

تحلیل انرژی و انرژی سیکل رانکین دو مرحله‌ای با بازیاب

سید علی میراحمدی گلرودباری¹، محمد کلتی²

¹گروه مهندسی مکانیک دانشگاه گیلان، رشت، seyed.fab@gmail.com

²گروه مهندسی مکانیک دانشگاه گیلان، رشت، mkalteh@guilan.ac.ir

چکیده

حالی که یک مایع مرطوب (به عنوان مثل آب) دارای شیب منفی و مایع آیزنتروپیک (به عنوان مثال R123) دارای شیب بی‌نهایت بزرگ است. سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین در سیالات مرطوب مفید است (مثل سیال آب)، اما سوپرهیت کردن سیالات خشک (مانند R123) مفید نیست [1]. شایان ذکر است که در کاربردهای عملی، کمی سوپرهیت کردن می‌تواند برای بهره برداری از توربین مفید باشد. سوپرهیت کردن می‌تواند تضمین کند که تنها بخار، نه مخلوط بخار و مایع، وارد توربین می‌شود. مخلوط بخار و مایع می‌تواند به پره‌های توربین صدمه بزند و باعث کوتاه شدن عمر عملیاتی توربین شود.

دسته بندی دیگری در تقسیم انواع فشاری که در آن سیال کاری از بویلر (در دما و فشار خروجی بویلر) گرما می‌گیرد وجود دارد. بر اساس این دسته بندی دو نوع فشار وجود دارد، فشار مادون بحرانی⁴ و مافوق بحرانی⁵ [2]. فشار مادون بحرانی آن فشاری است که سیال کاری گرمای خود را با گرفتن از بویلر شروع کرده و با تغییر فاز به نقطه ورودی به توربین می‌رسد، اما در فشار مافوق بحرانی سیال، چنین تغییر فازی را طی نمی‌کند. مطالعات و تحقیقاتی درباره‌ی انواع مختلف سیکل‌های رانکین آلی، پارامترهای موثر بر سیکل، راندمان آن، انرژی اجزای مختلف سیکل و... برای بهبود و گسترش کارایی این نوع سیکل‌ها از گذشته انجام شده و مورد توجه بوده است.

انتخاب سیال کاری در مقالات زیادی بررسی شده است که از مهمترین آنها می‌توان به مقاله صالح و همکاران [2] اشاره کرد که روی 31 سیال خالص سیکل رانکین آلی که از معادله حالت بنکو⁶ پیروی می‌کردند بررسی‌هایی انجام دادند.

از جمله آن سیالات می‌توان به آلکان‌ها، آلکان فلوئوردار، استرها و اترها فلوئوردار و غیره اشاره کرد و در آخر به این نتیجه رسیدند که سیالاتی با دمای بحرانی بیشتر عموماً بازده بیشتر دارند.

از جمله مقالات دیگری که بحث آنها پیرامون انتخاب سیال کاری هستند می‌توان به مايزا [3] اشاره کرد که برای کاهش اندازه مبدل حرارتی پیشنهاد دادند که از سیالاتی با چگالی بالا و دارای گرمای نهان بالا استفاده شود. چن و همکاران [4] معیارهای ترمودینامیکی و ترموفیزیکی را برای انتخاب سیال کاری و رابطه

در کاربردهای نیروگاهی، جهت تولید قدرت از منابع حرارتی دما پایین می‌توان از سیکل رانکین آلی (ORC) استفاده نمود. در سیکل رانکین دو مرحله‌ای از حرارت سیکل رانکین معمولی برای حرارت دادن به بویلر سیکل رانکین آلی استفاده می‌شود. در این پژوهش به تحلیل انرژی و انرژی سیکل رانکین دو مرحله‌ای با بازیاب پرداخته شده است. بدین منظور معادلات حاکم، در محیط برنامه نویسی نرم افزار EES پیاده سازی شده و نتایج حاصله در قالب نمودارهایی ارائه و تحلیل شده است. فشار خروجی توربین سیکل بخار (STEP) و دمای محیط به عنوان دو پارامتر متغیر و مؤثر بر سیکل انتخاب شده است. آنالیز انرژی نشان می‌دهد که بازده قانون اول با افزایش فشار خروجی توربین سیکل بخار ابتدا سیر صعودی و سپس در انتها سیر نزولی دارد. این بازده با افزایش دمای محیط در تمامی STEP های مختلف کاهش می‌یابد. در آنالیز انرژی مشاهده شد که اتلاف انرژی مجموع اجزا سیکل (کل) با افزایش دما در STEP های مختلف کاهش می‌یابد. این پارامتر با افزایش STEP در تمامی سه دمای محیط کاهش می‌یابد. همچنین پمپ ORC کمترین اتلاف انرژی و ژنراتور بخار (اوپراتور) بیشترین اتلاف انرژی را دارد.

واژه های کلیدی

سیکل رانکین دو مرحله‌ای، سیکل رانکین آلی، بازده قانون اول، اتلاف انرژی، بازیاب

مقدمه

سیکل رانکین کلاسیک از یک پمپ، توربین، بویلر یا اوپراتور و کندانسور تشکیل شده است که آب به عنوان سیال کاری در این سیکل مورد استفاده قرار می‌گیرد. این سیکل توانایی تبدیل گرما به کار مکانیکی را دارد. سیکل رانکین آلی¹ سیکلی است که در آن از سیال آلی به عنوان سیال کاری استفاده شده است.

