

Comparaison des fluides de travail d'un cycle de Rankine Organique avec récupérateur pour une microcentrale solaire CSP

Sidi BOUHAMADY^{1*}, Mactar FAYE¹, Abderahmane Moctar¹, El bah MENNY² et Dorothé AZILINON¹

¹Laboratoire d'Energétique Appliquée, Ecole Supérieure Polytechnique de Dakar, BP 5085, Sénégal ²Laboratoire d'Energie Renouvelable, Faculté des Sciences et Techniques, Université de Nouakchott Al-Asriya, BP 880, Nouakchott, Mauritanie

* Correspondance, courriel : *sidi707@hotmail.fr*

Résumé

Ce travail porte sur la comparaison et la classification de fluides de travail d'un cycle de Rankine Organique avec récupérateur (ORC) d'une microcentrale solaire à concentration de 3 kW. Plusieurs fluides de travail organiques (R500, R152a, R134a, R717 et R290) ont été évalués et comparés pour une meilleure optimisation du système. Six paramètres ont été utilisés pour la comparaison. Les fluides R152a et R134a apparaissent comme les fluides les plus appropriés pour les applications ORC de température comprise entre 80 °C et 130 °C, suivis par les fluides R290 et R717 en raison de leur inflammabilité. L'analyse exergétique du cycle a permis d'évaluer le potentiel de récupération des énergies nobles et le niveau des irréversibilités des différents composants. Un faible Débit d'irréversibilité maximise le rendement exergétique. L'évaporateur et le récupérateur contribuent de 74 % et 10 % à l'irréversibilité totale du cycle, respectivement, suivie par le condenseur et la turbine. L'apport de chaleur nécessaire permettant de produire 3 kW varie de 55,01 kW (R7171) à 48,95 kW (R134a).

Mots-clés : *fluide de travail, cycle de Rankine Organique, analyse énergétique et exergétique, microcentrale solaire CSP, équation engineering solver (EES).*

Abstract

Comparison of working fluids of an Organic Rankine cycle with recuperator for a small solar power plant CSP

This work deals with the comparison and classification of working fluids of an Organic Rankine cycle with recuperator (ORC) of Organic Rankine Cycle with recuperator for a small solar power plant CSP of 3 kW. Several working fluids organic (R500, R152a, R134a, R717 and R290) were evaluated and compared for better system optimization. The results show that the fluids R152a and R134a appear as the most suitable fluids for ORC applications with a temperature between 80 °C and 130 °C, followed by fluids R290 and R717 due to their flammability. The exergy analysis of the cycle made it possible to evaluate the recovery potential of the noble energies and the level of the irreversibilities of the various components. A low irreversibility rate maximizes the exergy efficiency. The evaporator and recuperator contribute 74 % and 10 % to the total irreversibility of the cycle, respectively, followed by the condenser and the turbine. The heat input necessary to produce 3 kW ranges from 55,01 kW (R7171) to 48,95 kW (R134a).

Keywords : working fluid, organic Rankine cycle, energy and exergetic analysis, small solar power plant CSP, equation engineering solver (EES).

