



Etude exergetique d'un système combiné solaire utilisant un concentrateur cylindro-parabolique

Hanene LANDOULSI^{(1) +}, Mouna ELAKHDAR^{(2) +}, Ezzedine NEHDI^{(3) +}, Lakdar KAIROAUNI^{(4) +}

⁺ Unité de Recherche Energétique et Environnement

Ecole Nationale d'ingénieurs de Tunis

BP 37, Le Belvédère 1002, Tunis, Tunisie

(1) landoulsi.hanene@hotmail.com

(2) lakdarmouna@yahoo.fr

(3) nehdi_ezzedine@yahoo.fr

(4) lakdar_kairouani@yahoo.fr

Résumé : Ce travail présente une étude exergetique d'un système thermique solaire combiné utilisant un récepteur solaire cylindro-parabolique. Le cycle proposé combine le cycle de Rankine et le cycle de réfrigération à éjecteur par l'ajout d'une turbine entre le générateur de vapeur et l'éjecteur.

Une simulation a été effectuée pour évaluer les performances du cycle en utilisant le R601a, R123, R141b et le R245fa comme fluides de travail. Le langage de programmation est le FORTRAN et les propriétés thermophysiques des fluides frigorigènes sont évaluées en utilisant la base de données REFPROP V 9.0. L'étude montre que le R601a donne une efficacité exergetique de 33%. Les résultats de la simulation du récepteur solaire cylindro-paraboliques sont introduits dans la simulation du cycle combiné afin de calculer les pertes d'exergie dans les différents éléments du système. L'influence des paramètres thermodynamiques sur l'efficacité exergetique du système est étudiée. Les résultats trouvés montrent que le collecteur solaire est le responsable de la plus grande partie des pertes d'exergie dans le système.

Mots clés : Cycle combiné, bilan exergetique, éjecteur, énergie solaire, capteur solaire cylindro-parabolique, cycle de Rankine, Efficacité exergetique

1. Introduction

L'analyse des performances des diverses technologies conduit de manière classique à calculer leurs bilans énergétiques. Ces bilans découlent directement des applications liées au premier principe de la thermodynamique et qui ne prend pas en compte que les quantités d'énergies sans aucune référence à la qualité qui est y associé selon le deuxième principe.

Le second principe de la thermodynamique introduit le concept d'entropie qui caractérise les irréversibilités produites lors des transformations de l'énergie. Cette entropie était l'étude de certains scientifiques tels que Bejan [1], Graveland [2] et Wang et al [3] qui ont cherché à minimiser cette entropie. Cette dernière étude est de plus en plus utilisée pour le dimensionnement des systèmes énergétiques.

Dans certains domaines, on préfère substituer à l'entropie, l'exergie, qui est une grandeur plus facile à utiliser. L'exergie est définie comme la part théoriquement mécanisable d'une quantité d'énergie donnée. Par contre, l'énergie contenue dans une masse d'eau chauffée ne peut être convertie en énergie mécanique qu'avec un faible rendement. Cette opération engendre beaucoup de pertes. Alors la notion d'exergie permet donc, d'une part, de mesurer la qualité de l'énergie et d'autre part de définir de nouveaux rendements révélateurs de l'efficacité réelle des systèmes énergétiques.

La théorie de l'exergie a comme avantage de quantifier la qualité thermodynamique d'un système quelconque, que se soit ouvert ou fermé, en régime dynamique ou non. Grâce aux bilans exergetiques, l'exergie est de plus en plus acceptée comme l'outil privilégié pour comparer et optimiser les cycles thermodynamiques.

Shukuya [4] a présenté une introduction à l'exergie et ses calculs pour bien s'approfondir dans l'étude des systèmes à basse température de chauffage et à haute température de refroidissement. On trouve aussi une œuvre de Heyen [5] qui présente l'analyse exergetique de différents systèmes industriels.

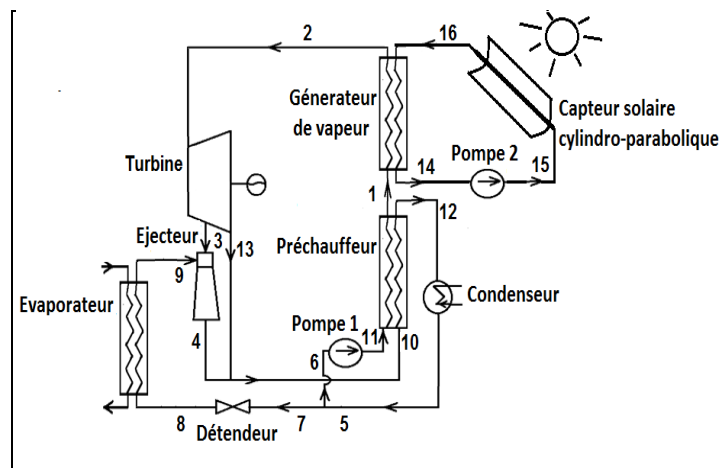
L'étude exergetique a attirée l'attention de plusieurs chercheurs [6,7,8] qui se sont intéressés à l'étude des systèmes combinés à éjecteur.

