

Analyse énergétique et exergoéconomique d'un nouveau système solaire combiné (ORC - Système frigorifique à éjection)

Energy and exergoeconomic analysis of a new solar combined system (ORC - Refrigeration ejection system)

Rania HAMMEMI^{1*}, Mouna ELAKHDAR¹, Ezzedine NEHDI¹

¹UR Energétique & Environnement – ENIT BP 37 Le Belvédère 1002, Tunis, TUNISIE

Fax : 216 71 872 729

*(auteur correspondant: raniahammemi75@yahoo.com)

Résumé– Ce travail présente une analyse énergétique, exergetique et exergoéconomique d'un système solaire combiné (ORC - Système frigorifique à éjection). Un modèle mathématique du concentrateur cylindro-parabolique permettant le contrôle de la température de sortie du fluide caloporteur est établi. Les résultats de simulation du récepteur solaire qui sont calculés heure par heure du lever du soleil jusqu'au coucher, sont introduits dans la simulation du système. Le langage de programmation utilisé est EES (Engineering Equation Solver). Les fluides étudiés sont R601a, R141b, R123 et R245fa.

Mots-clés : Système combiné ; ORC ; Système frigorifique à éjection ; concentrateur cylindro-parabolique ; analyse exergoéconomique.

Abstract – This work presents an energetic, exergetic and exergoeconomic analysis of a solar combined system (ORC - Ejector Refrigeration System). A mathematical model of the solar parabolic trough allowing the control of the temperature of the heat transfer fluid is established. The simulation results of the solar receiver, which are calculated hourly from sunrise to sunset, are used in the system simulation. The programming language used is EES (Engineering Equation Solver). The fluids studied are R601a, R141b, R123 and R245fa.

Keywords: Combined system; ORC; Ejector Refrigeration System; parabolic trough; exergoeconomic analysis.

Nomenclature

<i>Symboles</i>		<i>Int</i>	interne
A	surface, m ²	<i>Ext</i>	externe
COP	coefficient de performance	<i>Amb</i>	ambiant
C_p	Chaleur spécifique à pression constante, kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹	<i>cond</i>	condenseur
h	enthalpie, kJ.kg ⁻¹	<i>e</i>	évaporateur
\dot{m}	Débit massique, kg.s ⁻¹	<i>ejec</i>	éjecteur
P	pression, bar	<i>ger</i>	générateur de vapeur
q	Chaleur massique, kJ.kg ⁻¹	<i>turb</i>	turbine
\dot{Q}	Flux de chaleur échangé, kW	<i>pré</i>	préchauffeur
s	entropie, kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹	<i>dét</i>	détendeur
T	Température, K	<i>tot</i>	valeur totale
\dot{W}_{Turb}	Le travail produit, kW	0	Etat de référence
R_{glob}	Rayonnement global	F	combustible (fuel)
c	Coût par unité d'exergie, \$/kWh	<i>in</i>	entrée
\dot{C}	Taux du coût, \$/h	<i>out</i>	sortie
CRF	Facteur d'amortissement	P	produit
		k	chaque composant
		D	détruite

i Taux d'intérêt
 \dot{E} Taux d'exergie
 \dot{Z} Taux du coût d'investissement de composants (\$/h)

Indices

A absorbeur
 V vitre
 F fluide

Lettres grecques

ρ Masse volumique kg / m^3
 Δ Relatif à la variation d'un paramètre
 Δz Elément de longueur du tube absorbeur
 η efficacité ou rendement
 ε Efficacité exergetique

1. Introduction

Dans le but de contribuer à la valorisation de l'énergie solaire et au développement des systèmes énergétiques, nous nous sommes intéressés à l'étude du système combiné, ORC- cycle à éjection afin d'examiner l'opportunité d'un tel système. L'utilisation de l'énergie solaire dans les cycles combinés a été étudiée par plusieurs chercheurs. Dai et al. [1] ont présenté un nouveau système combiné ORC/système à éjection fonctionnant avec le R123 comme fluide frigorigène et utilisant de la chaleur à basse enthalpie. Une modification de ce cycle a été introduite par Wang et al. [2] pour améliorer ses performances et obtenir de meilleurs résultats, [3].

