



مدل‌سازی ترمودینامیکی سیکل جدید و اصلاح شده رانکین آلی با استفاده همزمان از اجکتور بخار و ریژنراتور

رضا خیری¹، هادی غائبی^{2*}

1- فارغ‌التحصیل کارشناسی، مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل

* اردبیل، صندوق پستی 179، hgahaebi@uma.ac.ir

چکیده

در این تحقیق برای افزایش راندمان و توان تولیدی سیکل ساده ارگانیک رانکین (ORC)، یک آرایش جدید از سیکل ساده ارگانیک رانکین با استفاده همزمان از اجکتور و ریژنراتور ارائه شده است. در سیکل جدید، یک ریژنراتور، اوپراتور دو مرحله‌ای به همراه اجکتور بخار به سیکل ساده ارگانیک رانکین اضافه شده است. بخار از اوپراتور مرحله دوم به عنوان سیال اولیه وارد اجکتور بخار شده و پس از کاهش فشار در آن باعث افزایش مکش سیال ثانویه، یعنی سیال خروجی از توربین می‌شود که به نوبه خود به افزایش توان تولیدی می‌انجامد و همچنین بخار خروجی از توربین قبل از وارد شدن به اجکتور بخار وارد ریژنراتور می‌شود که با این کار بخشی از انرژی مورد نیاز اوپراتور مرحله اول تأمین می‌گردد. برای مدل‌سازی ترمودینامیکی کدی در نرم‌افزار محاسباتی ای ای اس (EES) توسعه داده شده است. به علاوه از سیال‌های عامل مختلفی (سیز2پوتن، آر600، آر245افای و آر236افای) برای ارزیابی عملکرد سیکل ارگانیک رانکین و همچنین سیکل جدید پیشنهادی استفاده شده است، نتایج گویاست که بازده سیکل جدید ارائه شده در بهترین حالت (بسته به نوع سیال عامل) 17.5% نسبت به سیکل ساده ارگانیک رانکین افزایش یافته است.

کلید واژگان: سیکل ارگانیک رانکین، ریژنراتور، اجکتور، تحلیل ترمودینامیکی

Thermodynamic modeling of a novel and modified Organic Rankine Cycle (ORC) augmented with ejector and regenerator

Reza Kheiri, Hadi Ghaebi*

Department of Mechanical Engineering, Mohaghegh Ardabili University, Ardabil, Iran

* P.O.B. 179, Ardabil, Iran, hgahaebi@uma.ac.ir

ABSTRACT

In this research study, a novel ORC cycle is proposed to improve the efficiency and power generation of the basic ORC cycle. In this proposed new cycle, an ejector, a second stage evaporator and a regenerator are integrated in the basic ORC cycle. Steam from the second stage evaporator enters to the ejector as the primary fluid, after decrease in mixture pressure, it tends to increase the suction of the secondary fluid from the turbine outlet (steam from the turbine). Also steam enters to the regenerator, before the ejector, and by this way supplies a part of required energy for the first stage evaporator and increases the efficiency as well. For thermodynamic modeling a code was developed in the Engineering Equation Solver (EES) software. In addition, different working fluids (R600, R245fa, R236fa, Cis-2-Butene) were examined to evaluate the thermodynamic performance of the basic ORC cycle and new proposed cycle. The results show efficiency increase of the new cycle compared with that of the basic ORC cycle, the value of which depends on the working fluid, as the maximum efficiency increase of 17.5% is noticed.

Keywords: Organic Rankine Cycle (ORC), ejector, regenerator, thermodynamic performance