1. Introduction

L'accès aux services énergétiques modernes doit être considéré comme un droit universel pour sortir les pays en développement de leur situation de pauvreté. Selon l'Agence internationale de l'énergie [1], environ 22 % de la population mondiale n'a toujours pas accès à l'électricité. En 2008, cela représentait 1,5 milliard de personnes, dont la plupart vivaient dans des régions reculées et difficile à être connecté à des réseaux nationaux ou régionaux en raison du coût de raccordement élevé pour certaines zones. L'AIE estime que 85 % de ces personnes vivent dans les zones rurales des pays en développement et la majorité se trouvent en Afrique sub-saharienne et en Asie du Sud. Face à cette situation, il est urgent de résoudre le problème de pauvreté énergétique de ces populations rurales. Actuellement, il y a une variété de solutions d'énergie renouvelables viables et à prix compétitif, telle que l'énergie solaire, la géothermie, la biomasse et le rejet thermique d'industrie qui peuvent être utilisés pour satisfaire les besoins prioritaires de ces populations. Ces sources ne peuvent cependant pas se convertir économiquement en électricité par le cycle conventionnel de Rankine à cause de leur chaleur à basse température [2]. Cependant, Il existe d'autres cycles de conversion thermodynamique compatibles avec ces sources telle que le cycle de Rankine Organique (ORC) [3], le cycle de Kalina [4], le cycle Supercritique [5], le cycle Goswami [6] et le cycle trilatéral [7]. Parmi eux, le cycle de Rankine organique est cependant moins complexe et a besoin de moins de maintenance avec un coût d'investissement compétitif par rapport aux autres cycles [3]. La performance et la rentabilité économique d'un cycle de Rankine organique sont liées aux propriétés thermo-physiques du fluide de travail [19]. Les auteurs [8] ont analysé la relation entre les propriétés des fluides de travail et la rentabilité économique et thermodynamique d'un cycle ORC d'un point de vue théorique et analytique. Leurs résultats ont montré qu'un mauvais choix pourrait conduire à un cycle moins efficace et coûteux.

Plusieurs auteurs ont étudié les performances de différents fluides de travail en vue de sélectionner le fluide de travail optimal pour le cycle de Rankine organique. [9] ont analysé les performances de différents fluides de travail en fonction des conditions de fonctionnement notamment la pression d'évaporation et la température de condensation. [3] ont résumé les critères de sélection de fluides de travail et ont étudié l'influence de ces propriétés sur la performance du cycle ORC. Des fluides de température critique supérieure à 75 °C ont été étudiés. [10] ont étudié 13 fluides de travail pour un cycle ORC dans le but d'optimiser la surface d'échange totale des échangeurs. [11] ont étudié la performance d'un cycle ORC pour la production d'électricité en utilisant des fluides de travail à faible potentiel de réchauffement global (GWP). Ces travaux se sont intéressés aux cycles ORC standard c'est-à-dire sans récupérateur. Ces dernières années les cycles ORC avec récupérateur ont été développés dans le but d'accroitre la performance des systèmes ORC. Plusieurs auteurs ont étudié les performances de différents fluides de travail pour ce type de système. [12] ont comparé la performance énergétique et exergétique de plusieurs fluides de travail pour un cycle ORC avec récupérateur. [13] ont évalué expérimentalement et ont comparé les performances des différents fluides de travail dans un cycle ORC avec récupérateur. Des fluides de température critique supérieure à 150 °C ont été étudiés. A notre connaissance, les performances des fluides de travail dont la température critique est inférieure à 150 °C d'un cycle ORC avec récupérateur n'ont jamais été étudiées. L'objectif de cette étude est de comparer et classer suivant des critères énergétiques, exergétique, environnemental et sécuritaire cinq fluides de travail de température critique compris entre 80 °C et 130 °C d'un cycle ORC de puissance 3 kW avec récupérateur.

2. Matériel et méthodes

2-1. Matériel

Le système ORC proposé est constitué d'une pompe de type diaphragme, trois échangeurs de chaleur évaporateur, récupérateur et condenseur et une micro-turbine / Compresseurs Scroll, comme représenté sur la *Figure 1*. La micro-turbine considérée ici est similaire à celle utilisée dans le travail de [14, 15]. La pompe fournit du fluide de travail à l'évaporateur où il est chauffé et vaporisé par le fluide caloporteur venant du collecteur solaire. L'enthalpie de la vapeur à haute pression produite à l'entrée de la micro-turbine est ensuite convertie en travail. La vapeur basse pression à la sortie de la micro-turbine est dirigé vers le récupérateur où il est liquéfie. Le liquide disponible est ensuite réinjecté dans l'évaporateur par la pompe pour recommencer un nouveau cycle. Tout le processus décrit plus haut est montré sur le diagramme T-s dans **la Figure 2**.