مایعات آلی کاری (سیال عامل) را می‌توان با توجه به شیب منحنی بخار اشباع آنها در نمودار دما-آنترنوپسی به سه دسته مایع خشک، مایع مرطوب و مایع آیزنتروپیک² طبقه بندی کرد. مایع خشک (به عنوان مثال ان-پنتان³) دارای یک شیب مثبت است، در

⁴ Subcritical pressure
⁵ Supercritical pressure
⁶ Backone

¹ ORC-Organic Rankine Cycle
² Isentropic
³ n-pentane

همچنین استون¹⁰ کمترین اتلاف انرژی را در بین سیالات استفاده شده داشته و R245fa بیشترین راندمان انرژی را در یک پینچ ثابت دارا بود. با ثابت بودن دمای منبع گرم و افزایش دمای پینچ سیالات مرطوب نسبت به سیالات دیگر دارای بهره‌وری کمتری بودند. در این مقاله نیز توصیه شده بود که از سیالات خشک و آیزنتروپیک استفاده شود.

لیو و همکاران [7] بر روی سیکل رانکین دو مرحله‌ای با بازیاب کار کردند و به ازای دماهای مختلف هوا و STEPهای¹¹ مختلف میزان بازده بهینه نیروگاه را بدست آوردند.

همانطور که توضیح داده شد بیشتر مطالب کار شده در این زمینه مربوط به انتخاب سیال کاری و راندمان قانون اول بوده است. بنابراین سعی شده است که در این پژوهش به اتلاف انرژی اجزای سیکل به صورت ویژه‌ای پرداخته شود که از جمله تمایزات این پژوهش با کارهای دیگر است.

شرایط مسئله و تبیین معادلات حاکم

بنابر ویژگی‌ها و محدودیت‌هایی که در انتخاب سیال و سیکل وجود دارد در این پژوهش از سیال R600 استفاده شده که یک سیال خشک محسوب می‌شود. سیکل استفاده شده در این تحقیق بدون هرگونه مادون سردی و سوپرهیتی است. همچنین از فشار مادون بحرانی استفاده شده است.

در جدول 1 برخی از ویژگی‌های سیال منتخب از جمله ساختار شیمیایی، نام سیال، دمای بحرانی و غیره آورده شده است. لازم بذکر است که R600 از خانواده‌ی هیدروکربن‌ها بوده و از گونه سیالاتی است که از نظر زیست محیطی مناسب است [9,8].

سیکل موردنظر در این پژوهش در شکل 1 نشان داده شده است که از یک سیکل رانکین بخار و یک سیکل رانکین آلی در زیر آن تشکیل شده است. اجزای مختلف سیکل عبارتند از: پمپ آب، توربین بخار، ژنراتور بخار (واپراتور)، کندانسور - بویلر، پمپ سیکل رانکین آلی، توربین سیکل رانکین آلی، کندانسور هوایی (سیال خنک کننده آن هوا است) و بازیاب.

موجود ما بین قدرت خروجی توربین و گرمای نهان سیال کاری در تحقیقشان بررسی کردند. از جمله نتایج بدست آمده در تحقیقشان که می‌توان اشاره کرد این بود که مایعات با چگالی و گرمای نهان بالا دارای کار خروجی توربین بیشتری هستند. این مطالعه همچنین نشان داد که سیالات آیزنتروپیک و خشک برای استفاده در سیکل رانکین آلی به سیالات دیگر ترجیح داده می‌شوند و اینکه سوپرهیت کردن برای سیالات مرطوب در سیکل رانکین آلی مفید است و در سیالات خشک، می‌تواند نقش منفی داشته باشد، نتایجی که توسط لیو و همکاران [1] نیز گرفته شده بود.

وانگ و همکاران [5] کارایی پنج نوع سیکل رانکین آلی را مورد ارزیابی قرار دادند. ORC ساده، ORC به همراه بازیاب، ORC با مبدل باز داخلی، ORC با مبدل بسته و آخرین آن ORC با بازگرمایش از جمله سیکل‌هایی بود که در این مقاله مورد بررسی قرار گرفت و راندمان حرارتی هر یک با استفاده از یک الگوریتم ژنتیک بهینه و ماکزیمم مقدار آن بدست آمد. آنها نتیجه گرفتند که ORC به همراه بازیاب بهترین کارایی را از خود نشان می‌دهد و ORC با مبدل باز داخلی و ORC با مبدل بسته در انتخاب های بعدی و ORC ساده و به همراه بازگرمایش انتخاب آخر هستند. اثرات فشار ورودی توربین، دمای خروجی کندانسور و بازده آیزنتروپیک توربین بر عملکرد سیکل نیز در این مقاله بررسی شده است.

وانگ و همکاران [6] سیکل رانکین دومرحله‌ای با منبع حرارتی ناپیوسته‌ای را با استفاده از سیالات مختلف و کمک گیری از نرم افزار متلب⁷ و ریفرپروپ⁸ بررسی کردند.