Notre étude est réalisée en deux parties. Dans la première partie, nous avons développé une analyse thermodynamique du système basée sur les principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Un modèle mathématique du concentrateur cylindro-parabolique permettant le contrôle de la température de sortie du fluide caloporteur est établi. Les résultats de simulation du récepteur solaire cylindro-parabolique qui sont calculés heure par heure du lever du soleil jusqu'au coucher, sont introduits dans la simulation du système combiné (ORC - Système frigorifique à éjection). Dans la deuxième partie, nous présentons une analyse exergoéconomique du système. Le langage de programmation utilisé est EES (Engineering Equation Solver). Les fluides utilisés dans la première partie sont le R123, le R141b, le R245fa et le R601a

2. Description du système solaire combiné (ORC-Système à éjection)

Le système solaire combiné ORC- Système à éjection est représenté sur la figure 1. La figure 2 représente le cycle thermodynamique du système combiné dans le diagramme (P, h).

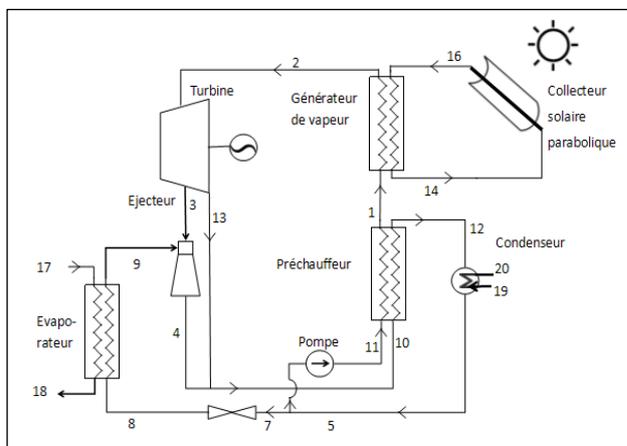


Figure 1 : Schéma de principe du système combiné

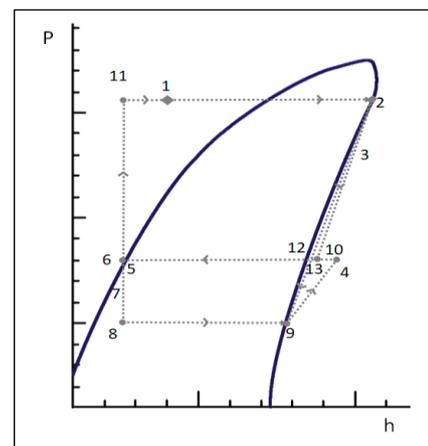


Figure 2 : Diagramme (P,h) du cycle

Au niveau du générateur, la vapeur à haute température et haute pression est générée par absorption de la chaleur à partir du collecteur solaire parabolique, où il circule le fluide caloporteur (état 16). La vapeur surchauffée sortant du générateur (état 2) passe dans la turbine afin d'être détendue produisant ainsi de l'énergie mécanique. La vapeur extraite de la turbine