1- مقدمه

پایین می‌باشد. اسکاستر و همکاران [4] تاثیر پارامترهای سیکل ارگانیک رانکین بر روی پارامترهای گرمایی در طراحی مبدل‌های حرارتی را بررسی کردند. سان و همکاران [5] با استفاده از الگوریتم روژن سیکل ارگانیک رانکین را بهینه‌سازی کردند. گوئ و همکاران [6] به این نتیجه رسیدند که مزیت مهم سیکل‌های ارگانیک رانکین، قابلیت اطمینان بالا و انعطاف پذیری آن‌ها در هنگام ساخت می‌باشد. ورک و همکاران [7] سیکل ارگانیک رانکین را برای استفاده از انرژی زمین گرمایی بهینه‌سازی کردند. بهاء و همکاران [8] تاثیر سیال‌های مختلف را بر روی سیکل ارگانیک رانکین بررسی کردند. روی و همکاران [9] سیکل ارگانیک رانکین را برای استفاده از دود خروجی صنایع در دما و فشار خاص بهینه نمودند. امادا و همکاران [10] بازده گرمایی سیکل

صنعتی‌سازی منجر به گرم شدن کره زمین و آسیب به محیط زیست می‌شود. به منظور تأمین نیاز به انرژی در آینده و همچنین کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای و همچنین کاهش وابستگی به سوخت‌های فسیلی، توسعه سیستم‌های انرژی نوین غیرقابل اجتناب می‌باشند. بومبارا و همکاران [1] با مقایسه سیکل‌های کالینا¹ و ارگانیک رانکین² در عملکرد ترمودینامیکی یکسان، نشان دادند که سیکل کالینا به فشار بیشتری نیاز دارد. سانچز [2] و مونچ [3] به این نتیجه رسیدند که در میان بسیاری از فناوری‌ها، سیکل ارگانیک رانکین یک راه حل مناسب برای استفاده از منابع حرارتی دما

¹ Kalina
² ORC

³ LGHS

Please cite this article using:

R.Kheiri, H.Ghaebi, Thermodynamic modeling of a novel and modified Organic Rankine Cycle (ORC) augmented with ejector and regenerator, *Modares Mechanical Engineering, Proceedings of the Second International Conference on Air-Conditioning, Heating and Cooling Installations*, Vol. 16, No. 13, pp. 23-27, 2016 (in Persian فارسی)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

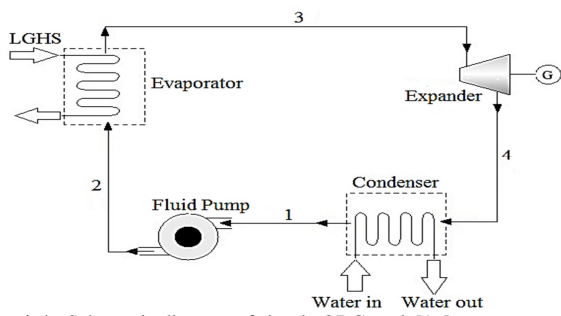


Fig. 1-A. Schematic diagram of simple ORC cycle[16]

شکل 1-الف شماتیک سیکل ساده ارگانیک رانکین[16]

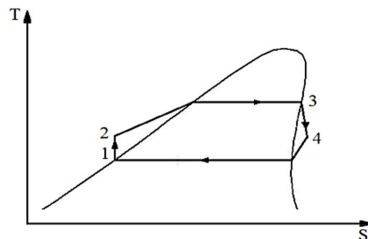


Fig. 1-B. T-S diagram of simple ORC cycle[16]

شکل 1-ب دیاگرام تی-اس سیکل ساده ارگانیک رانکین [16]

اوپراتور مرحله دوم به عنوان سیال اولیه برای ایجتور می باشد. ایجتور با مکش بخار خروجی از توربین (سیال ثانویه) باعث کاهش فشار خروجی توربین و افزایش کار توربین می شود. همچنین بخار خروجی از توربین وارد مبدل شده که این مبدل با سیال و انرژی خارج از سیکل کار نمی کند، بلکه این مبدل با دادن گرمای بخار خروجی از توربین به مایع متراکم خروجی از پمپ I باعث کاهش گرمای مورد نیاز اوپراتور شده و از این طریق به افزایش راندمان سیکل منجر می شود.

این سیکل نیز از دو چرخه تشکیل شده است:

چرخه اول (5-8-9-1-2-3-4-5): در این چرخه بخشی از مایع متراکم توسط پمپ از کندانسور به مبدل حرارتی فرستاده می شود (5-8). در آنجا با جذب حرارت به اوپراتور مرحله اول وارد شده و با تبدیل به بخار اشباع (1-9) به توربین فرستاده می شود (1-2). بخار پس از توربین به ریژنراتور وارد شده و گرمای خود را از دست می دهد (2-3). سپس به عنوان سیال ثانویه وارد ایجتور می شود.

