halo-carbonique : R12, R13, R113, R114, R134a, R141b, R142b ;
- Groupe d'hydrocarbure: méthane (R50), éthane (R170) et propane (R290) ;
- Les réfrigérants composés: R407A, R407B et R410A ;
- Autre réfrigérants: eau (R718), ammoniac (R717).

On utilise le fluide halo carbonique R141b (1,1-Dichloro-1-fluoroéthane) comme un fluide réfrigérant.



A : Diagramme de T-S

B : Diagramme de P-H

Figure .3. Les diagrammes de changement (liquide/vapeur) de R141b.

Pour une machine de performance maximale, elle est équipée par un éjecteur à section variable [15]. L'analyse d'équilibre particulier de sous-système du capteur solaire et le sous système de réfrigération d'éjecteur, comme représenté sur la figure suivante:

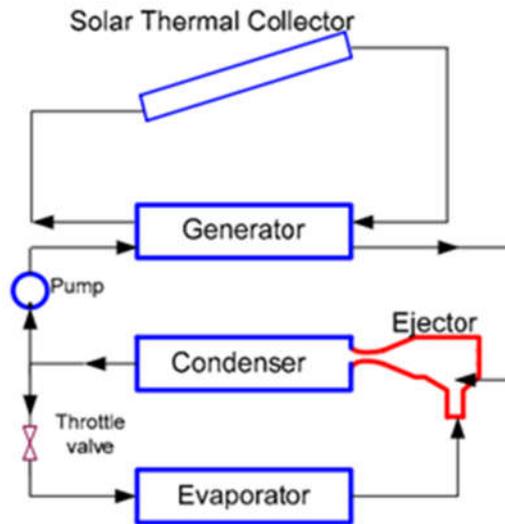


Figure .4. Système de réfrigération pour l'analyse d'équilibre.

Le but de cette étude est déterminer les paramètres qui sont affectée sur les diverses performances du système. L'analyse est exécutée par logiciel Engineering Equation Solver (EES), le modèle thermique solaire du capteur sans réservoir de stockage et chaudière auxiliaire. La simulation est exécutée sous les hypothèses suivantes:

- Le fluide de travail est considéré comme un fluide parfait avec paramètres (C_p) constants et γ ;
- L'énergie cinétique des flux primaire et secondaire est négligeable ;
- L'écoulement est stationnaire ;
- Les parois internes de l'éjecteur sont adiabatiques ;
- La sortie de l'éjecteur est reliée au condenseur.

5. RÉSULTATS ET INTERPRÉTATIONS

Grâce à cette étude, nous avons pu voir tous les résultats que nous les avons acquises. Nous avons vu les points qu'il est approprié.

La modélisation thermique du concentrateur cylindro-parabolique est faite par une procédure de calcul et programmation, pour cela nous avons élaboré un programme de calcul pour simuler le rendement thermique, la température de fluide à la sortie de l'absorbeur et le coefficient des pertes thermique. Pour calculer le rayonnement solaire direct (DNI) du lever jusqu'au coucher du soleil , on a élaboré un algorithme qui permet de simuler le rayonnement solaire direct par le modèle semi-empiriques de PERRIN de BRICHAMBAUT [16]. La figure (5) traduit le rayonnement solaire direct et le rendement thermique de notre concentrateur solaire pour le jour de 21 Juin en El Oued, Algérie.

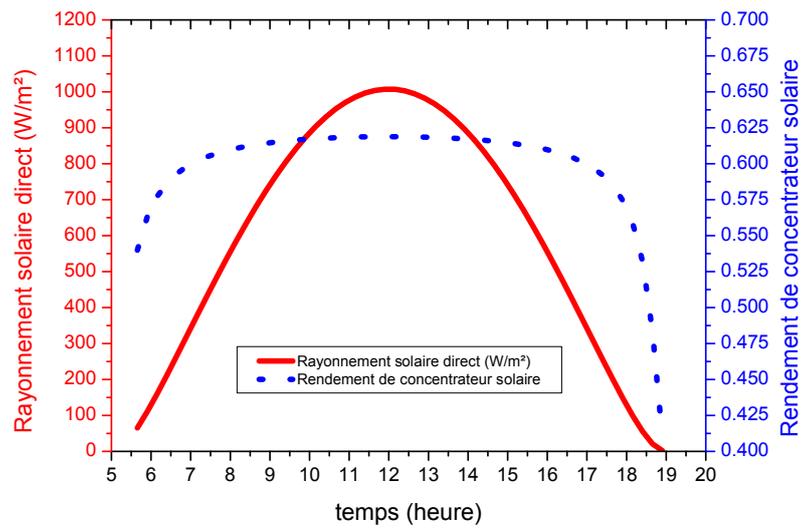


Figure .5. L'évolution du rayonnement solaire direct (DNI) [W.m⁻²] et le rendement thermique.