(état 3) appelée fluide primaire est admise à l'entrée de la tuyère motrice de l'éjecteur qui convertit son enthalpie en énergie cinétique. Arrivée dans l'éjecteur, le fluide primaire entraîne par frottement le fluide secondaire issu de l'évaporateur (état 9). Les deux flux entrent ensuite dans la tuyère secondaire où après mélange, ils sont comprimés dans le diffuseur. Une nouvelle pression, comprise entre la pression à l'extraction de la turbine et la pression d'évaporation, est établie (état 4). La vapeur complètement détendue dans la turbine (état 13) est mélangée avec celle sortant de l'éjecteur (état 10). Un préchauffeur permet de préchauffer le fluide venant de la pompe. Le préchauffeur permet de réduire la puissance du condenseur et du bouilleur. A la sortie du préchauffeur (état 12), le mélange est condensé et sous-refroidi (état 5) en cédant de la chaleur au milieu extérieur. Le liquide ainsi obtenu est divisé en deux courants. Un premier courant arrive à la pompe (état 6), qui le comprime jusqu'à la pression du bouilleur (état 11), le deuxième courant (état 7) passe par le détendeur (état 8) puis produit l'effet frigorifique souhaité en se vaporisant dans l'évaporateur (état 9).

3. Analyse énergétique du système solaire combiné

3.1. Analyse énergétique du système combiné

L'analyse thermodynamique a été élaborée pour étudier le comportement du système combiné en utilisant les équations de conservation de la masse et de l'énergie. Les équations thermodynamiques pour chaque composant du cycle sont données dans le tableau 1 :

Composant	Equation
Evaporateur	$\dot{Q}_e = \dot{m}_9(h_9 - h_8)$
Condenseur	$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_5(h_{12} - h_5)$
Détendeur	$h_8 = h_7$
Ejecteur	$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_4 h_4$
Pompe	$\dot{W}_{pompe} = \dot{m}_2(h_{11} - h_6)$
Turbine	$\dot{W}_{Turb} = \dot{m}_2(h_2 - h_3) + \dot{m}_{13}(h_3 - h_{13})$
Préchauffeur	$\dot{Q}_{pré} = \dot{m}_{11}(h_1 - h_{11})$
Générateur de vapeur	$\dot{Q}_{ger} = \dot{m}_2(h_2 - h_1)$
Coefficient de performance	$COP = \frac{\dot{Q}_e + \dot{W}_{Net}}{\dot{Q}_{ger}}$
	$\dot{W}_{Net} = \dot{W}_{Turb} - \dot{W}_{pompe}$
Efficacité thermique	$\eta_{Thermal} = \frac{\dot{W}_{Turb}}{\dot{Q}_{ger}}$

Tableau 1 : Equation thermodynamique pour chaque composant

Pour prédire le taux d'entraînement et la pression à la sortie de l'éjecteur, nous avons utilisé le modèle de mélange à section constante en régime de transition (RT) de l'éjecteur développé par Elakhdar et al. [4]. Le RT donne les performances optimales de l'éjecteur [5,6]

3.2. Bilan thermique et énergétique du concentrateur solaire cylindro-parabolique

Le collecteur de chaleur cylindro-parabolique est constitué d'un absorbeur tubulaire en acier inoxydable à l'intérieur d'une enveloppe en verre. Le tube absorbeur reçoit le rayonnement solaire, qui est réfléchi par les miroirs paraboliques. L'énergie thermique, sous forme de chaleur, est transférée au fluide caloporteur (eau) pendant qu'elle circule dans le tube absorbeur. Les échanges thermiques dans une tranche du collecteur cylindro-parabolique sont donnés sur la figure 3. A partir des bilans énergétiques du fluide, de l'absorbeur et de la vitre développés dans

notre travail précédent [6], nous avons établi les équations différentielles des trois températures : température de la vitre, température de l'absorbeur et température du fluide caloporteur, (Tableau 2).