آنها تاثیر درجه حرارت خروجی منبع حرارتی را بر قدرت خالص خروجی، بازده حرارتی، مصرف انرژی، دبی جرمی، درجه حرارت خروجی منبسط کننده یا همان توربین، برگشت ناپذیری چرخه و بهره‌وری انرژی در یک نقطه اختلاف دما کوچک داده شده (که به آن پینچ⁹ گویند) مورد آزمایش و تحلیل قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که هیچ الزامی وجود ندارد که اگر دمای منبع حرارتی کم باشد کارآمدی انرژی مصرف شده نیز کم باشد.

جدول 1: ویژگی‌های سیال R600

سیال	نام سیال	فرمول شیمیایی	دمای بحرانی (K)	فشار بحرانی (bar)	جرم مولکولی $\frac{g}{mol}$
R600	n-butane	CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃	425	37/96	58/12

⁷ Matlab

⁸ Refprop

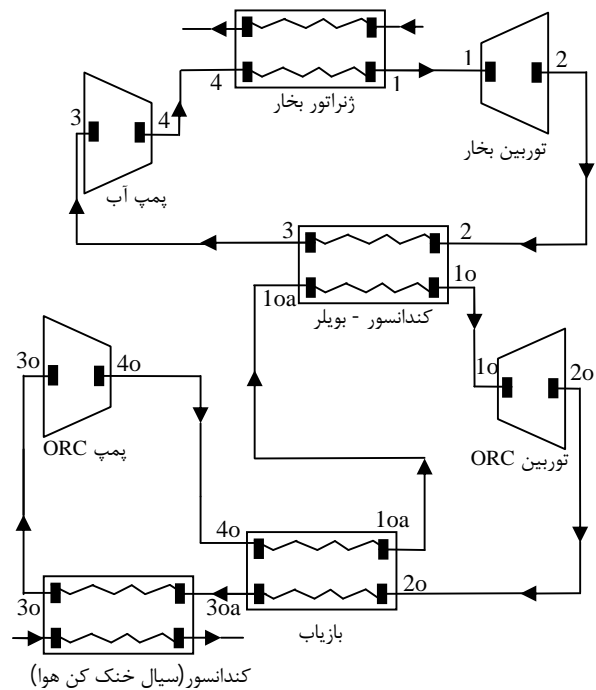
⁹ Pinch Point Temperature Difference (PPTD)

¹⁰ Acetone

¹¹ Steam Turbine Exhaust Pressure

جدول 2: اطلاعات سیکل و برخی فرضیات

مقادیر عددی	متغیرها	اجزای سیکل
603/15K	دمای منبع گرم (T_H)	ژنراتور بخار
40K	پینچ (T_{SG})	ژنراتور بخار
563/15K	دمای بویلر آب	ژنراتور بخار
0/85	بازده آیزنتروپیک (η_T)	توربین بخار
0/9	بازده آیزنتروپیک (η_p)	پمپ آب
0/3-2bar	فشار خروجی توربین بخار (STEP)	کندانسور - بویلر
5K	پینچ (T_{CB})	کندانسور - بویلر
STEP به بستگی	دمای بویلر سیکل ORC	کندانسور - بویلر
0/85	بازده آیزنتروپیک (η_{To})	توربین ORC
1	بازده آیزنتروپیک (η_{po})	پمپ ORC
بستگی به فصل و آب هوا	دمای هوای محیط (T_{air})	کندانسور ORC
253/15-313/15K		
29 K	پینچ (T_{ACC})	کندانسور ORC
وابسته به دمای منبع سرد	دمای تقطیر ORC	کندانسور ORC
5K	پینچ (T_{REG})	بازباب



شکل 1: ساختار سیکل دو مرحله‌ای با بازباب

در این پژوهش فرض شده است که منابع گرم و سرد دارای شرایط ثابتی هستند. در ادامه دمای هوا در سه نمونه مختلف (ثابت) و برخی پارامترهای سیکل مورد بررسی قرار می‌گیرند. دبی سیکل بخار نیز $1 \frac{kg}{s}$ در نظر گرفته شده است. برخی از اطلاعات لازم و فرضیات در جدول 2 آورده شده است که به تبیین مسئله کمک شایان توجه‌ای می‌کند [7].

معادلات حاکم بر اجزای سیکل در ادامه آورده شده است.

گرمای ژنراتور بخار:

$$Q_{SG} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (1)$$

کار پمپ سیکل بخار:

$$W_P = \frac{\dot{m}}{\eta_p}(h_3 - h_4^{isotropic}) \quad (2)$$

کار پمپ ORC:

$$W_{PO} = \frac{\dot{m}_o}{\eta_{po}}(h_{3o} - h_{4o}^{isotropic}) \quad (3)$$

کار توربین بخار:

$$W_T = \dot{m}\eta_T(h_1 - h_2^{isotropic}) \quad (4)$$

کار توربین ORC:

$$W_{To} = \dot{m}_o\eta_{To}(h_{1o} - h_{2o}^{isotropic}) \quad (5)$$

گرمای کندانسور - بویلر:

$$Q_{CB} = \dot{m}(h_2 - h_3) = \dot{m}_o(h_{1o} - h_{1oa}) \quad (6)$$

گرمای کندانسور ORC:

$$Q_{ACC} = \dot{m}_o(h_{3o} - h_{3oa}) \quad (7)$$

انتقال گرمای بازباب:

$$Q_{REG} = \dot{m}_o(h_{2o} - h_{3oa}) = \dot{m}_o(h_{1oa} - h_{4o}) \quad (8)$$