چرخه دوم (5-6-7-3-4-5): در این چرخه بخش دیگری از مایع خروجی از کندانسور توسط پمپ II به اوپراتور مرحله دوم فرستاده شده (5-6) و در اوپراتور به بخار اشباع تبدیل می گردد (6-7). این بخار به عنوان سیال اولیه وارد ایجتور می شود.

پس از مخلوط شدن بخارهای حالت های 3 و 7 در ایجتور، مخلوط حاصل به کندانسور فرستاده شده و در آنجا به مایع متراکم تبدیل می گردد (4-5) و به وسیله پمپها عمل مکش آغاز می شود.

3- مدل سازی ترمودینامیکی

برای مدل سازی ترمودینامیکی سیکل رانکین به همراه ایجتور و ریژنراتور، کد شبیه سازی در نرم افزار ای اس¹⁰ تهیه شده است. فرضیات مدل سازی به صورت زیر هستند:

ارگانیک رانکین را در هنگام استفاده از سیال اچ اف او-123 و ای اف¹ بررسی کردند. گنگ پی و همکاران [11] اجزا و سیستم های سیکل ارگانیک رانکین را در مقیاس آزمایشگاهی بهینه نمودند. لی و همکاران [12] با به کار بردن سیال های عامل مختلف، نشان دادند که توان خروجی و بازده سیکل با تغییر سیال عامل تغییر خواهد کرد. گو و همکاران [13] ارزیابی ترمودینامیکی سیکل ارگانیک رانکین را برای پیدا کردن میانگین اتلافات انرژی در دماهای مختلف منبع زمین گرمایی انجام دادند. یالینگ هی و همکاران [14] سیکل ارگانیک رانکین به همراه ایجتور بخار² را پیشنهاد کردند، که از یک ایجتور بخار برای افزایش بازده سیکل ارگانیک رانکین پیشنهاد شده بود. جیانگ لی و همکاران [15] پیشنهاد استفاده از ایجتور و تغذیه جداگانه آن را دادند، که باعث افزایش بازده و توان تولیدی سیکل شد.

در این تحقیق برای افزایش توان خروجی و بازده سیکل ساده ارگانیک رانکین استفاده تلفیقی از ایجتور، بازیاب حرارتی پیشنهاد شده است. با به کار بردن ایجتور در سیکل می توان فشار را تعدیل و به فشار مورد نظر رساند. با استفاده از بازیاب حرارتی می توان از اتلافات انرژی جلوگیری و بدون استفاده از منابع خارجی انرژی مورد نیاز اوپراتورها را فراهم نمود. با رویکرد به این مسئله سیکلی جدید با تلفیق اجزاء فوق و سیکل ارگانیک رانکین پیشنهاد می شود. علاوه بر این به جهت این که در سیکل های ارگانیک رانکین سیالات عامل مختلفی استفاده می شوند، تاثیر استفاده از سیالات مختلف (سیز 2 بوتن³، آر 4، آر 5، آر 6، آر 236 اف ای⁶) بر روی عملکرد سیکل نیز بررسی و با سیکل ساده ارگانیک رانکین مقایسه شده اند.

2- توضیح سیستم ها

1- سیکل ساده ارگانیک رانکین

در "شکل 1-الف و ب" به ترتیب شماتیک سیکل ساده ارگانیک رانکین و دیاگرام تی-اس⁷ این سیکل نشان داده شده است. سیکل ساده ارگانیک رانکین در واقع همان سیکل رانکین می باشد که به جای بویلر، اوپراتور جایگزین آن شده است. این سیکل به طور عمده شامل توربین، کندانسور، اوپراتور و پمپ می باشد. به جهت این که سیال های عامل مورد استفاده در این سیکل عموماً دارای دمای جوش پایینی می باشند، لذا با استفاده از یک منبع حرارتی دما پایین می توان بخار لازم جهت مصرف توربین را در اوپراتور تولید کرد. برای این کار منبع حرارتی می تواند خورشید، بیوگاز، زمین گرمایی و... باشد. همچنین واسط عامل مورد استفاده جهت جذب انرژی از منابع انرژی تجدیدپذیر دما پایین⁸، آب است.