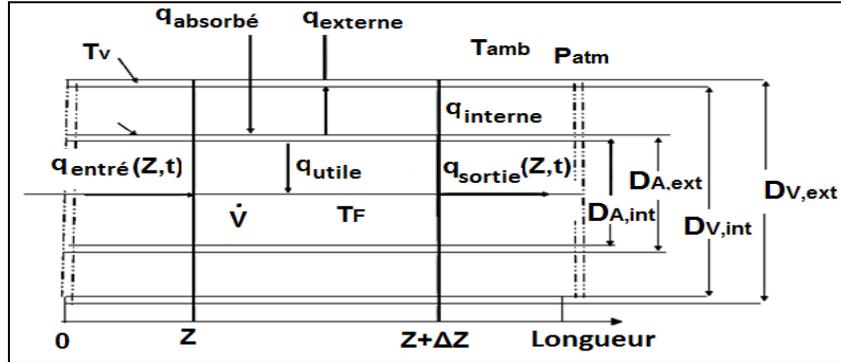


Figure 3 : Bilan thermique sur une tranche du collecteur cylindro-parabolique

Élément	Bilan énergétique	Conditions initiales et aux limites :
Fluide	$\rho_F c_F A_{A,int} \frac{\partial T_F(z,t)}{\partial t} = -\rho_F c_F \dot{V} \frac{\partial T_F(z,t)}{\partial z} + q_{utile}(z,t)$	$\begin{aligned} T_F(0,t) &= T_{F,entrée}(t) = T_{amb}(t) \\ T_F(z,t) &= T_{F,initial}(t) = T_{amb}(0) \end{aligned}$
Absorbeur	$\begin{aligned} \rho_A c_A A_A \frac{\partial T_A(z,t)}{\partial t} &= q_{absorbé}(t) - q_{int}(z,t) \\ &\quad - q_{utile}(z,t) \end{aligned}$	$\begin{aligned} T_A(z,0) &= T_{A,initial}(z) = T_{amb}(0) \end{aligned}$
Vitre	$\rho_V c_V A_V \frac{\partial T_V(z,t)}{\partial t} = q_{int}(z,t) - q_{ext}(z,t)$	$\begin{aligned} T_V(z,0) &= T_{V,initial}(z) = T_{amb}(0) \end{aligned}$

Tableau 2 : Bilans énergétiques du fluide, de l'absorbeur et de la vitre

4. Analyse exergetique du système solaire combiné

Le taux d'exergie physique de tout système fermé est lié aux différences d'entropie et d'enthalpie du réfrigérant par rapport à un certain état de référence à une température et une pression donnée (T_0, P_0), et est estimé comme suit [7]:

$$\dot{E}_{ph} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (1)$$

Où, h et s sont l'enthalpie et l'entropie spécifiques du réfrigérant. L'équation du bilan exergetique pour chaque composant du système est donné comme suit [7,8] :

$$\dot{E}_{F,k} = \dot{E}_{P,k} + \dot{E}_{D,k} \quad (2)$$

Avec : \dot{E}_F , \dot{E}_P , \dot{E}_D sont les taux d'exergie combustible, exergie produite et exergie détruite respectivement.

L'efficacité exergetique du système est définie comme étant le rapport entre l'exergie produite ($\dot{E}_{P,tot}$) et l'exergie combustible ($\dot{E}_{F,tot}$)

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_{P,tot}}{\dot{E}_{F,tot}} \quad (3)$$

Les exergies produite, combustible et détruite pour chaque composant sont données dans le tableau 3.