بازده سیکل:

$$\eta_{TH} = \frac{W_P + W_T + W_{PO} + W_{To}}{Q_{SG}} \quad (9)$$

اتلاف اغزرژی اجزای سیکل:

اغزرژی جریان به صورت معادله (10) تعریف می‌شود که از ترم‌های

gz و $\frac{v^2}{2}$ در آن صرف‌نظر شده و اندیس صفر برای حالت محیط استفاده شده است.

$$\psi_j = h_j - h_0 - T_0(s_j - s_0) \quad (10)$$

فرمول کلی اتلاف اغزرژی در جریان پایا با یک ورودی و خروجی:

$$\dot{x}_{s,k} = \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_k - w + \dot{m}_i\psi_i - \dot{m}_e\psi_e \quad (11)$$

اگرژی اتلافی در ژنراتور بخار:

$$\dot{X}_{S,SG} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{SG}}\right) Q_{SG} + \dot{m}(\psi_4 - \psi_1) \quad (12)$$

اگرژی اتلافی در پمپ سیکل بخار:

$$\dot{X}_{S,P} = -W_p + \dot{m}(\psi_3 - \psi_4) \quad (13)$$

اگرژی اتلافی توربین بخار:

$$\dot{X}_{S,T} = -(W_T) + \dot{m}(\psi_1 - \psi_2) \quad (14)$$

اگرژی اتلافی کندانسور - بویلر:

$$\dot{X}_{S,CB} = \dot{m}(\psi_2 - \psi_3) + \dot{m}_o(\psi_{10a} - \psi_{1o}) \quad (15)$$

اگرژی اتلافی توربین ORC:

$$\dot{X}_{S,T,ORC} = -(W_{T_o}) + \dot{m}_o(\psi_{1o} - \psi_{2o}) \quad (16)$$

اگرژی اتلافی در کندانسور ORC:

$$\dot{X}_{S,ACC,ORC} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{ACC}}\right) (Q_{ACC}) + \dot{m}_o(\psi_{3oa} - \psi_{3o}) \quad (17)$$

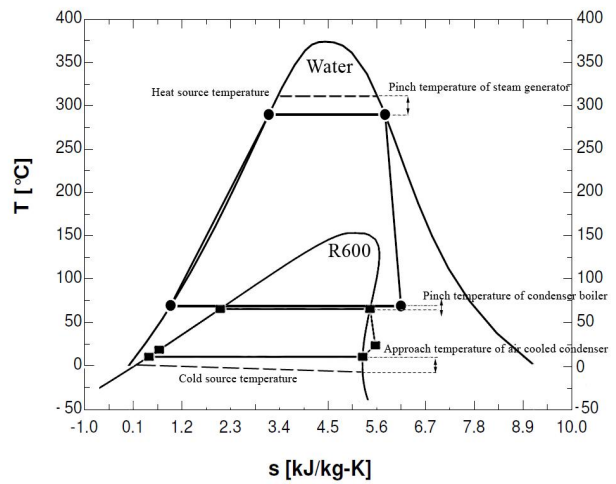
اگرژی اتلافی در پمپ ORC:

$$\dot{X}_{S,P,ORC} = -(W_{P,ORC}) + \dot{m}_o(\psi_{3o} - \psi_{4o}) \quad (18)$$

اگرژی اتلافی بازتاب ORC:

$$\dot{X}_{S,R,ORC} = \dot{m}_o(\psi_{2o} - \psi_{3oa}) + \dot{m}_o(\psi_{4o} - \psi_{10a}) \quad (19)$$

نمودار دما - آنترپی این سیکل در شکل 2 گنجانده شده است.



شکل 2: نمودار دما- آنترپی سیکل

نتایج

در این بخش سعی شده است که با تغییر متغیرهای ترمودینامیکی اثرات آنها مشاهده و پیرامون آنها بحث و نتیجه گیری گردد. دو متغیری که تغییر داده شده اند STEP و دمای محیط هستند که اثر آنها بر بازده قانون اول، دبی سیکل رانکین آلی، اتلاف اگرژی تک تک اجزا و اتلاف اگرژی کل مورد بررسی قرار گرفته است.

بررسی بازده قانون اول ORC

در این قسمت به ازای دمای محیطهای مختلف و STEPهای گوناگون بازده قانون اول نیروگاه ORC محاسبه شده است. جهت

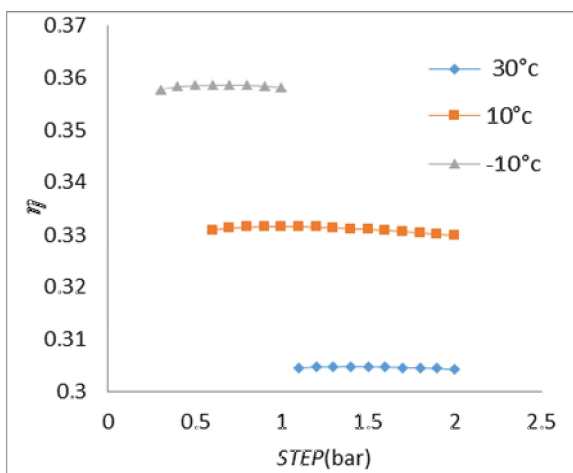
اعتبارسنجی (دقت) و بررسی صحت اعدادی که توسط کد برنامه EES محاسبه می شوند، اعداد (بازده قانون اول نیروگاه با بازیاب) بدست آمده از برنامه کد نویسی شده با اعداد مرجع [9] مقایسه شده و در جدولهای 3، 4 و 5 آورده شده است.