2- سیکل ارگانیک رانکین به همراه ایجتور و ریژنراتور

شماتیک این سیکل در "شکل 2-الف" و دیاگرام تی-اس آن در "شکل 2-ب" نشان داده شده است. برای افزایش راندمان، یک ایجتور و یک بازیاب حرارتی⁹ یا ریژنراتور به سیکل ساده ارگانیک رانکین اضافه شده است. علاوه بر این از یک اوپراتور دو مرحله ای نیز استفاده شده است. بخار خروجی از

¹ HFO-123yf

² RORC

³ Cis-2-Butene

⁴ R600

⁵ R245fa

⁶ R236fa

⁷ T-S

⁸ LGHS

⁹ Regenerator

¹⁰ Engineering Equation Solver

4-2- نتایج مدل سازی ترمودینامیکی

با استفاده از کدهای تهیه شده در نرم افزار ای ای اس، پارامترهای ترمودینامیکی برای همه نقاط سیکل رانکین ساده و سیکل پیشنهادی (ارگانیک رانکین به همراه اچکتور و ریژنراتور) به دست آمده است. همچنین برای بررسی تاثیر نوع سیال عامل مورد استفاده بر روی پارامترهای عملکردی سیستم، سیال های عامل مختلفی (آر600، آر236 اف ای، آر245 اف ای و سیز2 بوتن) به کار گرفته شده اند که نتایج شبیه سازی در جداول 3 و 4 ارائه شده اند. علاوه بر این برای مقایسه کارایی سیکل ها و برای هر یک از سیال های عامل مورد بررسی، درصد بهبود راندها سیکل پیشنهادی نسبت به سیکل ساده ارگانیک رانکین در جدول 5 ارائه شده است.

با مقایسه جداول 3 و 4 در می یابیم که مقدار کار توربین در سیکل ارگانیک رانکین به همراه اچکتور و ریژنراتور به مقدار قابل توجهی افزایش یافته است. همچنین در میان سیال های عامل مختلف، بیشترین بازده مربوط به سیال آر245 اف ای به دلیل بالاتر بودن نسبت کار توربین به بار اواپراتور می باشد (11.17%). ضمناً با توجه به جدول 5 سیال آر236 اف ای درصد افزایش بازده بیشتری را به دلیل بیشتر بودن نسبت افزایش کار توربین، نشان می دهد (17.5%). علاوه بر این مقدار بار اواپراتور مرحله اول با توجه به وجود مبدل حرارتی، کاهش و مقدار کار توربین افزایش یافته است که افزایش کار

جدول 1 بالانس انرژی برای اجزاء سیکل های مختلف

Table 1 Energy balance for the component of the different cycles

معادلات	اجزاء
$\dot{W}_P = \dot{m}_1(h_1 - h_2)$	سیکل ساده ارگانیک رانکین
$\dot{Q}_E = \dot{m}_2(h_3 - h_2)$	پمپ (1-2)
$\dot{W}_T = \dot{W}_{T,ideal}\eta_T = \dot{m}_3(h_3 - h_{4s})\eta_T$	اواپراتور (2-3)
$\dot{Q}_C = \dot{m}_4(h_4 - h_1)$	توربین (3-4)
$\eta = \frac{\dot{W}_T + \dot{W}_P - \dot{W}_{net}}{\dot{Q}_E}$	کندانسور (4-1)
	بازده سیکل
$\dot{W}_{P,I} = \dot{m}_8(h_5 - h_8)$	سیکل ساده ارگانیک رانکین
$\dot{W}_{P,II} = \dot{m}_6(h_5 - h_6)$	بهمراه اچکتور و ریژنراتور
$\dot{Q}_{HE(2-3)} = \dot{m}_2(h_2 - h_3)$	پمپ I (5-8)
$\dot{Q}_{HE(8-9)} = \dot{Q}_{HE(2-3)}\eta_{HE}$	پمپ II (5-6)
$\dot{Q}_{E1} = \dot{m}_1(h_1 - h_9)$	مبدل حرارتی (2-3)
$\dot{Q}_{E2} = \dot{m}_6(h_7 - h_6)$	مبدل حرارتی (8-9)
$\dot{W}_T = \dot{W}_{T,ideal}\eta_T = \dot{m}_1(h_1 - h_{2s})\eta_T$	اواپراتور مرحله اول (9-1)
$\dot{Q}_C = \dot{m}_4(h_5 - h_4)$	اواپراتور مرحله دوم (6-7)
$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_4 h_4$	توربین (1-2)
$\eta = \frac{\dot{W}_T + \dot{W}_{P,I} + \dot{W}_{P,II} - \dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{E1} + \dot{Q}_{E2}}$	کندانسور (4-5)
	اچکتور (7-3-4)
	بازده سیکل