Dans ce travail on va s'intéresser à dresser un bilan exergetique au système thermique combiné utilisant l'énergie solaire. En se basant sur le bilan exergetique effectué, l'influence des paramètres thermodynamiques et de la géométrie de l'éjecteur sur l'efficacité exergetique du système a été étudiée pour différents fluides de travail.

2. Description du système

Le schéma du système combiné solaire est donné par la Figure 1, et il est composé de deux sous-systèmes:

- Le sous-système solaire (concentrateur cylindro-parabolique étudié dans le chapitre précédent).
- Le sous-système combiné qui combine le cycle de Rankine et le cycle de réfrigération à éjecteur.



• Figure 1 : Schéma de principe d'un système thermique solaire combiné

La vapeur surchauffée qui s'échappe du générateur (état 2) est détendue isentropiquement dans la turbine, et donc on aura la production d'une puissance. La vapeur soutirée de la turbine s'appelle fluide primaire ou moteur (état 3), elle se détend encore une fois dans la tuyère primaire de l'éjecteur. A la sortie, le fluide primaire à grande vitesse entraîne le fluide secondaire provenant de l'évaporateur (état 9). Ensuite, les flux primaire et secondaire se mélangent dans la chambre de mélange. Une première augmentation de pression, due à la formation d'une onde de choc, a lieu dans la chambre de mélange suivie d'une seconde due à la compression dans le diffuseur. Une nouvelle pression, comprise entre la pression de soutirage et la pression de l'évaporateur, est établie.

A la sortie de la turbine (état 10), le fluide qui s'échappe pénètre dans le condenseur afin d'être condensé puis pompé au niveau de la pompe 2 (état 6). Dans le mélangeur le fluide sortant de l'éjecteur (état 4) se joint à celui qui provient du condenseur (état 5) et forme un liquide à l'état saturé (état 11).

Finalement, une partie du mélange (état 11) se dirige vers l'évaporateur à travers un détendeur (état 8) afin de produire l'effet frigorifique tandis que le reste du liquide retourne au générateur de vapeur par l'intermédiaire de la pompe 1 (état 1).

Ce système met en jeu trois types d'énergies: l'énergie solaire (les radiations solaires), l'énergie thermique et l'énergie mécanique.

L'exergie de chaque point d'état peut être considérée comme:

$$Ex_i = m[(h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)] \quad (1)$$

3. Hypothèses :

Les hypothèses suivantes sont adoptées afin de calculer l'exergie de chaque point d'état :

- On suppose que seules les forces physiques sont utilisées pour la combustion gaz et à vapeur flux.
- Les exergies cinétiques ainsi que potentielles des matériaux sont ignorés.
- Les exergies chimiques des substances sont supposées négligeables.
- P_0 et T_0 sont respectivement la pression et la température de référence.

4. Calcul d'exergie du sous-système solaire

Le collecteur solaire cylindro-parabolique transforme les radiations solaires en énergie thermique. Plusieurs méthodes sont proposées pour le calcul de l'exergie radiative.

On utilise la formule suivante pour calculer l'exergie reçue par le collecteur: [9]

$$Ex_{sol} = Q_{sol} \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{sol}} \right)^4 - \frac{4}{3} \frac{T_0}{T_{sol}} \right] \quad (2)$$

Q_{sol} : énergie solaire reçue par le collecteur cylindro-parabolique (absorbée par le collecteur)

T_{sol} : température du rayonnement solaire de 6000K [10].

La perte en exergie liée à la transformation de l'exergie de l'absorbeur au fluide caloporteur est:

$$I_{sol} = Ex_{sol} - Ex_F \quad (3)$$

Avec l'exergie reçue par le fluide caloporteur à travers l'absorbeur du collecteur solaire qui est définie comme suit:

$$Ex_F = Q_u \left[1 - (T_0/T_{sol}) \right] \quad (4)$$

Q_u : énergie thermique reçue par le fluide caloporteur à travers l'absorbeur.

5. Calcul d'exergie du sous-système combiné

L'irréversibilité produite par chaque composant de notre système est calculée comme suit:

5.1. Générateur de vapeur

Pour le générateur, l'exergie disponible peut être estimée par

$$Ex_{ger} = Q_{ger} \left[1 - (T_0/T_{ger}) \right] \quad (5)$$

En appliquant le bilan exergétique au générateur considéré comme un échangeur de chaleur à contre courant, on obtient l'égalité suivante:

$$Ex_2 + Ex_{14} + I_{ger} = Ex_1 + Ex_{16} \quad (6)$$

La perte d'exergie dans le générateur s'écrit sous la forme:

$$I_{ger} = T_0 [m_{ger}(s_2 - s_1) + m_{sol}(s_{14} - s_{16})] \quad (7)$$

5.2. Condenseur

La perte d'exergie dans le condenseur peut être donnée comme suit

$$I_{cond} = Ex_{12} - Ex_5 \quad (8)$$

Donc on peut conclure que:

$$I_{cond} = T_0 [m_{cond}(s_5 - s_{12}) + (Q_{cond}/T_0)] \quad (9)$$

5.3. Ejecteur

Le bilan exergétique au niveau de l'éjecteur donne:

$$I_{ejc} = Ex_3 + Ex_9 - Ex_4 \quad (10)$$

La perte d'exergie dans l'éjecteur est donc:

$$I_{ejc} = T_0 [(m' + m'')s_4 - m's_3 - m''s_9] \quad (11)$$

5.4. Turbine

La perte d'exergie dans la turbine est donnée par

$$I_{turb} = Ex_2 - W_{turb} - Ex_3 - Ex_{13} \quad (12)$$

D'où on peut écrire

$$I_{turb} = T_0 [(m_2 - m')s_{13} + m's_3 - m_2s_2] \quad (13)$$

5.5. Pompe 1

La perte d'exergie dans la pompe est donnée par la relation suivante

$$I_{p1} = W_{p1} + Ex_6 - Ex_{11} \quad (14)$$

Cela nous permet de conclure que :

$$I_{p1} = m_2 T_0 (s_{11} - s_6) \quad (15)$$

5.6. Détendeur

La perte d'exergie dans le détendeur est donnée par:

$$I_{det} = Ex_7 - Ex_8 \quad (16)$$

Donc on aura:

$$I_{det} = m'' T_0 (s_8 - s_7) \quad (17)$$

5.7. Préchauffeur

La perte d'exergie dans le préchauffeur est exprimée comme suit :

$$I_{ph} = Ex_{11} + Ex_{10} - Ex_{12} - Ex_1 \quad (18)$$

On trouve l'expression de la perte d'exergie suivante

$$I_{ph} = T_0 [(m'' + m_2)(s_{12} - s_{10}) + m_2(s_1 - s_{11})] \quad (19)$$

5.8. Evaporateur

Étant donné que le fluide de source de chaleur est finalement évacué dans l'environnement, le calcul de l'apport d'énergie est basé sur la différence entre l'état initial et l'état de l'environnement. Ex_{evap} est l'exergie associée à la production de réfrigération, calculée comme suit.

$$Ex_{evap} = Q_{evap} [1 - (T_0/T_{ch})] \quad (20)$$

T_{ch} est la température moyenne du fluide frigoporteur.

Le bilan exergétique donne:

$$Ex_8 + Q_{evap} (T_0/T_{evap}) = I_{evap} + Ex_9 \quad (21)$$

La perte d'exergie est donc:

$$I_{evap} = T_0 (m'' (s_9 - s_8) - (Q_{evap}/T_{ch})) \quad (22)$$

6. Perte exergétique totale

La perte exergétique totale est définie comme la somme de pertes de chaque élément du système combiné et elle exprimée par la formule suivante:

$$I_{totale} = I_{sol} + I_{ger} + I_{cond} + I_{ejc} + I_{turb} + I_{p1} + I_{det} + I_{ph} + I_{evap} \quad (23)$$

