



تاثیر گرمای اتلافی واحد احیای مستقیم آهن اسفنجی در یک چرخه ابتکاری توان - تبرید

محمد عبداللہی^{۱*}، سیدهاشم صمدی^۲

۱. استادیار گروه مهندسی نوین، دانشکده فناوری‌های نوین دانشگاه محقق اردبیلی

۲. دانش آموخته دکتری، مهندسی مکانیک بیوسیستم/ انرژی‌های تجدیدپذیر دانشگاه تربیت مدرس، شرکت بین‌المللی مهندسی ایران (ایریتک)، تهران، ایران

*نویسنده مسئول: m.ebadollahi@uma.ac.ir

تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۰۹/۰۹ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۳/۱۰/۱۰

چکیده

روش‌های بازیابی گرمای هدررفتی راه قدرتمندی برای افزایش بهره‌وری کلی انرژی در تاسیسات صنعتی و نیروگاه‌ها ارائه می‌دهند. بسیاری از صنایع، از کارخانه‌های بزرگ فولاد گرفته تا نیروگاه‌های بزرگ - همواره به دنبال راه‌هایی برای استفاده مؤثرتر از انرژی هستند. گرمای هدررفتی گرمای باقیمانده‌ای است که از فرایندهای صنعتی به دست می‌آید و معمولاً فقط در محیط منتشر می‌شود. در این مقاله، با استفاده از گرمای هدررفتی یک واحد احیای آهن اسفنجی به روش میدرکس به‌عنوان منبع انرژی، به بررسی سامانه تولید هم‌زمان توان و تبرید با استفاده از سیکل رانکین آلی و سیکل تبرید اجکتوری آبشاری برای تولید هم‌زمان توان و برودت پرداخته شده است. در این تحقیق نشان داده شده است که چگونه بازیافت گرمای هدررفتی می‌تواند به بخشی ضروری از برنامه‌های تولید آهن اسفنجی به روش میدرکس تبدیل گردد. بر طبق نتایج به‌دست آمده مقدار توان خالص خروجی سامانه و مقدار برودت تولیدی اواپراتورهای ۱ و ۲ به ترتیب ۴۷/۸۵، ۵۳/۱۹ و ۴۸/۳۴ کیلووات محاسبه گردید. همچنین شاخص‌های تصمیم‌گیرنده سامانه یعنی ضریب عملکرد سیکل تبرید، بازده سیکل رانکین آلی و سیکل تولید هم‌زمان به ترتیب ۰/۴۵۲، ۱۷/۲۷ درصد و ۵۰/۲۹ درصد گزارش شد. همچنین مطالعه پارامتریک به‌منظور مشاهده تأثیر پارامترهای تاثیرگذار سامانه انجام گردید.

کلمات کلیدی: احیاء مستقیم، میدرکس، تولید هم‌زمان توان و برودت، سیکل رانکین آلی.