جدول 3: مقایسه نتایج بازده نیروگاه ORC بر حسب STEP در دمای محیط 10°C - با مرجع [9]

STEP(bar)	η	η با بازیاب از مرجع [9]	درصد خطا
0/3	0/3578	0/3512	1/8793
0/5	0/3586	0/3535	1/4427
0/7	0/3587	0/3544	1/2133

با بررسی اعداد نشان داده شده در جدولهای 3، 4 و 5 مشاهده می شود که بیشترین میزان خطا در دمای محیط 30°C درجه سانتی گراد و در STEP 1/1 بار رخ داده است که مقدار آن 2/6289 درصد است. لذا می توان از دقت عملکرد کد نوشته شده در EES اطمینان حاصل نمود.

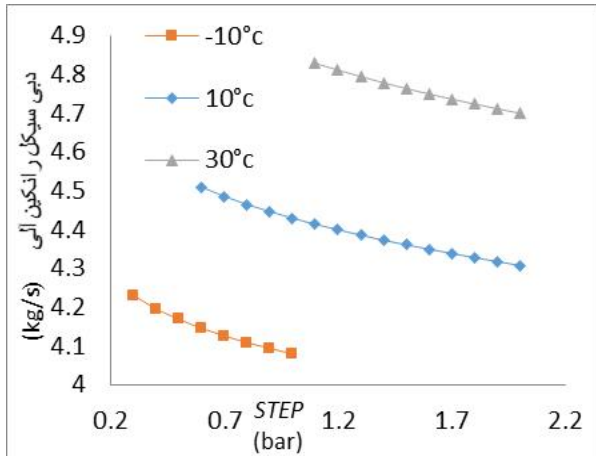
در شکل 3 نمودار بازده بر حسب STEPهای مختلف در سه دمای محیط رسم شده است. با توجه به نمودار می توان مشاهده نمود که در تمامی STEPها، بازده نیروگاه با افزایش دمای محیط، کاهش می یابد. بنابراین نیروگاه در دمای محیط 10°C درجه سانتی گراد بیشترین بازده و در دمای محیط 30°C درجه سانتی گراد کمترین بازده را دارد.



شکل 3: نمودار بازده بر حسب STEPهای مختلف در سه دمای محیط

بررسی دبی سیکل

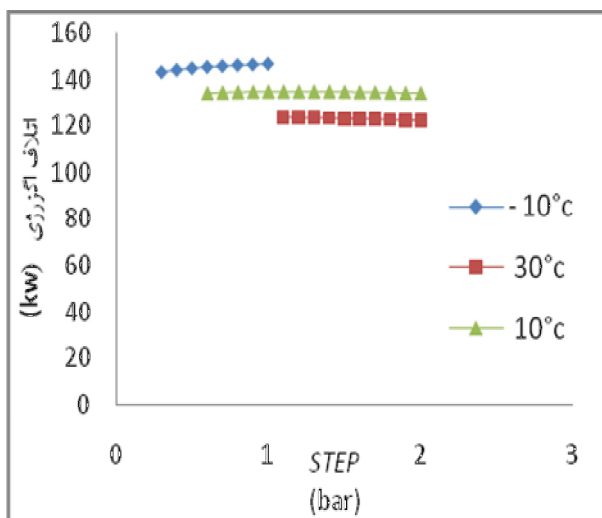
در این بخش به بررسی رابطه دبی ORC با دمای محیط پرداخته می‌شود. شکل 5 نشان می‌دهد که دما رابطه مستقیمی با دبی ORC دارد، یعنی هرچقدر دمای محیط کمتر شود دبی ORC نیز کاهش می‌یابد. از نتایجی که از شکل 3 و 5 گرفته شده اینچنین بر می‌آید که هر چقدر دمای محیط کمتر باشد بازده افزایش و دبی ORC کاهش می‌یابد.



شکل 5: نمودار دبی ORC بر حسب STEPهای مختلف و دماهای مختلف

بررسی اتلاف انرژی اجزا و کل

اکنون به بررسی اتلاف انرژی اجزای سیکل به ازای STEPها و دماهای مختلف پرداخته و نتایج در قالب نمودارهای 6 تا 13 ارائه شده است.