7. Résultats et discussion

7.1. Bilan énergétique

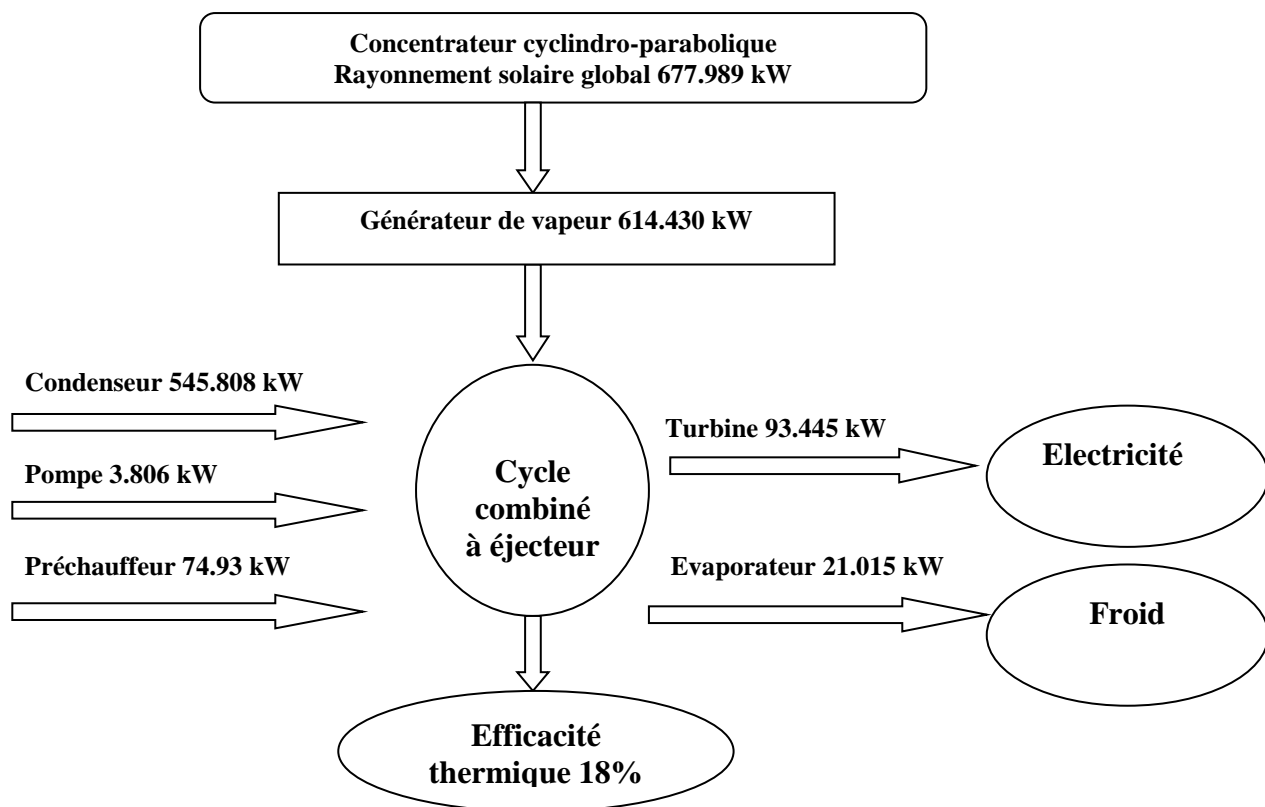


Figure 2 : Bilan énergétique du système combiné à éjecteur utilisant l'énergie solaire

7.2. Bilan exergetique

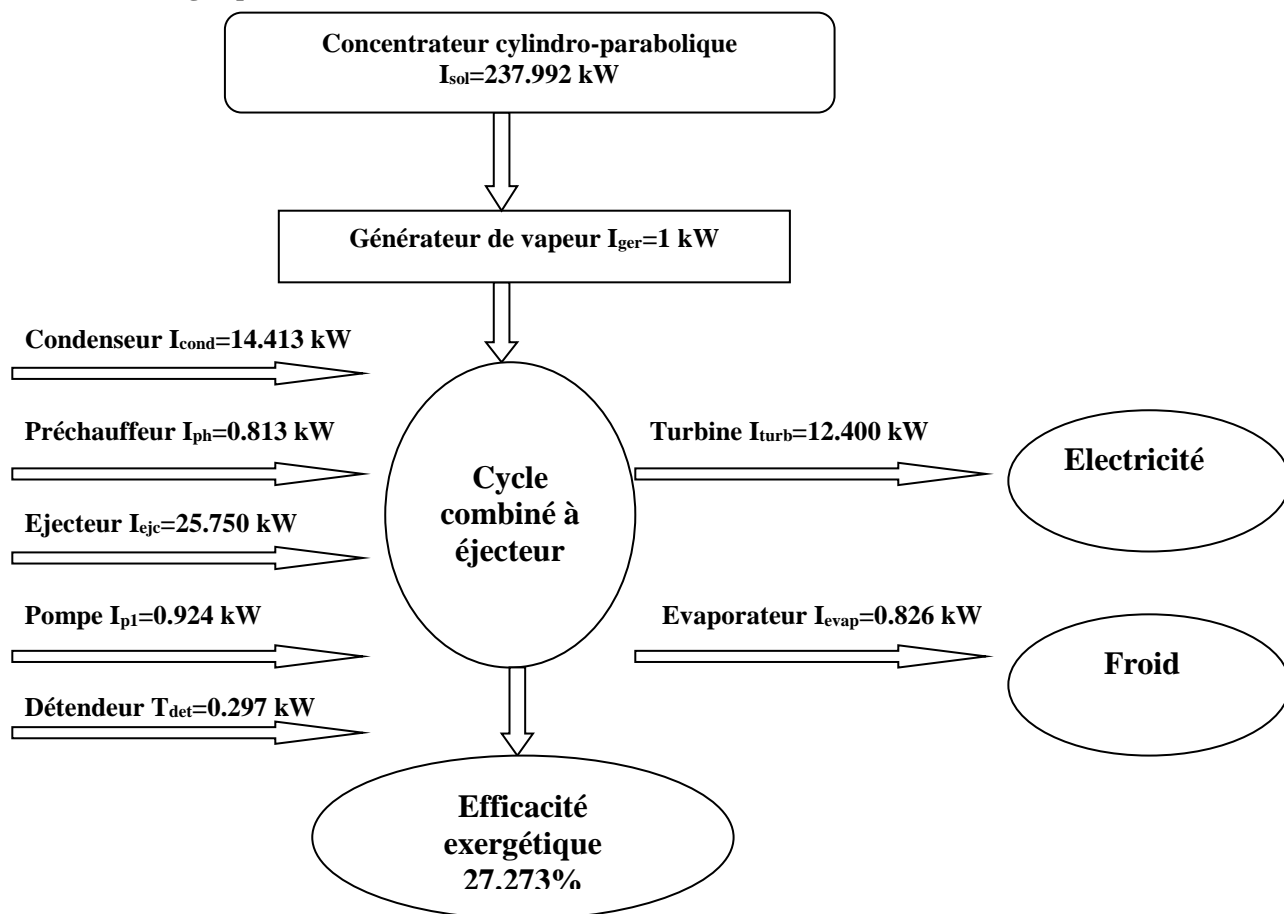


Figure 3 : Bilan exergetique du système combiné à éjecteur utilisant l'énergie solaire