مقدمه

فناوری‌های تولید هم‌زمان برق، حرارت و سرما، برق یا توان مکانیکی تولید نموده و حرارت اضافی را برای مصارف مختلف به‌صورت قابل‌ملاحظه‌ای بازیافت می‌نماید. استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر و فناوری‌های تولید هم‌زمان برق و حرارت از مفیدترین راهکارهای پیشنهادی برای استفاده از سوخت پاک و بهینه‌سازی انرژی است. تولید هم‌زمان برق و حرارت یکی از روش‌های صرفه‌جویی انرژی است که در آن برق و حرارت به‌صورت هم‌زمان تولید می‌شود. از نظر ترمودینامیکی می‌توان گفت: تولید هم‌زمان به معنای تولید دو یا چند شکل انرژی با استفاده از یک منبع انرژی اولیه است [۱]. بازیابی گرمای هدررفتی به فرایند جذب و استفاده از انرژی حرارتی که به‌عنوان محصول جانبی فرایندهای مختلف صنعتی یا سامانه‌های احتراق تولید می‌شود، اشاره دارد که در غیر این صورت به‌عنوان گرمای اتلاف در محیط منتشر می‌شود. این گرما که می‌تواند به شکل گازهای داغ خروجی، بخار یا آب خنک‌کننده باشد، از طریق تجهیزات و فناوری‌های تخصصی بازیابی می‌شود. سپس گرمای بازیافتی برای طیف وسیعی از کاربردها، مانند تولید برق یا تضمین گرمایش یا سرمایش فرایند، تغییر کاربری داده می‌شود. سامانه‌های بازیابی گرمای هدررفتی را می‌توان به‌گونه‌ای طراحی کرد که در طیف وسیعی از سطوح دما، از منابع گرمای اتلاف با درجه پایین مانند گازهای خروجی یا آب خنک‌کننده گرفته تا جریان‌های با دمای بالا از کوره‌ها یا اکسیدکننده‌های حرارتی کار کنند [۲ و ۳]. استفاده از حرارت اتلافی صنایع یکی از راهکارهای مؤثر جهت استفاده در سامانه‌های تولید هم‌زمان است. یکی از این صنایع، صنایع فولادی بوده که در واحد احیا