جدول 2 مقایسه نتایج کد تهیه شده در ای ای اس با نتایج مرجع [15]

Table 2 Comparing the results of the EES code with these of the Reference [15]

کد تهیه شده	مرجع [15]	
		عملکرد سیکل (آر600)
6.39	6.47	توان خروجی کل (kW)
0.129	0.13	کار پمپ (kW)
6.26	6.34	توان خالص (kW)
7.27	7.34	بازده سیکل (η) (%)

تمام فرایندها به صورت پایا بوده و افت فشاری در اجزای سیستم وجود ندارد [17].

- دمای سیال خروجی از کندانسور 35 °C می باشد [17].
- فشار اواپراتورهای مرحله اول و دوم به ترتیب 599kpa و 420kpa در نظر گرفته شده است [15].
- بازده آیزنتروپیک توربین 85% و بازده مبدل حرارتی 65% است [18].
- پمپ ها به صورت آیزن تروپیک می باشند [15].

برای آنالیز ترمودینامیکی سیستم، قوانین بقای جرم و بقای انرژی برای تک تک اجزاء سیستم ها اعمال می شود (جدول 1 را ببینید) [16]:

$$\sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_e = 0 \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{c.v.} + \sum \dot{m}_i h_i = \sum \dot{m}_e h_e + \dot{W}_{c.v.} \quad (2)$$

4- بحث و بررسی نتایج

4-1- اعتبارسنجی مدل

برای اعتبارسنجی مدل سازی سیکل ارائه شده در این تحقیق از مرجع [15] استفاده شده است. در این مراجع از اچکتور برای افزایش راندها سیکل رانکین استفاده کرده اند. کد توسعه داده شده در نرم افزار ای ای اس¹ را برای این سیکل به کار برده شده و مشاهده می شود که کد تهیه شده دارای دقت قابل قبولی می باشد (جدول 2 را ببینید)

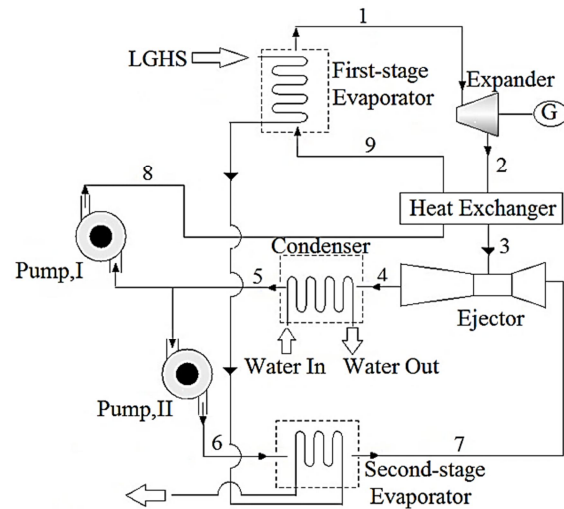


Fig. 2 -A. Schematic diagram of the ORC cycle with Ejector and Regenerator (EROC)