7.3. Influence de la température du générateur sur l'efficacité exergetique

La Figure 4 montre une série de courbes qui traduisent l'évolution de l'efficacité exergetique du système étudié en fonction de la température du générateur pour différents fluides frigorigènes. La température du générateur varie de 80 à 150 °C c'est à dire une température de fluide (l'eau) circulant dans le concentrateur cylindro-parabolique variant entre 90 et 160°C.

La comparaison a été effectuée en utilisant les fluides suivants: R601a, R123, R141b et R245fa.

Les résultats sur la figure 4 montrent que l'efficacité exergetique η_{exg} augmente progressivement avec l'augmentation de la température du générateur T_{ger} .

L'augmentation de cette température mène à une augmentation directe de la puissance nette ce qui signifie l'augmentation de l'efficacité η_{exg} .

Pour les différents fluides frigorigènes étudiés, les courbes sont fortement croissantes pour les grandes valeurs de T_{ger} et légèrement croissantes pour les faibles valeurs.

Pour des températures du générateur variant entre 80°C et 120°C, la différence entre les valeurs de l'efficacité exergetique pour les fluides étudiés est très faible et de plus en plus importante au delà d'une température de 120°C.

On trouve que le R141b donne la plus haute valeur d'efficacité suivi du R123 et R245fa. Le R601a, pour une température du générateur égale à 140°C, donne une efficacité exergetique de 33%. Cette valeur d'efficacité est faible par rapport aux autres fluides testés.

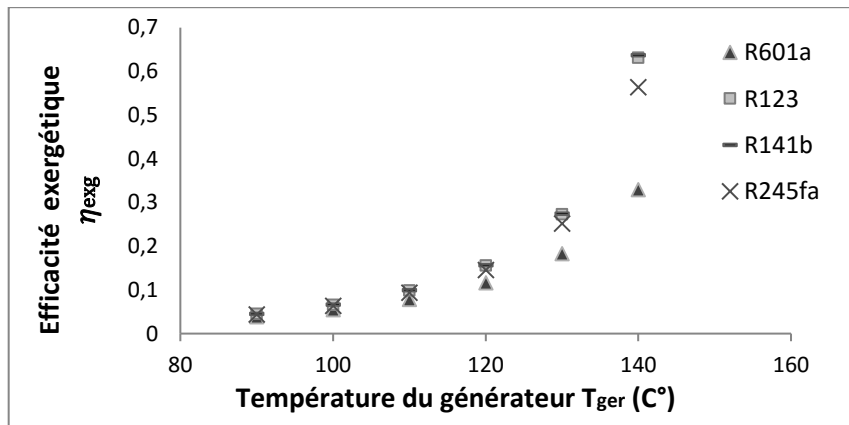


Figure 4 : Influence de la température du générateur sur l'efficacité exergetique

7.4. Influence de la température de l'évaporateur sur l'efficacité exergetique

L'effet de la température de la source froide sur l'efficacité exergetique du système est étudié ici pour différents fluides de travail comme le montre la Figure 5.

L'augmentation de la température d'évaporation T_{evap} conduit à une augmentation du débit secondaire circulant dans l'évaporateur et qui va s'introduire par suite dans l'éjecteur. Cela est dû au fait que la capacité de réfrigération est maintenue constante.

Toute augmentation du débit secondaire mènera à la diminution du travail de la turbine W_{turb} et donc du travail net W_{Net} . En effet, l'efficacité exergetique η_{exg} a tendance à diminuer en augmentant la température au niveau de l'évaporateur.

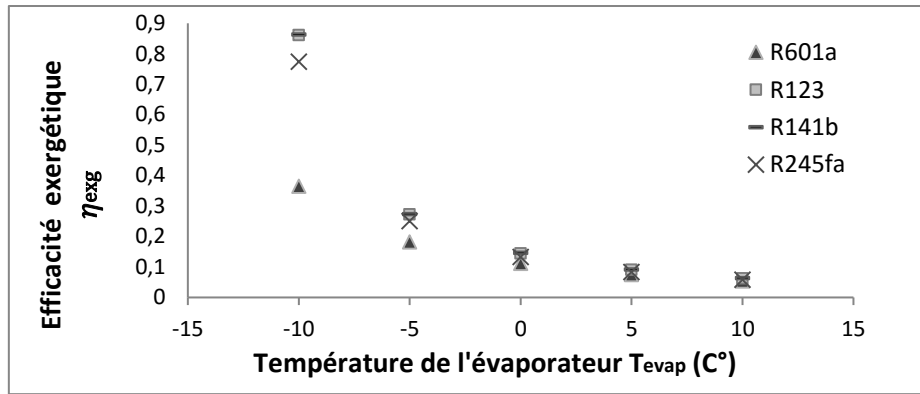


Figure 5 : Influence de la température de l'évaporateur sur l'efficacité exergetique

D'après la Figure 3, on remarque que le R141b donne une meilleure efficacité exergetique η_{exg} légèrement supérieure celle donnée par le R123. La plus faible efficacité est donnée par le R601a qui donne le meilleur coefficient de performance COP pour les mêmes hypothèses et constantes de simulation.