به روش میدرکس^۱ بخش مهمی از انرژی را به محیط هدر می‌دهد که می‌توان با استفاده از سامانه‌های تولید هم‌زمان توان/برودت از این اتلاف حرارتی کمال استفاده نموده و بخشی از این حرارت را صرف تولید توان و تامین نیاز سرمایشی نمود[۴]. احیای مستقیم آهن^۲ با استفاده از چندین فرآیند تولید می‌شود، اما یکی از پرکاربردترین آنها فرآیند میدرکس است. میدرکس بیش از نیمی از احیای مستقیم آهن جهان را در تولید آهن اسفنجی تشکیل می‌دهد[۵]. هسته فرآیند احیاء میدرکس آهن کوره احیا است. عمل احیا در دمای نزدیک به ۹۰۰ درجه سلسیوس انجام می‌شود و در نهایت آهن اسفنجی را تشکیل می‌دهد. پس از احیا، آهن اسفنجی به سمت منطقه خنک‌کننده می‌رود، جایی که با کمک یک جریان مخالف از گاز تازه، تا دمای ۵۰ درجه سلسیوس خنک می‌شود[۶]. به منظور استفاده از گرمای هدررفتی و انرژی‌های تجدیدپذیر سیکل تولید هم‌زمان توان و سرمایش برای افزایش بازده سیکل مورد ارزیابی قرار گرفته است. در همین راستا ونگ و همکاران[۷] ترکیب سیکل تبرید تراکمی بخار و سیکل ارگانیک رانکین را ارائه نمودند. در تحقیق آن‌ها که با هدف کاهش انرژی‌های اتلافی و به‌کارگیری آن برای مصارف مفید انجام شد، ضریب عملکرد سیکل ترکیبی ۰/۶۶ گزارش شد که در مقایسه با سایر سیستم‌های حرارتی مقدار قابل توجهی داشت. گاسوامی و همکاران[۸] سیکل تولید هم‌زمان توان و سرما که متشکل از سیکل رانکین آلی برای تولید توان و سیکل تبرید جذبی برای تولید سرمایش را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها به بررسی عوامل مختلف مانند بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک، استفاده از انرژی خورشیدی به عنوان محرک سیکل و تاثیر عوامل دیگر بر روی این سیکل پرداختند. این سیکل از بخار آمونیاک با غلظت بالا در توربین استفاده می‌کند. دمای این بخار در خروجی توربین به دماهای خیلی پایین می‌رسد. این سیکل برای تولید سرمایش از فرایند کندانس شدن جذبی استفاده می‌کند. به این صورت که بخار آمونیاک با غلظت بالا در توربین تولید توان نموده و خروجی توربین از طریق یک مبدل حرارتی و با انتقال حرارت محسوس به آب خنک‌کننده در سیکل تبرید جذبی باعث تولید سرمایش نیز می‌شود. ژانگ و همکاران[۹] سیکل تولید هم‌زمان توان و سرمایش بر پایه سیکل کالینا برای تولید توان و سیکل تبرید جذبی برای تولید سرمایش پیشنهاد نمودند. حاصل کار آن‌ها بازده ۲۴/۲ درصدی برای بازده سیکل و ۳۷/۳ درصد برای بازده اگزرتیک سیکل بود. لیو و ژانگ[۱۰] یک سیکل آمونیاک-آب برای تولید هم‌زمان توان و سرما معرفی کردند. سیکل معرفی شده آن‌ها دارای واحد جدایش-جذب برای سیکل تولید هم‌زمان بود. ژانگ و لایور[۱۱] یک سیستم آب و آمونیاک را پیشنهاد کردند. سیستم معرفی شده در سیکل تولید هم‌زمان از آمونیاک-آب برای تولید توان در سیکل رانکین آلی و از آمونیاک در سیکل تبرید استفاده می‌کرد. آن‌ها در مورد تاثیر پارامترهای کلیدی ترمودینامیک بر روی بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک مطالعه نمودند. وانگ و همکاران[۱۲] تحلیل پارامتریکی بر روی سیکل تولید هم‌زمان متشکل از سیکل رانکین و سیکل تبرید جذبی را انجام دادند. همچنین این گروه به بهینه‌سازی سیکل تولید هم‌زمان با الگوریتم ژنتیک پرداخته و بازده اگزرتیک را ۴۳/۰۶ درصد گزارش کردند. در راستای تلفیق سیکل رانکین آلی و سیکل تبرید اجکتوری به منظور تولید هم‌زمان توان و سرما تلاش‌هایی صورت گرفته است که می‌توان از دای و همکاران[۱۳] نام برد. آنها با اضافه کردن توربین بین بویلر و اجکتور به تولید توان و با استفاده از اگزوز خروجی توربین به عنوان محرک سیکل تبرید اجکتوری تولید سرما نمودند. حبیب الله زاده و همکاران[۱۴] انجام مطالعه پارامتری و بهینه‌سازی چند معیاره واحد زمین گرمایی مبتکرانه برای تولید توان و سرمایش پرداختند. با توجه به نتایج بهینه به‌دست‌آمده از روش لینمپ^۳، مقادیر بهینه بازده انرژی، بازده اگزرتی و هزینه ویژه کل به ترتیب ۴۲/۴ درصد، ۵۷/۶ درصد و ۲۹/۷ دلار بر گیگاژول گزارش گردید. ارزیابی یک واحد تولید دوگانه جدید مبتنی بر زمین گرمایی با یک سیستم فلاش ارگانیک برای تولید برق و یک سیستم خنک‌کننده جذب آب آمونیاک توسط وو و همکاران[۱۵] مورد مطالعه قرار گرفت. بر طبق نتایج تحلیل اگزرتی، فلاشر و کندانسور حداکثر تخریب اکسرتی را در بین تمام اجزای تشکیل دهنده دارند. علاوه بر این، راندمان اکسرتی بهینه و نرخ کل هزینه واحد ۳۷/۵۸٪ و ۱۱/۲ دلار بر گیگاژول محاسبه

¹ Midrex² Direct Reduced Iron (DRI)³ Linmap



شده است. هوانگ و همکاران [۱۶] یک روش اجرای ترکیبی برای افزایش کارکرد بار جزئی مجموعه نیرو و خنک کننده ترکیبی مبتنی بر توربین گاز ارائه نمودند. در این مطالعه سه استراتژی برای توربین گاز و دو حالت برای تامین سرمایه‌های ارائه شده است. بر طبق نتایج حاصل شده، صرفه‌جویی روزانه انرژی برای یک روز معمولی تابستان و زمستان به ترتیب ۵/۸۱٪ و ۷/۲۰٪ افزایش یافته است. گرمای اتلاف زیادی در فرایند میدرکس وجود دارد که می‌تواند برای برداشت انرژی استخراج شود که یکی از این مناطق مستعد جریان خروجی و اتلافی به سمت استک اجکتور است. برای این منظور در این مقاله، با ارائه یک سیستم مبتنی بر سیکل‌های رانکین آلی و سیکل تبرید اجکتوری آبشاری از حرارت اتلافی واحد احیای تولید آهن اسفنجی استفاده گردید و ضمن بررسی نتایج تحلیل ترمودینامیکی واحد به تحلیل پارامتریکی سیستم نیز پرداخته شد.