شکل 6: نمودار اتلاف انرژی اجزای سیکل ORC

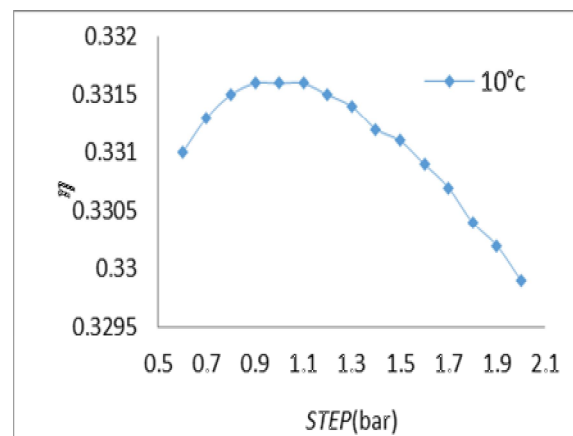
جدول 4: مقایسه نتایج بازده نیروگاه ORC بر حسب STEP در دمای محیط 10 °C با مرجع [9]

درصد خطا	η با بازیاب از مرجع [9]	η	STEP(bar)
2/1605	0/324	0/331	0/6
1/9373	0/3252	0/3315	0/8
1/8115	0/3257	0/3316	1
1/7183	0/3259	0/3315	1/2
1/6263	0/3259	0/3312	1/4
1/5654	0/3258	0/3309	1/6

جدول 5: مقایسه نتایج بازده نیروگاه ORC بر حسب STEP در دمای محیط 30 °C با مرجع [9]

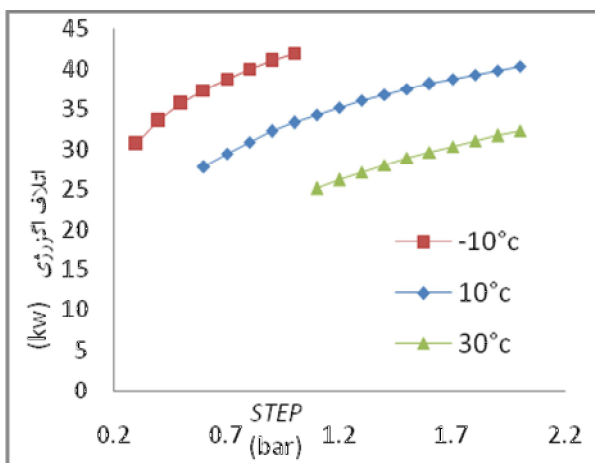
درصد خطا	η با بازیاب از مرجع [9]	η	STEP(bar)
2/6289	0/2967	0/3045	1/1
2/5236	0/2972	0/3047	1/3
2/4546	0/2974	0/3047	1/5

برای بررسی دقیقتر، نمودار بازده بر حسب STEPهای مختلف در دمای محیط 10°C به عنوان نمونه انتخاب شده که در شکل 4 نمایش داده شده است.

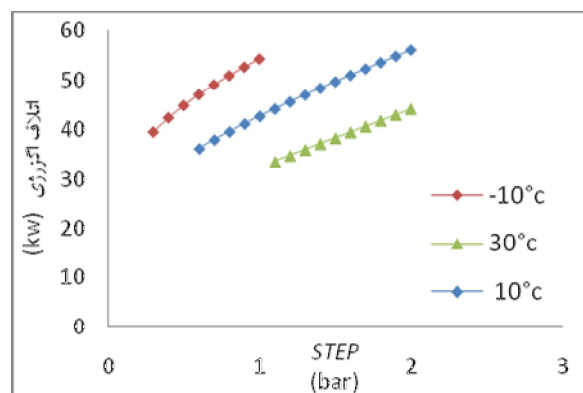


شکل 4: نمودار بازده بر حسب STEP در دمای محیط 10°C

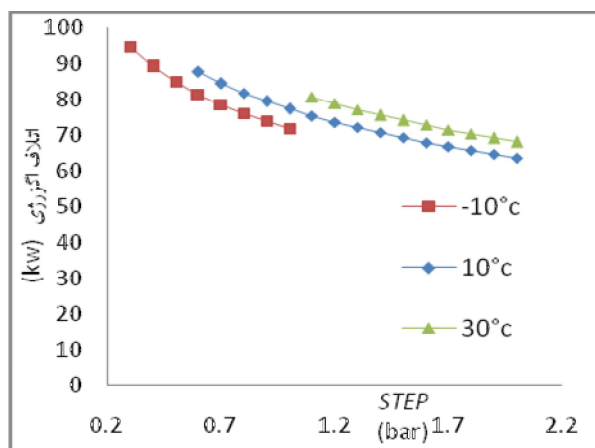
از شکل 4 این چنین بر می‌آید که از STEP برابر با 0/6 تا 0/9 بار، بازده افزایش می‌یابد، در محدوده 0/9 تا 1/1 بار بازده ثابت می‌ماند که بیشترین میزان بازده نیز در همین محدوده یعنی 0/3316 است. پس از آن با سیر نزولی بازده، نمودار خاتمه می‌یابد.