7.5. Influence de la géométrie de l'éjecteur sur l'efficacité exergetique

L'étude est effectuée pour une géométrie de l'éjecteur allant de 5 à 14. La Figure 6 montre que l'efficacité exergetique du système combiné η_{exg} dépend évidemment de la géométrie de l'éjecteur Φ et on obtient une courbe fortement décroissante pour les faibles valeurs de Φ et presque constante pour des valeurs supérieures à 10. De même pour la variation de l'efficacité exergetique en fonction de la température d'évaporation, le R141b donne la meilleure valeur d'efficacité exergetique dépassant le 50% pour une géométrie de l'éjecteur $\Phi \sim 6$.

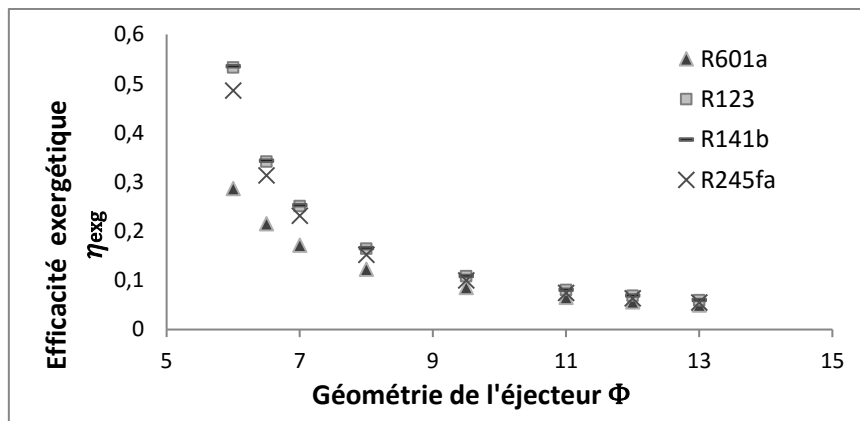


Figure 6: Influence de la géométrie de l'éjecteur sur l'efficacité exergetique

7.6. Influence du taux d'extraction de la turbine sur l'efficacité exergetique

L'étude de l'efficacité exergetique de notre système combiné est effectuée pour un taux d'extraction de la turbine, variant de 0.1 à 0.9 tandis que le reste des paramètres sont maintenues fixes. La Figure 7 montre l'influence du taux d'extraction de la turbine R_{ext} sur l'efficacité exergetique η_{exg} . Cette dernière diminue de façon remarquable en augmentant le taux d'extraction. Ce ci est du au faite que l'augmentation du taux d'extraction de la turbine augmente le débit provenant du générateur et pénétrant dans la turbine et donc la diminution du travail de la turbine. Cette diminution conduira à une diminution de l'efficacité exergetique. Parmi les fluides de travail étudiés, le R141b donne la plus haute valeur d'efficacité exergetique tandis que le R601a donne la plus faible valeur.

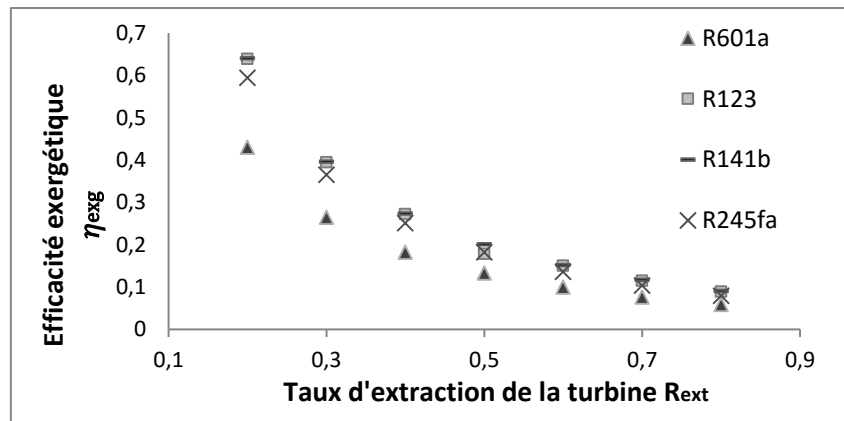


Figure 7: Influence du taux d'extraction de la turbine sur l'efficacité exergetique

7.7. Influence du taux de détente de la turbine sur l'efficacité exergetique

La Figure 8 montre l'influence du taux de détente de la turbine BB sur l'efficacité exergetique du système.