Figure 1 : Schéma du cycle ORC avec récupérateur

Figure 2 : Cycle ORC avec récupérateur

2-2. Méthodologie adoptée pour la sélection d'un fluide de travail

En pratique, il n'existe pas un fluide de travail qui satisfait à tous les critères environnementaux, sécuritaires et de performance. Un compromis doit donc être trouvé pour chaque application. Dans ce travail la sélection de fluides de travail potentiels est effectuée en plusieurs étapes. Une sélection préliminaire a été effectuée sur la base de la température critique, de la pression de fonctionnement, des critères environnementaux et sécuritaires. Onze fluides de travail ont alors été présélectionnés. Ces fluides ont été également soumis à une comparaison suivant d'autres critères. Selon [16] la différence de température entre la température critique du fluide de travail et la température maximale de fonctionnement du cycle ne doit pas dépasser 10-15 °C. Selon [24] la température de fonctionnement maximale souhaitée doit être inférieure à 0.96 fois la température critique du fluide de travail. Sur la base de ces deux critères nous avons fait une deuxième sélection. Les fluides retenus sont donnés dans le *Tableau 2*. Nous allons, dans ce qui suit, faire une comparaison des différents fluides de travail présélectionnés sur la base du rendement énergétiques, du rendement exergétiques, l'apport de chaleur du cycle, l'irréversibilité totale, le débit de volume, le débit de masse, le rapport de pression, la toxicité, l'inflammabilité, ODP (Potentiel d'appauvrissement de l'ozone) et GWP (Potentiel de réchauffement global). La procédure générale pour la sélection des fluides de travail potentiels est illustrée sur le diagramme de la **Figure 3**.



Figure 3 : Méthodologie de sélection d'un fluide de travail

Fluide	Τ _{ιιί} [° C]	P _{cri} [MPa]	P _{max} [MPa]	P _{min} [MPa]	PR	Groupe de securité*	ODP	GWP (100 ans)
R290	96.68	4.247	2.85	1.218	2.34	A3	0	~20
R500	102.1	4.17	2.74	1.00	2.74	A1	0.74	8100
R152a	113.3	4.520	2.108	0.794	2.65	A2	0	124
R717	132.3	11.333	3.709	1.351	2.74	B2	0	<]
R134a	101	4.059	2.366	0.887	2.66	A1	0	1430

Tableau 1 : Proprietés physiques, des fluides de travail pré-sélectionnés

 Tableau 2 : Classification ASHARAE des fluide de travail*[17]

Augmentation 🔶	Α3	B3	
d'inflammabilité	Α2	B2	
	A1	B1	
	Augmentation de toxicité		

3. Modélisation du cycle ORC

Les différents composants du cycle ORC sont des systèmes ouverts qui échangent de la matière en permanence. Pour chaque composant du cycle on l'associe à un volume V de contrôle correspondant. L'application des principes de conservation de la masse et de l'énergie sur un volume de contrôle entre l'instant t à t + Δ t peuvent se réduire, en régime permanant, aux *Équations* suivantes :

$$\begin{cases} \sum_{e} \dot{m_e} + \sum_{s} \dot{m_s} = 0 \\ \dot{Q} + \dot{W} + \sum_{e,s} \dot{m_{e,s}} \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right) = 0 \end{cases}$$
(1)

Pour la plupart des machines thermiques en régime permanant avec un écoulement unidirectionnel, les variations de l'énergie cinétique et potentielle sont souvent négligeables, *l'Équation (1)* se simplifie encore :

$$\dot{Q} + \dot{W} + \dot{m}(h_e - h_s) = 0 \tag{2}$$

L'Équation (2) sera particulièrement utilisée dans l'étude du cycle ORC. En effet, dans les composants qui n'échangent que de la chaleur avec le milieu extérieur, $\dot{W} = 0$ et (2) devient :

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_s - h_e) \quad si \quad \dot{W} = 0 \tag{3}$$

En revanche pour les transformations adiabatiques où il y aura production d'énergie mécanique, $\dot{Q}=0$ et (3) devient :

$$\dot{W} = \dot{m}(h_s - h_e) \quad si \quad \dot{Q} = 0 \tag{4}$$

L'Équation du débit de destruction d'exergie (ou débit de l'irréversibilité), pour un cycle ORC en régime permanent peut être exprimée comme suit :

$$\dot{I} = T_0 \left(\sum \dot{m}_s \dot{s}_s - \sum \dot{m}_e \dot{s}_e - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \right)$$
(5)