Le débit moyen d'eau à l'intérieur du tube absorbeur est égal à 0,015 kg.s⁻¹. La figure (6) représente l'évaluation de la température de fluide à la sortie de tube absorbeur, la température de l'absorbeur et la température de vitre en fonctions du temps.

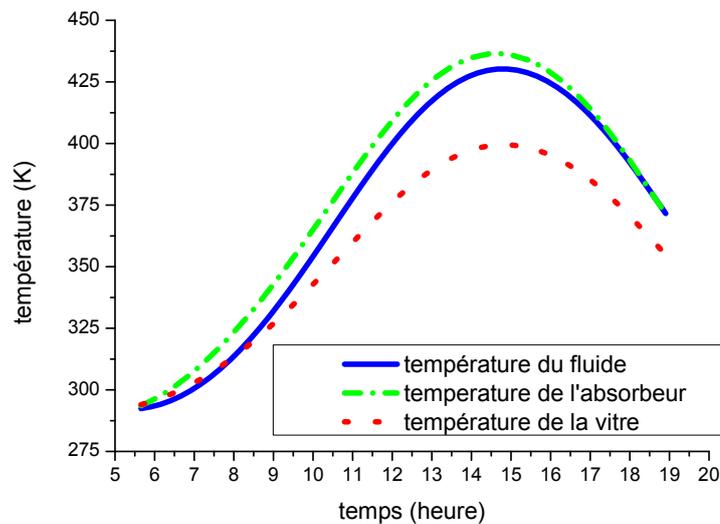


Figure .6. L'évolution de la température [K].

La figure (7) représente l'évolution du coefficient des pertes thermiques en fonction de la différence de température entre le tube absorbeur et l'ambiance pendant la journée de 21 Juin.

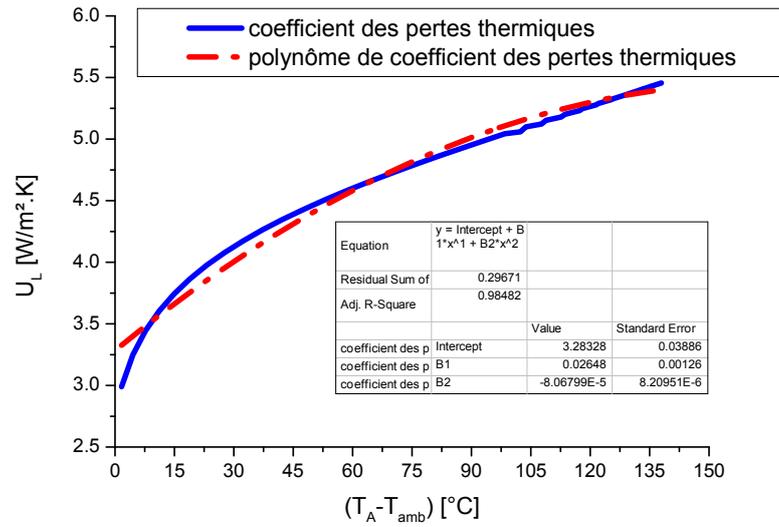


Figure .7. Évolution du coefficient des pertes thermiques.

Ici, nous allons prendre $T_g=80^\circ\text{C}$. La figure (8) représente l'évaluation de la performance globale de la machine de réfrigération solaire à éjecteur avec la variation de la température de l'évaporateur. Dans la même figure on montre l'efficacité thermique de concentrateur solaire en fonction de temps.