Le taux de détente de la turbine est défini comme étant le rapport entre la pression de la vapeur introduite dans la turbine et la pression de la vapeur de soutirage.

Puisque le travail de la turbine dépend en premier lieu des propriétés thermodynamiques de la vapeur entrant dans la turbine, donc toute augmentation de ce rapport de pression diminue le travail de la turbine et enfin diminue l'efficacité exergetique du système.

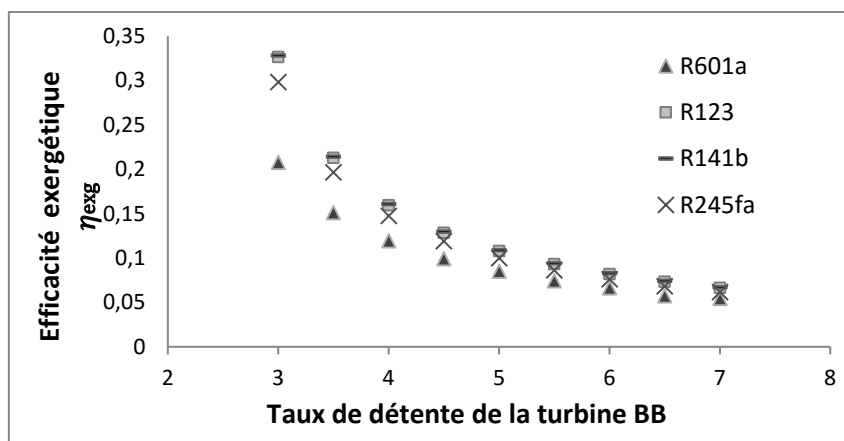


Figure 8: Influence du taux de détente de la turbine sur l'efficacité exergetique

7.8. Perte d'exergie dans le système combiné

L'étude exergetique a été réalisée pour évaluer les pertes d'exergie dans le système combiné.

Les Figures 9,10 montrent les valeurs exactes des pertes d'exergie au niveau de chaque composant du sous système combiné à éjecteur ainsi que du sous système solaire.

Concernant le sous système combiné, la plus grande perte d'exergie en raison des irréversibilités se produit au niveau de l'éjecteur. Cette perte d'exergie pourrait être réduite en améliorant la performance d'éjection en utilisant la technique de conception avancée [11].

En outre, le processus de condensation et le processus de l'expansion de la turbine causent respectivement aussi une perte d'exergie de 14.41 kW et 12.4 kW. La perte d'exergie de condensation pourrait être réduite si la différence de température de transfert de chaleur pourrait être réduite davantage. De plus, en utilisant la haute efficacité de la turbine ça pourrait réduire la perte d'exergie au niveau de la turbine.

La perte d'exergie au niveau du générateur est faible, de même pour l'évaporateur. La perte d'exergie au niveau du détenteur est aussi faible car il est utilisé dans le cycle dans le but de diminuer la pression de fluide de travail entre le condenseur et l'évaporateur.

La Figure 9 donne aussi une idée sur la perte d'exergie totale qui est répartie entre la perte d'exergie du sous système combiné et du sous système solaire.

Le collecteur solaire est le responsable de la plus grande partie des pertes d'exergie dans le système combiné à éjecteur. Pour des conditions opératoires bien définies, la perte d'exergie atteint une valeur de 238 kW.