Pour les composants supposés adiabatiques cette *Équation* peut se réduire à :

$$\dot{I} = \dot{T}_0 (\sum \dot{m}_s \dot{s}_s - \sum \dot{m}_e \dot{s}_e)$$
(6)

3-1. Équations énergétiques et exergétiques du cycle ORC

Pour les deux composants considérés adiabatiques (la pompe et la turbine), la puissance échangée avec l'extérieur est donnée par une adaptation de *l'Équation (4)*:

Détente dans la micro-turbine :

$$\dot{W}_t = \dot{m}(h_2 - h_1)\eta_{mt}$$
⁽⁷⁾

Débit de l'irréversibilité (exergie détruite dans la micro-turbine) :

$$\dot{I}_t = T_0 \dot{m} (s_2 - s_1) \tag{8}$$

Puissance mécanique de la pompe :

$$\dot{W}_p = \dot{m}(h_5 - h_4)/\eta_p = \dot{m}\nu_4(P_5 - P_4)/\eta_p \tag{9}$$

Débit de l'irréversibilité (exergie détruite dans la pompe) :

$$\dot{I_p} = T_0 \dot{m} (s_5 - s_4) \tag{10}$$

Pour les deux composants de transfert de chaleur, il n'y a aucun échange de travail avec l'extérieur si bien que l'on utilise *l'Équation (3)* pour obtenir la puissance calorifique échangée avec l'extérieur :

Puissance thermique reçue par le fluide de travail (évaporateur) :

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_5)$$
 (11)

Débit de l'irréversibilité (exergie transportée entré l'entrée et la sortie de l'évaporateur) :

$$\dot{I}_e = T_0[\dot{m}_h(sh_0 - sh_i) - \dot{m}(s_5 - s_1)]$$
(12)

Puissance thermique rejetée au puits froid (Condenseur) :

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_3 - h_4) \tag{13}$$

Débit de l'irréversibilité (exergie transportée entre l'entrée et la sortie du condenseur) :

$$\dot{I}_e = T_0 [\dot{m}_c (sc_0 - sc_i) - \dot{m} (s_4 - s_3)]$$
(14)

Puissance thermique regagnée au récupérateur :

$$\dot{Q}_r = \dot{m}(h_2 - h_3)$$
 (15)

Débit de l'irréversibilité (exergie transportée entre l'entrée et la sortie du récupérateur) :

$$\dot{I}_r = T_0 \dot{m} [(s_6 + s_3) - (s_2 + s_5)]$$
(16)

Performances du cycle ORC :

Les performances du système ORC sont déterminées par les *Équations* suivantes :

Puissance mécanique :

$$\dot{W_{net}} = \dot{W_t} - \dot{W_p} \tag{17}$$

Rendement thermique (rendement au sens du premier principe de thermodynamique) :

$$\eta_{\rm I} = \frac{W_{net}}{\dot{Q}_e} \tag{18}$$

L'irréversibilité totale du cycle :

$$\dot{I}_{tot} = \dot{\Sigma}_{l} \dot{I}_{l} = \dot{I}_{t} + \dot{I}_{e} + \dot{I}_{c} + \dot{I}_{p} + \dot{I}_{r}$$
(19)

Rendement au sens du deuxième principe de thermodynamique :

$$\eta_{\Pi} = \frac{\eta_{I}}{(1 - T_{c}/T_{h})}$$
(20)

Sidi BOUHAMADY et al.

 T_0 , T_c et T_h sont les températures de référence, de la source froide et de source chaude respectivement. Le débit de volume de sortie de la turbine V₁₂ détermine la taille de la turbine et influence le coût du système. Par conséquent, les fluides de travail avec faible débit de volume sont préférés pour des raisons économiques.

$$V_{t2} = \frac{\dot{m}}{\rho_2} \tag{21}$$

 $o\dot{u}, \dot{m} et \rho_2$ sont le débit de masse et la masse volumique au point d'état 2.