Composant	Exergie produite	Exergie combustible
Évaporateur	$\dot{E}_{P,e} = \dot{E}_{18} - \dot{E}_{17}$	$\dot{E}_{F,e} = \dot{E}_8 - \dot{E}_9$
Condenseur	$\dot{E}_{P,cond} = \dot{E}_{20} - \dot{E}_{19}$	$\dot{E}_{F,cond} = \dot{E}_{12} - \dot{E}_5$
Détendeur	$\dot{E}_{P,dét} = \dot{E}_8$	$\dot{E}_{F,dét} = \dot{E}_7$
Ejecteur	$\dot{E}_{P,éjec} = \dot{E}_4$	$\dot{E}_{F,éject} = \dot{E}_3 + \dot{E}_9$
Pompe	$\dot{E}_{P,pompe} = \dot{E}_{11} - \dot{E}_6$	$\dot{E}_{F,pompe} = \dot{W}_P$
Turbine	$\dot{E}_{P,turb} = \dot{W}_{Turb}$	$\dot{E}_{F,turb} = \dot{E}_2 - \dot{E}_{13} - \dot{E}_3$
Préchauffeur	$\dot{E}_{P,pré} = \dot{E}_1 - \dot{E}_{11}$	$\dot{E}_{F,pré} = \dot{E}_{12} - \dot{E}_{10}$
Générateur de vapeur	$\dot{E}_{P,ger} = \dot{E}_2 - \dot{E}_1$	$\dot{E}_{F,ger} = \dot{E}_{16} - \dot{E}_{14}$
Système total	$\dot{E}_{P,tot} = \dot{E}_{P,e} + \dot{W}_{Net}$	$\dot{E}_{F,tot} = \dot{E}_{P,tot} + \sum \dot{E}_{D,k} + \dot{E}_{L,tot}$

Tableau 3: Bilan exergétique du cycle

5. Analyse économique du système solaire combiné

L'analyse économique du cycle est basée sur la méthode du besoin en recettes totales noté TRR [7] :

La valeur nivelée des frais financiers noté CC_L annuelle est calculée comme suit :

$$CC_L = (\text{Investissement total en capital}) * CRF \quad (4)$$

Où CRF est le facteur d'amortissement noté aussi « capital recovery factor » qui est donné par :

$$CRF = \frac{i(i+1)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (5)$$

Dans cette équation, le taux d'intérêt est i , supposé égal à 12 % dans ce travail, tandis que n est la durée de vie et elle est égal à 15 ans [8]. Le taux de coût total pour le k ième composant sera obtenu en additionnant le capital d'investissement (\dot{Z}_k^{CI}), l'exploitation et l'entretien (\dot{Z}_k^{OM}) :

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} \quad (6)$$

Où, \dot{Z}_k^{CI} et \dot{Z}_k^{OM} peuvent être calculés comme suit :

$$\dot{Z}_k^{CI} = \frac{CC_L}{\tau} \frac{PEC_k}{\sum_n PEC_n} \quad (7)$$

$$\dot{Z}_k^{OM} = \frac{OMC_L}{\tau} \frac{PEC_k}{\sum_n PEC_n} \quad (8)$$

Où, le coût nivelé annuel de fonctionnement et de maintenance noté OMC_L [8], τ est la durée annuelle totale (7000h) de fonctionnement du système à pleine charge. PEC_k indique le coût de l'équipement acheté du k ième composant.

6. Analyse exergoéconomique du système solaire combiné

L'analyse exergoéconomique est l'un des principaux outils utiles pour identifier et évaluer le coût des composants du système de réfrigération. Cette analyse est réalisée en développant le bilan des coûts des différents composants du système et en ajoutant des équations auxiliaires.

Nous pouvons écrire la relation entre les coûts totaux et le coût du produit du système comme suit [8,9] :

$$\Sigma \dot{C}_{out,k} = \Sigma \dot{C}_{in,k} + \dot{Z}_k \quad (9)$$

L'équation précédente peut être simplifiée comme suit :

$$\dot{C}_{P,k} = \dot{C}_{F,k} + \dot{Z}_k \quad (10)$$

$$c_{P,k} \dot{E}_{P,k} = c_{F,k} \dot{E}_{F,k} + \dot{Z}_k \quad (11)$$

$\dot{C}_{P,k}$ et $\dot{C}_{F,k}$ sont les coûts associés au produit et au combustible ; $c_{P,k}$ et $c_{F,k}$ sont les coûts par unité d'exergie du produit et du combustible.