مواد و روش‌ها

توصیف سامانه

تولید آهن اسفنجی به روش میدرکس به‌عنوان پرستفاده‌ترین روش‌های تولید آهن اسفنجی در ایران و جهان شناخته شده است. محصول‌های احتراق خروجی رکوپراتور دارای ظرفیت بسیار مناسبی برای بازیابی انرژی هستند که در مقاله حاضر از انرژی این محصول‌ها جهت تامین نیاز سامانه انرژی استفاده می‌شود. در شکل (۱) شماتیک سیکل تبرید اجکتوری آبشاری با سیکل رانکین آلی پایه نشان داده شده است. در این سیکل پس از تولید توان در سیکل رانکین آلی حرارت اتلافی در کندانسور سیکل رانکین آلی به عنوان مولد سیکل تبرید اجکتوری دما بالا به کار می‌رود. در واقع مبدل حرارتی شماره ۱ در نقش کندانسور سیکل رانکین آلی و اواپراتور سیکل تبرید اجکتوری دما بالا است. بروود تولیدی در اواپراتور شماره ۱ در سیکل اجکتوری دما بالا صرف تهویه مطبوع واحد و گرمای هدررفتی کندانسور سیکل تبرید اجکتوری دما بالا مولد سیکل تبرید اجکتوری دما پایین می‌شود. یعنی مبدل حرارتی شماره ۲ در سیکل تبرید اجکتوری دما بالا کندانسور بوده و برای سیکل تبرید اجکتوری دما پایین در نقش اواپراتور خواهد بود. بروود تولیدی در اواپراتور شماره ۲ صرف سرمایه‌های واحد شده و در سطح فشاری پایین‌تری بروودت تولید می‌شود. با تلفیق سه سیکل ذکر شده علاوه بر تولید توان در دو سطح فشاری بروودت تولید می‌شود که یکی برای تهویه مطبوع و دیگری برای سرمایه‌های مورد استفاده قرار می‌گیرد.