En raison de simplifier la complexité du modèle thermodynamique. Les conditions de fonctionnement du cycle ORC sont données dans le *Tableau 1* avec les caractéristiques de la micro-turbine et de la pompe. Le fluide caloporteur à 80 °C est fourni par les collecteurs solaires. Le condenseur est refroidi par l'air ambiant. On suppose que le système est situé dans une zone rurale en Mauritanie où la température ambiante moyenne mensuelle est d'environ 30 °C. La température de la source chaude peut varier de 60 °C à 100 °C.

Tableau 3 : Les données d'entrée pour l'analyse de modèle ORC

Température d'évaporation	Te	80 °C	
Température de condensation	Tc	30 °C	
Rendement mécanique de la micro-turbine	n _{mt}	0.63	
Rendement isentropique de la micro-turbine	n _{et}	0.7	
Rendement de a pompe	n	0.8	
Température de rétérence	чр Т.	25 °C	
	•0	25 0	

4. Résultats et discussion

4-1. Comparaison des performances des fluides de travail présélectionnés

Le *Tableau 4* montre les résultats de comparaison des performances de différents fluides de travail du système ORC pour une puissance de 3 kW

Fluide	P _{max} [MPa]	<i>ṁ</i> (kg / s)	η_{I} [%]	η_{Π} [%]	l _{tot} [kW]	Q [kW]	V _{t2} [m³ / h]	x₂ [%]
R290	2.85	0.147	5.87	10.44	12.88	51.09	21.82	92.1
R500	3.735	0.290	5.92	10.54	12.49	50.62	24.34	92.9
R152a	2.108	0.174	5.9	10.52	12.4	50.69	28.34	92.1
R717	3.709	0.042	6.20	11.03	11.82	48.07	15.1	84.5
R134a	2.366	0.280	5.75	10.23	12.98	55.02	26.26	93.4

Tableau 4 : Comparaison de performance de fluides de travail pour une puissance de 3 kW

4-2. Pressions modérées dans le cycle

Une pression élevée à l'entrée de la turbine conduit à des problèmes de contraintes mécaniques. Selon [18] les pressions modérées de vapeur dans la gamme de 0.1 - 2.5 MPa et un rapport de pression (PR) d'environ 3,5 est raisonnable. A partir du *Tableau 4* les fluides R152a, R134a présentent des faibles valeurs de pression dans le condenseur. Les fluides R500, R290 et R717 ont des pressions supérieures à 2.5 MPa dans l'évaporateur. Tous les fluides sont caractérisés par un rapport de pression inférieur à 3.5 MPa. Les fluides R152a et R134a répondent aux critères cités ci-dessus et sont donc les meilleurs candidats de point de vu des pressions modérées de vapeur dans le cycle.

4-3. Débit de volume à la sortie de la micro-turbine

176

Les résultats du *Tableau 4* montrent que le R717 a le plus faible débit de volume. Un fluide à faible débit de volume est préférable pour deux raisons. D'une part il permet de choisir une micro-turbine de taille réduite, et d'autre part il minimise les pertes de charges de tuyauteries de raccordement. La *Figure 6* montre l'évolution du débit de volume en fonction de la température d'entrée de la micro-turbine. On constate que quand la température d'entrée de la micro-turbine augmente le débit de volume diminue. La *Figure 4* montre que le fluide R717 a le débit de volume le plus faible quelle que soit la température de l'entrée de la turbine.



Figure 4 : Débit volumique vs la température d'entrée pour divers fluides de travail à Tc = 30 °C

4-4. Rendement énergétique du système

Les résultats du **Tableau 4** montrent que le rendement énergétique du cycle ORC varie de 5,75 % à 6,2 %. La **Figue 5** montre l'évolution du rendement énergétique en fonction de la température d'entrée de la micro-turbine. Elle montre qu'une augmentation de la pression d'entrée de la micro-turbine entraine une augmentation du rendement énergétique du système. La **Figure 5** montre que le fluide R152a a le rendement le plus élevé. Pour des pressions d'entrée de la micro-turbine élevées, le R717 devient plus efficace au-delà de ces pressions. Le R717 et R152a sont plus performent de vu de l'efficacité on constate également que la température d'ébullition n'est pas un critère suffisant pour juger de l'efficacité du fluide contrairement aux résultats trouvés par [24].