Le coût unitaire total du produit $c_{p,tot}$ est : [8,9,10]

$$c_{p,tot} = \frac{\dot{C}_{P,tot} + \dot{C}_{L,tot}}{\dot{E}_{P,tot}} \quad (12)$$

Le bilan de coût pour chaque composant du cycle est donné dans le tableau 4, [10,11]

Composant	Bilan de coût	Equations auxiliaires
Evaporateur	$\dot{C}_9 + \dot{C}_{18} = \dot{C}_8 + \dot{C}_{17} + \dot{Z}_{\text{evaporateur}}$	$c_{17} = 0 ; c_8 = c_9$
Condenseur	$\dot{C}_{20} + \dot{C}_5 = \dot{C}_{19} + \dot{C}_{12} + \dot{Z}_{\text{condenseur}}$	$c_{19} = 0 ; c_{12} = c_5$
Détendeur	$\dot{C}_8 = \dot{C}_7 + \dot{Z}_{\text{détendeur}}$	$c_7 = c_5$
Ejecteur	$\dot{C}_4 = \dot{C}_9 + \dot{C}_3$	-
Pompe	$\dot{C}_{11} = \dot{C}_6 + \dot{C}_{w,pompe} + \dot{Z}_{\text{pompe}}$	$c_{w,pompe} = 10 \$/GJ$
Turbine	$\dot{C}_3 + \dot{C}_{13} + \dot{C}_{w,turb} = \dot{C}_2 + \dot{Z}_{\text{turbine}}$	$c_{w,turb} = 10 \$/GJ ;$ $c_2 = c_3 ; c_2 = c_{13}$
Préchauffeur	$\dot{C}_{12} + \dot{C}_1 = \dot{C}_{11} + \dot{C}_{10} + \dot{Z}_{\text{préchauffeur}}$	-
Générateur de vapeur	$\dot{C}_{14} + \dot{C}_2 = \dot{C}_{16} + \dot{C}_1 + \dot{Z}_{\text{générateur}}$	$c_{14} = c_{16} ; c_{16} = 15.24 \$/GJ$
Point de division	$\dot{C}_6 = \dot{C}_{13} + \dot{C}_4$ $\dot{C}_5 = \dot{C}_6 + \dot{C}_7$	-

Tableau 4: Bilan de coût pour chaque composant du cycle

7. Résultats et discussions

Les programmes de simulation sont écrits en langage EES. Le capteur solaire est étudié sous diverses conditions afin d'étudier l'influence des données météorologiques sur la température du fluide (T_F) du capteur solaire parabolique (eau). Les résultats de la simulation du capteur solaire cylindro-parabolique sont calculés sur une base horaire du lever au coucher du soleil. La variation horaire de la température du fluide caloporteur T_F et le rayonnement global R_{glob} , estimés pour le 21 juin, sont donnés sur la figure 4. Il est clair que la variation horaire de T_F dépend du rayonnement global. Le fluide récupère l'énergie thermique, sous forme de chaleur et la transfère afin qu'elle puisse être utilisée dans le système. On peut voir que la température du fluide la plus élevée, générée est obtenue entre 01:00 et 03 :00 pm.

La variation horaire de la température (T_F) est ensuite utilisée dans la simulation du système combiné. Les fluides étudiés sont le R601a, R141b, R123 et R245fa avec une température d'évaporation égale à 2 °C, un taux d'extraction égale à 0.3 et un taux d'expansion de la turbine égale à 2. La température du fluide caloporteur la plus élevée égale à 141,2 °C. Les performances du système complet sont étudiées sur la journée du 21 juin.

L'influence de la nature du réfrigérant sur le COP et la puissance générée par la turbine W_{turb} est donnée par la figure 5. Cette étude comparative permet de caractériser le meilleur fluide pour le système étudié. On constate que le fluide frigorigène R601a donne un COP supérieur d'environ 20 % à celui des autres fluides étudiés et le R123 donne la puissance produite la plus élevée. Les meilleures performances sont obtenues entre 1 :00 et 3 :00 pm de la journée.