شکل 2- الف شماتیک سیکل ارگانیک رانکین به همراه اچکتور و ریژنراتور

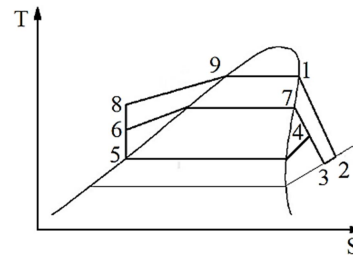


Fig. 2-B. T-S diagram of the ORC cycle with Ejector and Regenerator (EROC)

شکل 2- ب دیاگرام تی-اس سیکل ارگانیک رانکین به همراه اچکتور و ریژنراتور

¹ EES

جدول 3 نتایج شبیه سازی برای سیکل ساده ارگانیک رانکین

سبزیوتن	آر 245 اف ای	آر 236 اف ای	آر 600	
97.46	50.11	36.59	97.71	بار اواپراتور (kW)
89.3	45.32	34.36	84.83	بار کندانسور (kW)
0.0141	0.076	0.0545	0.140	کار پمپ (kW)
8.229	4.869	2.289	7.017	توان کلی توربین (kW)
8.158	4.793	2.235	6.887	توان خالص خروجی (kW)
8.37	9.563	6.108	7.499	بازده (%)

جدول 4 نتایج شبیه سازی برای سیکل ارگانیک رانکین به همراه ایچکتور و ریژنراتور

سبزیوتن	آر 245 اف ای	آر 236 اف ای	آر 600	
96.04	48.83	35.79	89.71	بار اواپراتور مرحله اول (kW)
54.24	27.7	20.05	50.31	بار اواپراتور مرحله دوم (kW)
150.3	76.53	55.85	140	بار کلی اواپراتور (kW)
138.6	69.27	52.64	130.1	بار کندانسور (kW)
0.1415	0.076	0.054	0.140	توان مورد نیاز پمپ 1 (kW)
0.043	0.026	0.014	0.04	توان مورد نیاز پمپ 2 (kW)
13.26	8.651	4.077	12.09	توان کلی توربین (kW)
13.08	8.548	4.009	11.91	توان خالص خروجی (kW)
2.188	1.974	1.232	3.069	بار ریژنراتور (kW)
8.703	11.17	7.178	8.507	بازده (%)

جدول 5 مقایسه عملکرد سیکل ارگانیک رانکین به همراه ایچکتور و سیکل جدید پیشنهادی با سیکل ساده ارگانیک رانکین

سبزیوتن	آر 245 اف ای	آر 236 اف ای	آر 600	
3.97	16.8	17.5	13.44	درصد نسبی افزایش بازده سیکل ارگانیک رانکین به همراه ایچکتور و ریژنراتور (%)

توربین و کاهش مقدار گرمای داده شده به اواپراتور مرحله اول منجر به افزایش راندمان شده است.

5- نتایج

به دلیل پایین بودن بازده سیکل ساده ارگانیک رانکین، برای افزایش بازده و توان خالص خروجی سیکل، سیکل جدیدی ارائه شد که در آن یک ایچکتور و یک بازیاب حرارتی به سیکل ساده ارگانیک رانکین افزوده شده است.

علاوه بر سیکل جدید ارائه شده، برای مقایسه عملکرد سیکل جدید با سیکل ارگانیک ساده رانکین، مدل سازی ترمودینامیکی نیز انجام شد. همچنین برای ارزیابی عملکرد هر یک از سیکل ها از سیالات عامل مختلفی از جمله آر 600، آر 236 اف ای، آر 245 اف ای و سبزیوتن استفاده شدند که اهم نتایج عبارتند از:

- 1- سیکل ارگانیک رانکین به همراه ایچکتور و ریژنراتور، دارای افزایش بازده و توان تولیدی قابل ملاحظه ای نسبت به سیکل ارگانیک رانکین ساده بود.
- 2- بیشترین بازده در بین سیالات عامل مختلف برای سیکل پیشنهادی مربوط به سیال آر 245 اف ای بوده و مقدار آن 11.17% می باشد.
- 3- بهترین سیالات عامل از لحاظ بالابودن راندمان به ترتیب آر 245 اف ای، سبزیوتن، آر 600، آر 236 اف ای می باشند.