Figure 5 : Rendement thermique vs la pression d'entrée pour divers fluide de travail à Tc = 30 °C

4-5. Rendement exergétique du système

A partir du *Tableau 4* le rendement exergétique varie de 11,03 % (R717) à 7,23 % (R134a). Le fluide R134a a le plus faible rendement exergétique cela s'explique par sa part d'irréversibilité élevée qui est de 12.98 kW. La *Figure 6* illustre l'évolution du rendement exergétique en fonction de la pression d'entrée de la micro-turbine. Elle montre que les fluides R152a a le rendement exergétique le plus élevé. Pour des pressions d'entrée de la micro-turbine supérieure à la pression maximale du R152a, le R717 devient plus efficace. Cela justifie que la température d'ébullition n'est pas le seul critère permettant de juger de l'efficacité du fluide contrairement aux résultats trouvés par [24].



Figure 6 : Rendement exergétique vs la pression d'entrée pour divers fluide de travail à Tc = 30 °C

4-6. Débit d'irréversibilité

Les résultats du *Tableau 4* montrent que le débit d'irréversibilité totale du cycle ORC varie dans la plage 11.82 à 12,98 kW. Un faible débit d'irréversibilité maximise le rendement exergétique du cycle ORC. Les fluides R717 et R134a donnent les taux les plus élevés et faibles de l'irréversibilité, respectivement. La *Figure 7* montre la distribution de l'irréversibilité des différents composants et pour différents fluides. L'évaporateur et le récupérateur contribuent de 74 % et 10 % de l'irréversibilité totale du cycle, respectivement, suivie par la turbine *(Figure 8)*. Les *Figures 9 et 10* montrent l'évolution de la température et pression d'entrée de la micro-turbine sur l'irréversibilité totale du cycle. L'irréversibilité totale du système diminue quand la pression où la température à l'entrée de la micro-turbine augmente. Le débit d'irréversibilité le plus faible est obtenu pour R152a au-delà de la pression maximale du R152a *(Figure 9)*. La *Figure 10* montre que le R7171 a le plus faible débit d'irréversibilité quelle que soit la variation de la température à l'entrée de la micro-turbine.



Figure 7 : *Exergie de chaque composant pour divers fluides de travail*



Figure 8 : Exergie de chaque composant pour fluides de travail R152a



Figure 9 : Irréversibilité totale vs la température d'entrée pour divers fluides de travail à Tc=30 °C



Figure 10 : Irréversibilité totale vs la pression d'entrée pour divers fluides de travail à Tcn= 30 °C

4-7. Débit de masse du cycle

Les résultats du *Tableau 4* montrent que le R717 a le plus faible débit de masse. Un faible débit de masse est avantageux et conduit à un apport de chaleur faible. La *Figure 11* donne l'évolution du débit de masse en fonction de la température d'entrée de la micro-turbine. Le débit de masse diminue lorsque la température à l'entrée de la micro-turbine augmente. La *Figure 11* montre que le R717 a le plus faible débit de masse quelle que soit la variation de la température à l'entrée de la micro-turbine. Pour de raisons économiques, les fluides à faibles débits de masse sont particulièrement intéressants surtout pour les systèmes à grande capacité.



Figure 11 : Variation du débit de masse en fonction de la température d'entrée de la micro-turbine

4-8. Apport de chaleur de la source chaude

D'après le *Tableau 4* l'apport de chaleur nécessaire permettant de produire 3 kW varie de 51.01 kW (R717) à 54.95 kW (R134a). La *Figure 12* montre l'évolution de la puissance thermique de la source chaude en fonction de la température d'entrée de la micro-turbine. On constate que la puissance diminue quand la température d'entrée de la turbine augmente. La *Figure 12* montre que le R717 a le plus petit apport de chaleur quelle que soit la variation de la température. Une faible puissance d'entrée de la source chaude minimise la surface du capteur solaire et constitue une partie importante du coût du système global.