معادلات حاکم بر سامانه

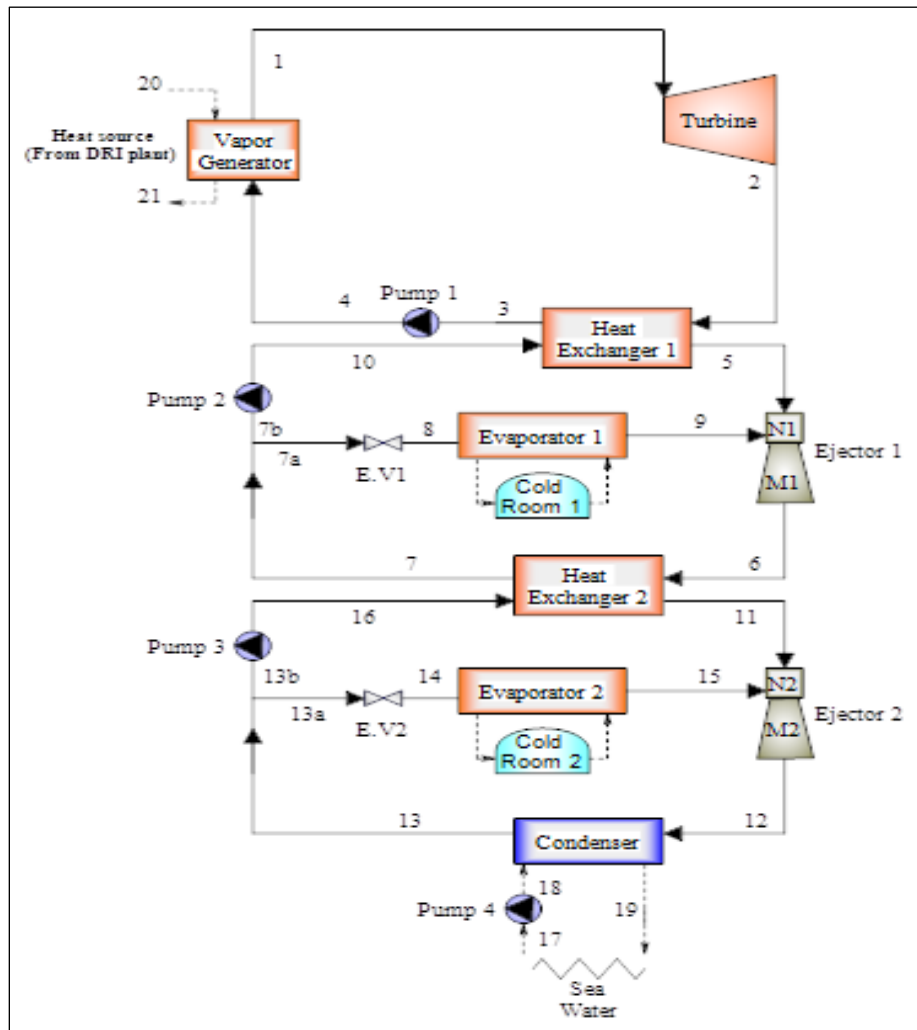
فرضیات

فرضیات در نظر گرفته‌شده در این تحقیق عبارت هستند از [۱۷]:

- دما و فشار مرجع به ترتیب: ۲۹۰ درجه کلوین و ۰/۱۰۱ مگاپاسکال
- دمای ورودی منبع حرارتی: ۵۲۰ درجه کلوین
- دمای خروجی منبع حرارتی: ۴۰۰ درجه کلوین
- فشار اواپراتور (۱): ۰/۲ مگاپاسکال
- فشار اواپراتور (۲): ۰/۱۲ مگاپاسکال
- بازده مبدل حرارتی واصل دو سیکل: ۹۰ درصد
- بازده ایزنتروپیک توربین: ۹۰ درصد
- بازده ایزنتروپیک پمپ‌ها: ۹۰ درصد
- بازده نازل اجکتور: ۹۵ درصد
- بازده محفظه اختلاط اجکتور: ۹۵ درصد
- بازده دیفیوزر اجکتور: ۹۵ درصد



- دمای کندانسور برای سیکل پایه و سیکل همراه با گرمکن تغذیه سیال: ۲۹۷ درجه کلوین



شکل ۱: تلفیق سیکل تبرید اجکتوری آبشاری با سیکل رانکین آلی پایه

معادلات ترمودینامیکی

موازنه کلی جرم را می‌توان به صورت معادله زیر نوشت [۱۸]:

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (1)$$

موازنه کلی انرژی را با صرف نظر کردن از انرژی جنبشی و انرژی پتانسیل می‌توان به صورت معادله زیر بیان نمود [۱۸]:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{E}_{in} - \sum \dot{E}_{out} \quad (2)$$

با توجه به شکل (۱) برای آنالیز سیکل، برای هر جز از سامانه، حجم کنترل جداگانه در نظر گرفته و معادلات ترمودینامیکی برای آن جز اعمال می‌شود.

❖ ژنراتور (۴-۱):



در ژنراتور بخار آب عبوری از ژنراتور موجب تبخیر سیال عامل داخل سیکل رانکین آلی شده و سیال عامل به حالت بخار اشباع از ژنراتور خارج می‌شود. در ژنراتور هیچ کاری توسط صورت نمی‌گیرد.