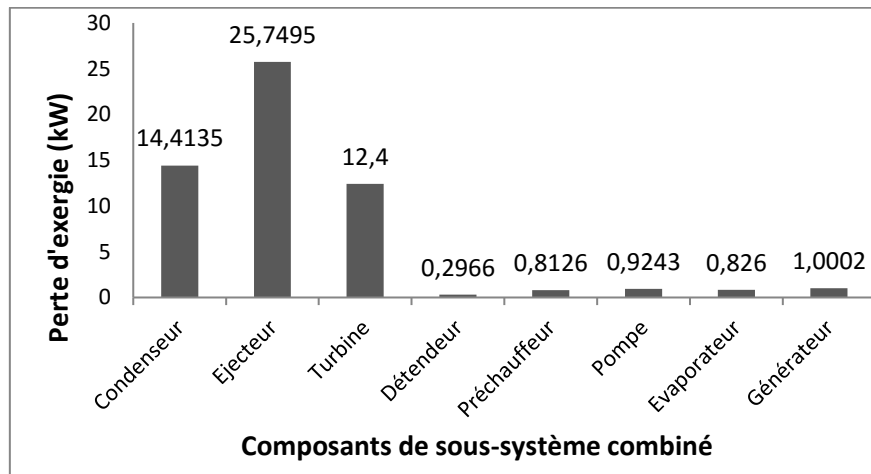


Figure 9: Perte d'exergie des composants du sous-système combiné

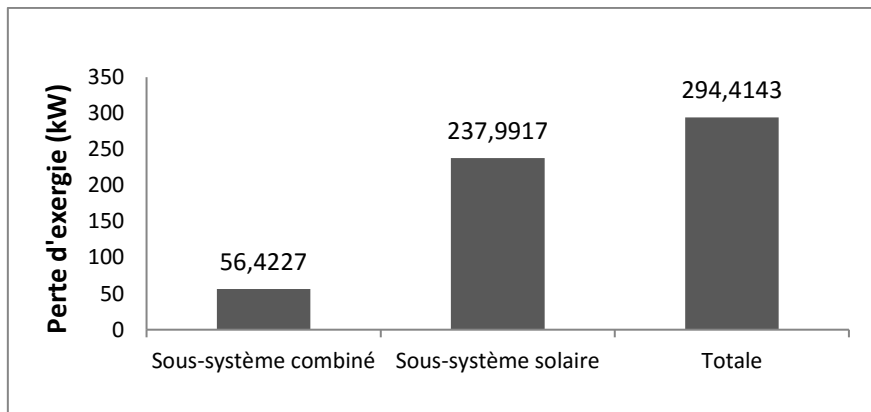


Figure 10: Perte d'exergie du système combiné à éjecteur utilisant l'énergie solaire

Conclusion

L'analyse exergetique est considérée comme un outil d'analyse approfondie des performances du système combiné étudié. Les pertes exergetiques totales et celle de chaque composant dans le système dépendent essentiellement des conditions opératoires de fonctionnement du cycle.

L'analyse énergétique a montré que les pertes énergétiques ont lieu dans quelques éléments du cycle, tandis que l'analyse exergetique montre que les pertes ont lieu dans tous les éléments du système combiné à éjecteur.

Contrairement au bilan thermique qui ne tient compte que du seul principe d'équivalence, le bilan exergetique tien en compte du principe de Carnot.

Nomenclature

BB	Taux de détente de la turbine	Φ
D	Diamètre de la chambre de mélange (m)	
d_x	diamètre au col de la tuyère motrice (m)	η
Ex	Exergie	

Lettres grecques

(PHI) le rapport géométrique entre la section de chambre de mélange sur celle au col de la tuyère motrice = $(D/d_x)^2$

Efficacité ou rendement %

h	Enthalpie (kJkg ⁻¹)		<u>Indices et exposants</u>
I	Perte d'exergie	det	Détendeur
m	Débit massique (kgs ⁻¹)	evap	Evaporateur
p	Pression (Pa)	ger	Générateur
Q	Charge thermique (kW)	turb	Turbine
Qu	Energie thermique reçue par le fluide caloporteur à travers l'absorbeur	exg	exergetique
Qsol	Energie solaire reçue par le collecteur cylindro-parabolique (absorbé par le collecteur)	sol	Solaire
s	Entropie	i	Différent point du système
T	Température (K, °C)	F	Fluide caloporteur dans le boucle solaire
		Net	Net
		Cond	Condenseur
		ph	préchauffeur
		p1	Pompe 1
		p2	Pompe 2
		ejc	ejecteur
		0	Etat de référence
		'	Fluide primaire
		"	Fluide secondaire

Références

- [1] BEJAN A., Convection Heat Transfer, 2nd ed, Wiley, New York. 1995.
- [2] Graveland, A.J., Gisolf, G.G., Exergy analysis: an efficient tool for process optimization and understanding, computer and chemical engineering, 22, Pages 545-552, 1998.
- [3] Wang J, Dai Y, Gao L, Exergy analysis and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry. Appl. Energy., 86:Pages 941-948, 2009.
- [4] SHUKUYA M. and HAMMACHE A., Introduction to the Concept of Exergy – for a Better Understanding of Low-Temperature-Heating and High-Temperature-Cooling Systems. Low Exergy Systems for Heating and Cooling of Buildings. IEA ANNEX37, 2002.
- [5] HEYEN G., Analyse exergetique des systemes industriels. Université de Liège, Faculté des Sciences Appliquées, 2000.
- [6] Wang J, Dai Y, Sun Z. A theoretical study on a novel combined power and ejector refrigeration cycle. Int J Refrig, 32:Pages 1186–94, 2009.
- [7] Dai Y, Wang J, Gao L. Exergy analysis, parametric analysis and optimization for a novel combined power and ejector refrigeration cycle. Appl Therm Eng, 29, Pages 1983–90, 2009.
- [8] A. Habibzadeh, M.M. Rashidi, N. Galanis. Analysis of a combined power and ejector refrigeration cycle using low temperature heat, Energy Conversion and Management 65, Pages 381–391, 2013.
- [9] Goran wall, Exergetics, priliminary version, Molndal, 1998.
- [10] Hepbasli A. A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 12(3): 593e661, 2008.
- [11] K. Pianthong, W. Seehanam, M. Behnia, T. Sriveerakul, S. Aphornratana, Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique, Energy Conversion and Management 48, Pages 2556–2564, 2007.

25-27 Octobre 2017
Monastir - Tunisie