Figure 12 : Variation de l'apport de chaleur vs la température d'entrée de la turbine

4-9. Titre de vapeur

Les résultats du *Tableau 4* montent que le titre de vapeur du fluide R717 est très faible cela est un inconvénient et conduit à la présence de gouttelettes pendant le processus de détente.

4-10. Impact sécuritaire et environnemental

Certaines substances, principalement des fluides frigorigènes, appauvrissent la couche d'ozone et / ou contribuent à un réchauffement climatique. En raison de leurs effets négatifs, il y a une nécessité de choisir ceux qui ont moins d'effets nocifs sur l'environnement. Le *Tableau 4* montre la classification des différents

fluides de travail présélectionnés sur la base les critères environnementaux et secrétaires. Il montre que le fluide R500 est très nocif en raison de son ODP non nul et exclu de la sélection. Les fluides R717 et R290 ont un GWP faible suivi de R152a et R134a dont le GWP est un peu élevé. Selon la classification ASHAR le R134a est le meilleur candidat (A1) non inflammable ni toxique suivi par R152a (A2) peu inflammable et non toxique. Le R290 (A3) plus inflammable que R152a et non toxique. Le R717 (B2) peu inflammable et toxique. Finalement, le *Tableau 5* donne la classification optimale de différents fluides de travail appropriés pour les applications ORC de température comprise de 80 °C à 130 °C. La légende de la dernière ligne du tableau explique la signification de chaque couleur.



Tableau 5 : Synthèse de la sélection du fluide de travail optimal

5. Conclusion

Ce travail présente la classification et l'analyse de performance de cinq fluides de travail dans un cycle de Rankine organique solaire à basse température. Les performances théoriques des propriétés thermodynamiques et environnementales de ces fluides ont été évaluées et comparées. Plusieurs critères ont été utilisés pour la comparaison : pressions modérées de vapeur du cycle, rendements énergétiques et exergétiques, débits de masse et de volume, apport de chaleur du cycle, irréversibilité totale, titre de la vapeur à la sortie de la micro-turbine, sécurité et données environnementales. Les fluides favorisés par les pressions modérées de vapeur dans le cycle sont : R152a, R134a et R500. Cela est très avantageux du point de vue sécuritaire et du coût du système. Les débits de volume les plus faibles ont été observés pour le R717, R290 et R152a. De point de vue efficacité, les fluides à haut point d'ébullition comme le R152a et R717 sont très efficaces, mais la présence de gouttelettes pendant le processus de détente est un inconvénient. Suivant Les règlements internationaux (protocoles de Kyoto et de Montréal) le R500 est nocif pour l'environnement. Le R125a apparait comme le meilleur candidat pour les applications ORC dont les températures varient de 80 à 130 °C suivis par le R134a. Les deux fluides R290 et R717 offrent des performances excellentes mais nécessitent des précautions de sécurité, en raison de leur inflammabilité et toxicité respectivement.

Références

- [1] I. E. A. (IEA), «Comparative Study on Rural Electrification Policies in Emerging Economies», Paris, France, (2010)
- [2] G. a. C. H. D. Y. E. STEFANAKOS, «A review of thermodynamic cycles and working fluides for the conversion of low-grade heat», *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* Vol. 14 (9) (2010) 3059 3067 p.
- [3] B. G. P. G. L. A. F. TCHANCHE, «Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles A review of various applications», *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* Vol. 15 (8) (2011) 3963 3979
- [4] P. a. E. R. LOLOS, «A Kalina power cycle driven by renewable energy sources,» *Energy*, Vol. 34 (4) (2009) 457 - 464