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_1(h_1 - h_4) \quad (۳)$$

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_1(h_{21} - h_{22}) \quad (۴)$$

❖ توربین (۱-۲):

بازده آیزنتروپیک توربین از معادله زیر به دست می‌آید:

$$\eta_{is,t} = \frac{\dot{W}_a}{\dot{W}_s} \quad (۵)$$

$$\dot{W}_a = \dot{m}_1(h_1 - h_2) \quad (۶)$$

$$\dot{W}_s = \dot{m}_1(h_1 - h_{2s}) \quad (۷)$$

❖ پمپ ۱ (۳-۴):

بازده آیزنتروپیک پمپ از معادله زیر حاصل می‌گردد:

$$\eta_{is,p1} = \frac{\dot{W}_{s1}}{\dot{W}_{a1}} \quad (۸)$$

$$\dot{W}_{a1} = \dot{m}_3(h_4 - h_3) \quad (۹)$$

$$\dot{W}_{s1} = \dot{m}_3(h_{4s} - h_3) \quad (۱۰)$$

❖ مبدل حرارتی ۱ (۲-۳):

مبدل حرارتی شماره ۱ در نقش کندانسور برای سیکل رانکین آلی و اواپراتور برای سیکل تبرید اجکتوری بوده، در واقع بخشی از حرارت اتلافی کندانسور سیکل رانکین آلی به‌عنوان مولد سیکل تبرید اجکتوری در نظر گرفته می‌شود.

$$\dot{Q}_{HE1,ORC} = \dot{m}_2(h_2 - h_3) \quad (۱۱)$$

$$\dot{Q}_{HE1,ERC1} = \dot{m}_5(h_5 - h_{10}) \quad (۱۲)$$

برای مبدل حرارتی بازدهی را به شکل زیر تعریف می‌شود که بیانگر این است که همه گرمای اتلافی از کندانسور سیکل رانکین آلی، جذب سیکل تبرید اجکتوری نمی‌شود.

$$\eta_{HE1} = \dot{Q}_{HE1,ERC1} / \dot{Q}_{HE1,ORC} \quad (۱۳)$$

❖ اجکتور ۱ (۵-۶-۹):

یکی از پارامترهای اساسی در طراحی اجکتور، پارامتری بنام نسبت ورود جرمی است که برابر با نسبت جرم سیال ثانویه به سیال اولیه وارد شده به اجکتور است [۱۹ و ۲۰].

$$\mu_1 = \frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_5} \quad (۱۴)$$

با در نظر گرفتن بازده برای نازل و اعمال بالانس انرژی برای اجکتور می‌توان نوشت:



$$\eta_{N1} = \frac{h_5 - h_{N1}}{h_5 - h_{N1,s}} \quad (15)$$

$$h_5 - h_{N1} = \frac{1}{2} u_{N1}^2 \quad (16)$$

$$u_{M1} = \frac{u_{N1}}{1 + \mu_1} \quad (17)$$

$$h_6 = \frac{h_5}{1 + \mu_1} + \frac{\mu h_9}{1 + \mu_1} \quad (18)$$

$$\eta_{M1} = \frac{u_{M1}^2}{u_{N1}^2} \quad (19)$$

در رابطه (۱۹) u_M شکل تصحیح‌شده u_M است که در آن تلفات داخل محفظه اختلاط نیز لحاظ شده است. با نوشتن بالانس انرژی برای بخش دیفیوزر اجکتور رابطه زیر تشکیل می‌شود:

$$h_6 - h_{M1} = \frac{1}{2} u_{M1}^2 \quad (20)$$

برای بازده دیفیوزر نیز رابطه زیر بیان می‌شود:

$$\eta_d = \frac{h_{6,s} - h_{M1}}{h_6 - h_{M1,s}} \quad (21)$$

در رابطه (۲۱)، $h_{M1,s}$ بیان‌گر حالت ایزنتروپیک محفظه اختلاط است.