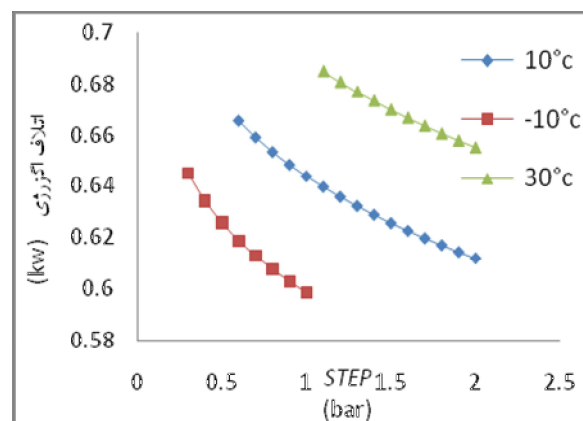
شکل 11: نمودار اتلاف انرژی توربین ORC



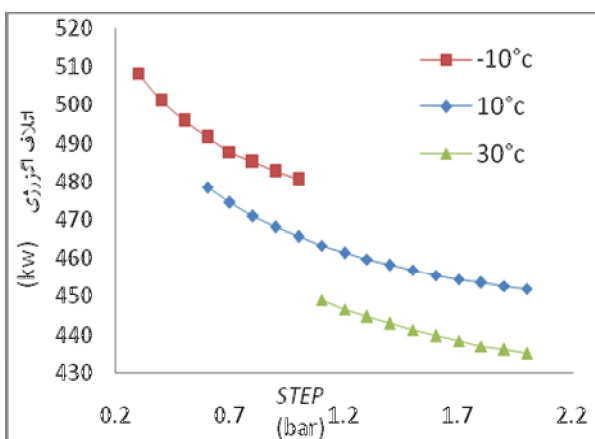
شکل 7: نمودار اتلاف انرژی کندانسور - بویلر



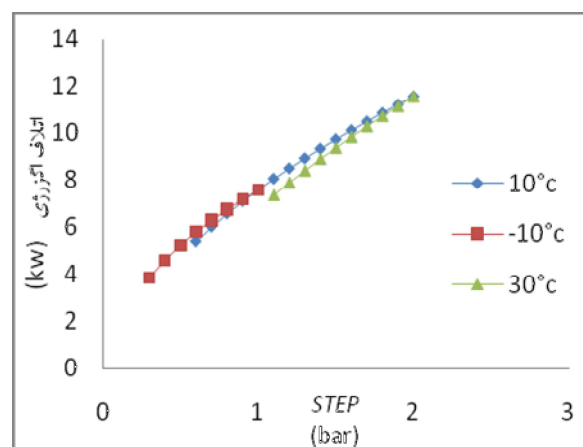
شکل 12: نمودار اتلاف انرژی توربین سیکل بخار



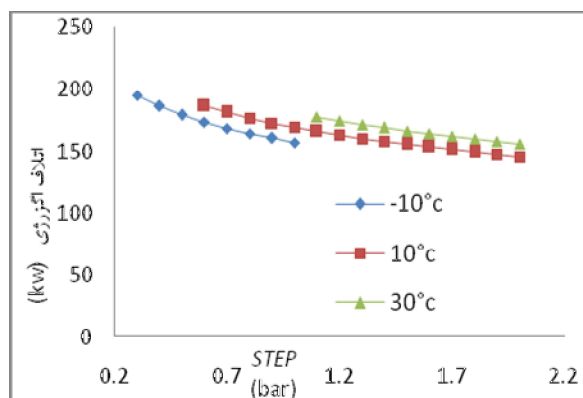
شکل 8: نمودار اتلاف انرژی پمپ سیکل بخار



شکل 13: نمودار اتلاف انرژی کل



شکل 9: نمودار اتلاف انرژی بازیاب



شکل 10: نمودار اتلاف انرژی ژنراتور بخار

با توجه به نمودارهای ارائه شده می‌توان نتیجه گرفت که در دمای محیط 10- درجه سانتی‌گراد و به ازای افزایش 233/3% در STEP، بیشترین درصد افزایش اتلاف انرژی در بازیاب سیکل رانکین آلی رخ می‌دهد که میزان آن 94/84% است و کمترین درصد افزایش در کندانسور سیکل رانکین آلی است. بیشترین درصد کاهش اتلاف انرژی مربوط به توربین سیکل بخار و کمترین درصد در پمپ همان سیکل رخ می‌دهد. از نظر کمی، به ازای تغییرات در STEP، بیشترین اتلاف انرژی در ژنراتور بخار بوجود آمده و اتلاف انرژی

پمپ سیکل رانکین آلی نیز که ثابت و صفر فرض شده است و به عنوان کمترین اتلاف اگزرژی بحساب می آید.

در دمای محیط 10 درجه سانتی گراد، بیشترین درصد افزایش تغییرات اتلاف اگزرژی در بازیاب اتفاق می افتد و کمترین درصد آن در توربین ORC. کمترین درصد کاهش تغییرات در پمپ سیکل بخار و بیشترین درصد آن در توربین سیکل بخار رخ می دهد. به مانند دمای محیط 10- درجه سانتی گراد در اینجا نیز بیشترین اتلاف اگزرژی از نظر کمی در ژنراتور بخار رخ می دهد و اتلاف اگزرژی پمپ سیکل رانکین آلی به عنوان کمترین اتلاف اگزرژی بحساب می آید.