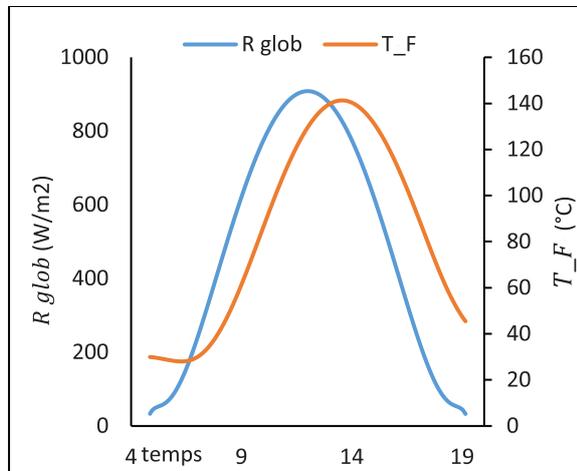


Figure 4: Variation horaire du rayonnement globale et la température du fluide

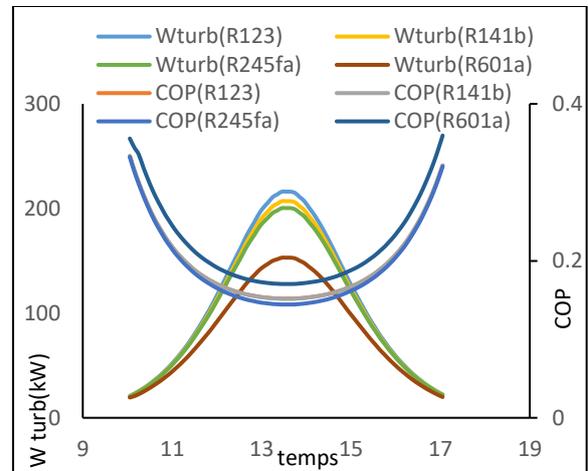


Figure 5: Variation horaire et effet de la nature du fluide sur le COP et travail de la turbine

Pour les résultats de l'analyse exergoéconomique on a opté pour le fluide le plus performant : R601a. La figure 6 donne la variation horaire de l'exergie détruite totale et l'efficacité exergétique du système. On remarque que l'exergie détruite et l'efficacité exergétique du système sont proportionnelles. Elles augmentent au milieu de la journée. Ces fluctuations sont dues à l'état du rayonnement solaire. D'après la figure 7, représentant la variation horaire du coût total du produit, on remarque que le taux du coût total du système atteint le montant le plus élevé au début et à la fin de la journée et la plus faible valeur entre 1 :00 et 3 :00 pm. En ce qui concerne l'aspect thermodynamique, l'efficacité exergétique du système atteint sa valeur la plus basse au début et à la fin de la journée ainsi que la valeur la plus élevée en milieu de la journée, qui est inversement proportionnel au coût total d'exergie.