6- فهرست علائم

\dot{h}	آنتالپی (kJkg^{-1})
\dot{m}	دبی جرمی (kgS^{-1})
\dot{Q}	گرما (kW)
\dot{W}	کار (kW)
η	راندمان (%)
C	کندانسور
c.v.	حجم کنترل
E	اواپراتور
e	خروجی
HE	مبدل حرارتی
i	ورودی
Net	نهایی
P	پمپ
S	آیزنتروپیک
T	توربین

7- مراجع

- [1] P. Bombarda, C. Invernizzi, C. Pietra, Heat recovery from diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles, *Applied Thermal Engineering*, No.30, pp.212-219, 2010.
- [2] J. Muñoz Escalona, D. Sánchez, R. Chacartegui, T. Sánchez, Part-load analysis of gas turbine & ORC combined cycles, *Applied Thermal Engineering*, No. 36, pp.63-72, 2012.
- [3] R. Chacartegui, J. Muñoz de Escalona, D. Sánchez, B. Monje, T. Sánchez, Alternative cycles based on carbon dioxide for central receiver solar power plants, *Applied Thermal Engineering*, No. 31, pp.872-879, 2011.
- [4] S. Karellas, A. Schuster, A.D. Leontaritis, Influence of supercritical ORC parameters on plate heat exchanger design, *Applied Thermal Engineering*, No.36, pp. 33-34, 2012.
- [5] J. Sun, W. Li, Operation optimization of an organic rankine cycle (ORC) heat recovery power plant, *Applied Thermal Engineering*, No. 31, pp.2032-2041, 2011.
- [6] D. Wei, X. Lu, Z. Lu, J. Gu, Dynamic modeling and simulation of an Organic Rankine Cycle (ORC) system for waste heat recovery, *Applied Thermal Engineering*, No. 28, pp.1216-1224, 2008.
- [7] H. Hettiarachchi, M. Golubovic, W.M. Worek, Y. Ikegami, Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat source, *Energy*, No.32, pp.1698-1706, 2007.
- [8] S. Bahaa, K. Gerald, Working fluids for low temperature organic Rankine cycles, *Energy*, No.32, pp.1210-1221, 2007.
- [9] J.P. Roy, M.K. Mishra, A. Misra, Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using organic Rankine cycle, *Energy*, No.35, pp.5049-5062, 2010.
- [10] N. Yamada, M. nor Anuar, K.T. Trung, Study on thermal efficiency of low-to medium-temperature organic Rankine cycles using HFO-123yf, *Energy*, No. 41, pp.368-375, 2012.
- [11] P. Gang, J. Li, Y. Li, D. Wang, J. Ji, Construction and dynamic test of a small-scale organic Rankine cycle, *Energy*, No.36, pp.3215-3223, 2011.
- [12] W. Li, X. Feng, Y. L.J. X. J, Effects of evaporating temperature and internal heat exchanger on organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering*, No.31, pp.4014-4023, 2011.
- [13] T. Guo, H. Wang, S. Zhang, Comparative analysis of natural and conventional working fluids for use in transcritical Rankine cycle using low-temperature geothermal source, *Energy*, No.35, pp.530-544, 2011.
- [14] X. Rongji, Y. Hem, A vapor injector-based novel regenerative

- [17] O. Kaska, Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry, *Energy Conversion and Management*, Vol. 77, pp. 108-117, 2014.
- [18] F. Al-Sulaiman, I. Dincer, F Hamdullahpur, Energy and exergy analyses of a biomass trigeneration system using an organic Rankine cycle, *Energy*, Vol.45, pp. 975-985, 2012.
- organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering*, No.31, pp.1238-1243, 2011.
- [15] X. Li, C. Zhao, X. Hu, Thermodynamic analysis of Organic Rankine Cycle with Ejector, *Energy*, No. 42, pp.342-349, 2012.
- [16] V. Wylen, G. John, *Fundamentals of Thermodynamics*, 6th ed, pp.507-511, india, 2002.