- [5] A. S. K. a. R. A. SCHUSTER, «Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles,» Energy, Vol. 35 (2) (2010) 1033 - 1039
- [6] P. a. D. G. MARTIN, «Effectiveness of cooling production with a combined power and cooling thermodynamic cycle,» *Applied Thermal Engineerig*, Vols. %1 sur % 226 (5-6) (2006) 576 - 582
- [7] C. a. I. D. ZAMFIRESCU, «Thermodynamic analysis of a novel ammonia-water trilateral Rankine cycle», *Thermodynamic Acta,* Vols. %1 sur %2477 (1-2) (2008) 7 15 p.
- [8] M. L. P. P. A. &. G. STIJEPOVIC, «On the role of working fluid properties in organic rankine cycle performance», *Applied Thermal Engineering*, (2011)
- [9] E. Z. H. F. B. O. M. Z. WANG, «Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery», *Energy*, Vol. 36 (2011) 3406 18 p.
- [10] N. Z. ,. J. G. ,. X. W. Z.Q. WANG, «Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat», *Energy*, Vol. 40, (2012) 107 115 p.
- [11] M. F. A. K. S. P.-P. VAN LONG LE, «Performance optimization of low-temperature power generation by supercritical ORCs (organic Rankine cycles) using low GWP (global warming potential) working fluids», *Energy*, Vol. 67 (2014) 513 - 526 p.
- [12] M. A. E. F. A. a. M. A. R. KAMYAR DARVISH, «Selection of Optimum Working Fluid for Organic Rankine Cycles by Exergy and Exergy-Economic Analyses», *Sustainability*, Vol. 7 (2015) 15362 - 15383 p.
- [13] S. G. M. v. d. B. V. L. S. Q. ADRIANO DESIDERI, «Experimental comparison of organic fluids for low temperature ORC (organic Rankine cycle) systems for waste heat recovery applications», *Energy*, Vol. 97 (2016) 460 - 469 p.
- [14] M. O. V. L. S. QUOILIN, «, Modeling and experimental investigation of an organic rankine cycle using scroll expander for small solar applications,» *Eurosun Conf*, 7-10 October 2008
- [15] V. LEMORT, «Testing and Modeling Scroll Compressors with a View to Integrate Them as Expanders into a Rankine Cycle», DEA Thesis, University of Liege, (2006)
- [16] A. &. G.-R. DELGADO-TORRES, «Preliminary assessment of solar organic Rankine cycles for driving a desalination system», *Desalination*, Vol. 216 (2007) 252 - 75 p.
- [17] J. FACÃO, «Analysis of energetic, design and operational criteria when choosing an adequate working fluid for small ORC systems», *International Mechanical Engineering Congress*, Vol. 134 (2009) 1234 - 1247 p.
- [18] A. M. V. MAIZZA, «Working fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems», Applied Thermal Energy, Vol. 16 (1996) 579 - 590 p.
- [19] RAMAGE, «Energy a Guidebook», Oxford University, Vol. 1997, Oxford, UK.
- [20] M. O. V. L. S. QUOILIN, «Modeling and experimental investigation of an organic rankine cycle using scroll expander for small solar applications», chez *PEurosun Conf*, Lisbon, Portugal, (2008)
- [21] P. D. S. R. V.M. NGUYEN, « Development of a prototype low temperature Rankine cycle electricity generation system,» *Applied Thermal Engineering,* Vol. 21 (2001) 169 181 p.
- [22] N. Y. S. W. T. Saitoh, «Solar rankine cycle system using scroll expander», Journal of Energy and Engineering, Vol. 2 (2007) 708 - 718 p.
- [23] D. L. D. F. Y. A. M. KANE, «Small hybrid solar power system», *Energy*, Vol. 28 (2003) 1427 1443 p.
- [24] J. K. S. K. A. SCHUSTER, «Simulation of an innovative stand-alone solar desalination system using an organic rankine cycle», *International Journal of Thermodynamics,* Vol. 10 (2007) 155 163 p.
- [25] J. L.-V. E. L. S. R. A. C. J.C. BRUNO, « Modelling and optimization of solar organic Rankine cycle engines for reverse osmosis desalination», *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28 (2008) 2212 2226 p.
- [26] X. L. Z. L. J. G. DONGHONG WEI, «Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery», *Energy Conversion and Management*, Vol. 4 (2007) 1113 - 1119 p.
- [27] L. C. K. S. C. S. P. J. MAGO, «An examination of regenerative organic rankine cycles using dry fluids», *Applied Thermal Engineering,* Vol. 28 (2008) 998 1007 p.