در دمای محیط 30 درجه سانتی گراد، بیشترین درصد افزایش تغییرات اتلاف اگزرژی در بازیاب اتفاق می افتد و کمترین درصد آن در توربین ORC. کمترین درصد کاهش تغییرات در کندانسور ORC و بیشترین درصد آن در توربین سیکل بخار رخ می دهد. بیشترین اتلاف اگزرژی از نظر کمی در ژنراتور بخار رخ می دهد و اتلاف اگزرژی پمپ سیکل رانکین آلی به عنوان کمترین اتلاف اگزرژی بحساب می آید.

همچنین همانطور که از شکل 13 مشخص است، اتلاف اگزرژی مجموع اجزا (کل) در تمامی دماها، با افزایش STEP کاهش می یابد و در STEPهای مختلف با افزایش دمای محیط اتلاف اگزرژی کل کاهش می یابد.

نتیجه گیری

برخی از نتایجی که از تحلیل های گوناگون در سیکل و تغییر پارامترهای مختلف سیکل بدست آمده است در زیر لیست شده است.
1- در دمای محیط ثابت، دبی سیکل رانکین آلی با افزایش STEP در تمامی سه دمای محیط مورد بررسی کاهش می یابد.

2- در تمامی STEPهای مختلف تقریباً می توان گفت که با افزایش دمای محیط دبی سیکل رانکین آلی افزایش می یابد.

3- رابطه ای بین STEP و بازده سیکل به طور ویژه و به آن صورت که آن را به عنوان رابطه کلی نامید وجود ندارد. فقط در سه دمای محیط مورد بررسی در این پژوهش، با افزایش STEP ابتدا بازده قانون اول افزایش می یابد سپس به میزان ثابتی می رسد و در انتها با سیر نزولی به آخرین STEP ممکن ختم می شود.

4- در تمامی STEPها با افزایش دما، بازده قانون اول کاهش می یابد.

5- بنابر توضیحات داده شده به ازای تمامی دماها و STEPها اتلاف اگزرژی پمپ سیکل رانکین آلی صفر و بیشترین اتلاف اگزرژی در ژنراتور بخار رخ می دهد.

6- اتلاف اگزرژی در کندانسور- بویلر، بازیاب و توربین ORC در تمامی دماهای محیط با افزایش STEP، افزایش می یابد.

7- اتلاف اگزرژی در پمپ سیکل بخار، ژنراتور بخار، توربین سیکل بخار و اتلاف اگزرژی مجموع اجزا در تمامی دماهای محیط با افزایش STEP، کاهش می یابد.

8- اتلاف اگزرژی کندانسور ORC در دمای محیط 10- درجه سانتی گراد با افزایش STEP، افزایش می یابد. در دمای محیط 10 درجه سانتی گراد تقریباً ثابت می ماند و در دمای محیط 30 درجه سانتی گراد کاهش می یابد.

فهرست علائم

h	آنتالپی، kJ/kg
P	فشار، kpa
Q	انتقال حرارت، kJ
S	آنتروپی، kJ/kg.k
T	دما، K
V	سرعت، m/s
W	کار، kJ
X	کیفیت
Z	ارتفاع، m
\dot{m}	دبی، kg/s
\dot{x}	اتلاف اگزرژی، kJ/s

علائم یونانی

η	بازده
Ψ	اگزرژی جریان

زیرنویس

\cdot	حالت مرده
ACC	کندانسور با سیال خنک کن هوا
Air	هوا
CB	کندانسور-بویلر
H	منبع گرم
P	پمپ سیکل بخار
PO	پمپ ORC
REG	بازیاب
S	اتلاف (اندیس \dot{x})
S	آیزنتروپیک (اندیس کمیت های ترمودینامیکی)
SG	ژنراتور بخار
T	توربین سیکل بخار
TH	گرمایی
To	توربین ORC
Total	کل
بالانویس	
Isentropic	آیزنتروپیک

- [5] Enhua Wang, Hongguang Zhang, Boyuan Fan and Yuting Wu. "Optimized performances comparison of organic Rankine cycles for low grade waste heat recovery". *Journal of Mechanical Science and Technology* 26 (8) (2012) 2301-2312.
- [6] Dongxiang Wang, Xiang Ling, Hao Peng. "Performance analysis of double organic Rankine cycle for discontinuous low temperature waste heat recovery". *Applied Thermal Engineering* 48 (2012) 63-71.
- [7] Bo Liu, Philippe Rivière, Christophe Coquelet, Renaud Gicquel, Franck David. "Investigation of a two stage Rankine cycle for electric power plants". *Applied Energy* 100 (2012) 285–294.
- [8] Lemmon EW, Huber ML, McLinden MO. Refprop 8.0. NIST Standard reference database 23, version 8.
- [9] ProSim. Component Plus 3. DIPPR database. AICHE; 2001.
- [1] Liu H, Shao Y, Li J. "A biomass fired micro scale CHP system with ORC". *Biomass Bioenergy* 2011;25:3985–94.
- [2] Saleh B, Kogalbauer G, Wendland M, Fischer J. "Working fluids for low temperature organic Rankine cycles". *Energy* 2007;32:1210–21.
- [3] Maizza V, Maizza A. "Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems". *Appl Therm Eng* 2001;21:381–90.
- [4] Chen H, Yogi Goswami D, Stefannakos EK. "A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low grade heat". *Renew Sust Energy Rev* 2010;14:3059–67.