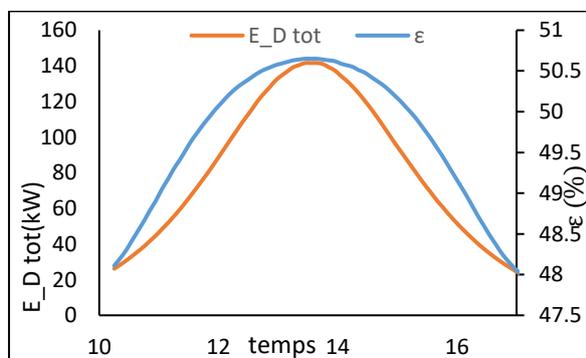


Figure 6 : Variation horaire de l'exergie détruite et l'efficacité exergétique

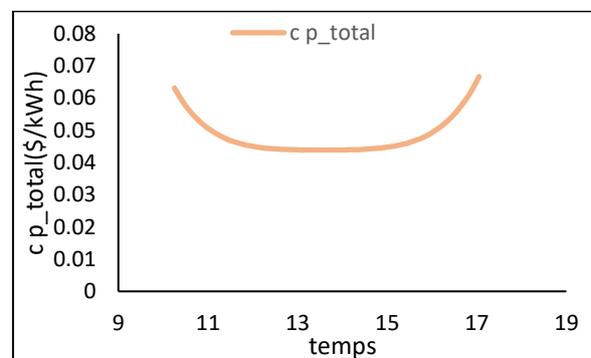


Figure 7 : Variation horaire du coût total du produit

8. Conclusion :

Dans le présent travail, nous avons étudié la mise en œuvre de l'énergie solaire dans un système de réfrigération à éjecteur combiné avec un cycle organique de Rankine pour la

production simultanée du froid et de l'électricité. Dans de tels systèmes, l'intensité du rayonnement solaire influence la quantité de froid et de puissance produites. Le modèle présenté dans ce travail permet, pour des paramètres de fonctionnement et une puissance frigorifique connues, d'évaluer le système d'un côté énergétique, exergetique et exergoéconomique. La variation horaire de la température du fluide caloporteur du concentrateur cylindro-parabolique a été utilisée dans la simulation du système combiné pour évaluer les performances en utilisant les fluides frigorigènes R601a, R123, R245fa et R141b comme fluides de travail. Le fluide R601a a donné le meilleur COP. Une efficacité exergetique importante et un coût total du système faible ont été obtenus lorsque le rayonnement solaire est important.

Références :

- [1] Dai, Y., Wang, J., & Gao, L. (2009). *Exergy analysis, parametric analysis and optimization for a novel combined power and ejector refrigeration cycle*. *Applied Thermal Engineering*, 29(10), 1983–1990.
- [2] Wang, J., Dai, Y., & Sun, Z. (2009). *A theoretical study on a novel combined power and ejector refrigeration cycle*. *International Journal of Refrigeration*, 32(6), 1186–1194.
- [3] Bellos, E., & Tzivanidis, C. (2018). *Investigation of a hybrid ORC driven by waste heat and solar energy*. *Energy Conversion and Management*, 156, 427–439.
- [4] Elakhdar, M., Nehdi, E., Kairouani, L., & Tounsi, N. (2011). *Simulation of an ejector used in refrigeration systems*. *International Journal of Refrigeration*, 34(7), 1657–1667.
- [5] Nahdi, E., Champoussin, J. C., Hostache, G., & Chéron, J. (1993). *Les paramètres géométriques optima d'un éjecto-compresseur frigorifique*. *International Journal of Refrigeration*, 16(1), 67–72.
- [6] Elakhdar, M., Landoulsi, H., Tashtoush, B., Nehdi, E., & Kairouani, L. (2019). *A combined thermal system of ejector refrigeration and Organic Rankine cycles for power generation using a solar parabolic trough*. *Energy Conversion and Management*, 199, 111947.
- [7] A., Bejan, G., Tsatsaronis, 1996. *Thermal design and optimization*. John Wiley & Sons 9
- [8] Fazelpour, F., & Morosuk, T. (2014). *Exergoeconomic analysis of carbon dioxide transcritical refrigeration machines*. *International Journal of Refrigeration*, 38, 128–139.
- [9] Yao, E., Wang, H., Wang, L., Xi, G., & Maréchal, F. (2017). *Multi-objective optimization and exergoeconomic analysis of a combined cooling, heating and power based compressed air energy storage system*. *Energy Conversion and Management*, 138, 199–209.
- [10] K.Megdouli, H.Sahli, B.M.Tashtoush, E.Nahdi, L.Kairouani. (2019). *Theoretical research of the performance of a novel enhanced transcritical CO2 refrigeration cycle for power and cold generation* *Energy Conversion and Management*, 201, 112-139.
- [11] Ahmadi, P., & Dincer, I. (2018). *1.8 Exergoeconomics*. *Comprehensive Energy Systems*, 340–376.