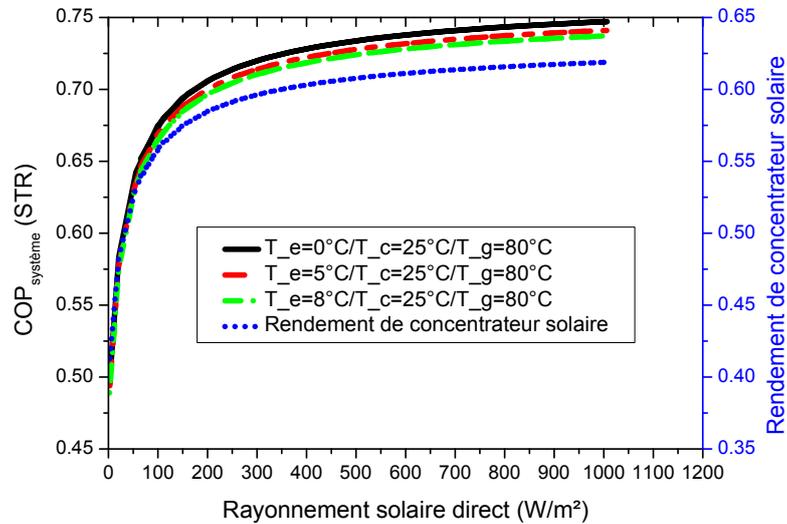


Figure .8. Évolution de la performance globale de la machine et l'efficacité thermique de collecteur.

Pour une température fixe du condenseur et évaporateur ($T_c=25^\circ\text{C}$ et $T_e=0^\circ\text{C}$), on suit l'évolution du STR en fonction de la température du générateur pour le fluide étudiée. L'influence de la température du générateur sur la performance de machine est bien exposée sur la figure (9).

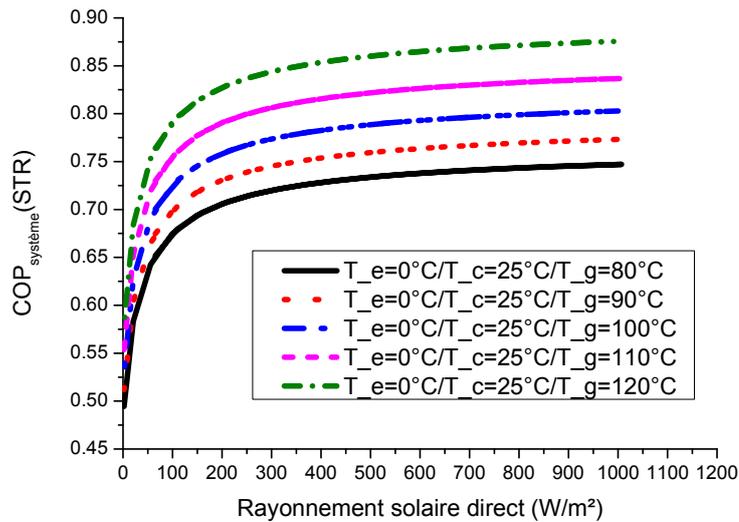


Figure .9. Évolution de la performance de la machine en fonction de Tg avec Te=0°C et Tc=25°C.

D'après les courbes (8 et 9), le COP_{système} (ou STR) varie automatiquement comme le COP en fonction des températures d'évaporateur, du condenseur et du générateur. D' autre part, on constate que le concentrateur cylindro-parabolique est très efficace pour obtenir un maximum de performance de la machine de réfrigération solaire à éjecteur. En général, la performance de l'éjecteur et ratio massique augmente quand la température du générateur augmente, et l'inverse pour l'efficacité du capteur solaire. Le réfrigérant (R141b) donnera une performance d'éjecteur très acceptable. La performance total du système (STR) est dépendant à (COPejc) et l'efficacité du capteur solaire. (STR) augmente quand la température de la génération et évaporation augmente et elle diminue quand la température de condensation augmente. La performance du cycle de réfrigération d'éjecteur ne dépend pas seulement par la température des générations ou les réfrigérants mais, elle dépend également par la géométrie de l'éjecteur. La géométrie de l'éjecteur dépend par le volume de vapeur du réfrigérant qui est détendu au cours de traverser l'éjecteur.

6. CONCLUSION

L'énergie solaire est une énergie propre, permanente, gratuite et abondante. L'Algérie est parmi les pays les plus ensoleillés du monde. Le rayonnement solaire constitue la ressource énergétique la mieux partagée sur la terre et la plus abondante, une partie de ce rayonnement peut être exploitée pour produire directement de la chaleur (solaire thermique) ou de l'électricité : c'est l'énergie solaire photovoltaïque. Le travail que nous avons présenté, nous a permis d'acquérir des connaissances très importantes sur les machines frigorifiques solaire à éjecteur. (R141b) est choisi comme fluide d'essai dans notre travail. Bien sûr dans la pratique, les quantités (charge) du refroidissement et le rayonnement solaire ne sont pas constantes. Les résultats obtenus sont très encourageants pour exploiter ce type des machines dans le domaine de climatisation solaire, Surtout dans les zones rurales et reculées, qui sont difficiles à fournir de l'énergie électrique. La recherche et le développement dans ce domaine sont nécessaires toujours pour maîtriser toutes les barrières telles que le manque d'expériences de conception, l'élévée de coût et l'efficacité.

7. REFERENCES

- [1] Wikipedia. El Oued, site web : http://fr.wikipedia.org/wiki/El_Oued, 22 décembre 2014.
- [2] M. GHODBANE, B. BOUMEDDANE, S. LARGOT, and N. E. HENIAT. Simulation Numérique d'un Concentrateur Cylindro-Parabolique en El Oued, Algérie. *International Journal of Scientific Research & Engineering Technology (IJSET)*, ISSN: 2356-5608, 3(2), 2015, pp. 68-74.

- [3] M. GHODBANE, B. BOUMEDDANE, N. MOUMMI, S. LARGOT, and H. BERKANE. Study and numerical simulation of solar system for air heating," *Journal of Fundamental and Applied Sciences*, 8(1), 2016, pp. 41-60. doi: <http://dx.doi.org/10.4314/jfas.v8i1.3>
- [4] M. GHODBANE and B. BOUMEDDANE, numerical modeling of a parabolic trough solar collector at Bouzaréah, Algeria," *International Journal of Chemical and Petroleum Sciences*, 4(2), 2015, pp. 11-25.
- [5] Wikipedia. Énergie solaire, site web : http://fr.wikipedia.org/wiki/%C3%89nergie_solaire, 15 mai 2015.
- [6] Al-Rubaian, A. I, Al-fares, and Hamad. Performance of single Axis tracking solar parabolic trough in Riyadh Saudi Arabia," presented at World renewable energy congress VIII, 2004.
- [7] J. R. Vaillant, *Utilisation et promesse de l'énergie solaire*, 1978.
- [8] A. Hepbasli and Z. Alsuhaibani. A key review on present status and future directions of solar energy studies and applications in Saudi Arabia," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(9), 2011, pp. 5021–5050. doi:10.1016/j.rser.2011.07.052
- [9] A. Fernández-García, E. Zarza, L. Valenzuela and M. Pérez. Parabolic-trough solar collectors and their applications," *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, 2010, pp. 1695–172. doi:10.1016/j.rser.2010.03.012
- [10] S. KALOGIROU. Thermal analysis of parabolic trough collectors," in *solar energy engineering- processes and systems, Thermal analysis of parabolic trough collectors*, 1st ed, 2009, pp. 199-202.
- [11] D. Y. GOSWAMI, F. KREITH, J. F. KREIDER. Off-Normal Incidence Effects : in *Principles of solar engineering*, Taylor & Francis, 2nd ed, 1999, pp. 139.
- [12] M. Li, L.L. Wang. Investigation of Evacuated Tube Heated by Solar Trough Concentrating System, *Energy Conversion and Management*, 47, 2006, pp. 3591 –3601. doi:10.1016/j.enconman.2006.03.003
- [13] W. Pridasawas and P. Lundqvist. A year-round dynamic simulation of a solar-driven ejector refrigeration system with iso-butane as a refrigerant, *International Journal of Refrigeration*, 30, 2007, pp. 840-850. doi:10.1016/j.ijrefrig.2006.11.012
- [14] W. Pridasawas and P. Lundqvist. An exergy analysis of a solar-driven ejector refrigeration system," *Solar Energy*, vol. 76, pp. 369–379, 2004. doi:10.1016/j.solener.2003.11.004
- [15] B. BOUMEDDANE and N. SAID. Influence des paramètres de fonctionnement sur les performances d'une installation de climatisation solaire à éjecteur, présenté dans 21^{ème} Congrès Français de Mécanique, Bordeaux, 26 au 30 août 2013,
- [16] M. GHODBANE, B. BOUMEDDANE, S. LARGOT. développement d'un programme informatique pour la simulation du rayonnement solaire reçu par une surface inclinée," présenté dans la journée d'étude sur les énergies renouvelables et leurs applications, Université d'El Oued, Avril 2015.