❖ اوپراتور ۱ (۸-۹):

$$\dot{Q}_{e1} = \dot{m}_9 (h_9 - h_8) \quad (22)$$

❖ شیر فشارشکن ۱ (۸-۷a):

$$h_{7a} = h_8 \quad (23)$$

❖ پمپ ۲ (۱۰-۷b):

$$\frac{\dot{W}_{s2}}{\dot{W}_{a2}} = \eta_{is,p2} \quad (24)$$

$$\dot{W}_{a2} = \dot{m}_{10} (h_{10} - h_7) \quad (25)$$

$$\dot{W}_{s2} = \dot{m}_{10} (h_{10} - h_{7s}) \quad (26)$$

❖ مبدل حرارتی ۲ (۷-۶):

$$\dot{Q}_{HE2,ERC1} = \dot{m}_6 (h_6 - h_7) \quad (27)$$

$$\dot{Q}_{HE2,ERC2} = \dot{m}_{11} (h_{11} - h_{16}) \quad (28)$$

$$\eta_{HE2} = \dot{Q}_{HE2,ERC2} / \dot{Q}_{HE2,ERC1} \quad (29)$$



❖ اجکتور ۲ (۱۱-۱۵-۱۲):

$$\mu_2 = \frac{\dot{m}_{15}}{\dot{m}_{11}} \quad (30)$$

$$\eta_{N2} = \frac{h_{11} - h_{N2}}{h_{11} - h_{N2,s}} \quad (31)$$

$$h_{11} - h_{N2} = \frac{1}{2} u_{N2}^2 \quad (32)$$

$$u_{M2} = \frac{u_{N2}}{1 + \mu_2} \quad (33)$$

$$h_{12} = \frac{h_{11}}{1 + \mu_2} + \frac{\mu_2 h_{16}}{1 + \mu_2} \quad (34)$$

$$\eta_{M2} = \frac{u_{M2}^2}{u_{N2}^2} \quad (35)$$

$$h_{12} - h_{M1} = \frac{1}{2} u_{M2}^2 \quad (36)$$

$$\eta_{d2} = \frac{h_{12,s} - h_{M1}}{h_{12} - h_{M1}} \quad (37)$$

❖ اواپراتور ۲ (۱۴-۱۵):

$$\dot{Q}_{e2} = \dot{m}_{15}(h_{15} - h_{14}) \quad (38)$$

❖ شیر فشارشکن ۲ (۱۳a-۱۴):

$$h_{13a} = h_{14} \quad (39)$$

❖ پمپ ۳ (۱۳b-۱۶):

$$\eta_{is,p3} = \frac{\dot{W}_{s3}}{\dot{W}_{a3}} \quad (40)$$

$$\dot{W}_{a3} = \dot{m}_{16}(h_{16} - h_{13b}) \quad (41)$$

$$\dot{W}_{s3} = \dot{m}_{16}(h_{16s} - h_{13b}) \quad (42)$$

❖ پمپ ۴ (۱۷-۱۸):

$$\eta_{is,p4} = \frac{\dot{W}_{s4}}{\dot{W}_{a4}} \quad (43)$$

$$\dot{W}_{a4} = \dot{m}_{18}(h_{18} - h_{17}) \quad (44)$$

$$\dot{W}_{s4} = \dot{m}_{18}(h_{18s} - h_{17}) \quad (45)$$

❖ کندانسور (۱۲-۱۳):



در کندانسور گرمای سیکل تبرید اجکتوری دما پایین به دلیل اختلاف دمایی که با محیط دارد به محیط اطراف دفع می‌شود.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{12}(h_{12} - h_{13}) \quad (46)$$

❖ کار خالص سیکل:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_{p1} - \dot{W}_{p2} - \dot{W}_{p3} - \dot{W}_{p4} \quad (47)$$

❖ ضریب عملکرد سیکل تبرید آبشاری دما بالا:

$$COP_{up} = \frac{\dot{Q}_{e1}}{\dot{Q}_{HE1,ERC1} + \dot{W}_{p2}} \quad (48)$$

❖ ضریب عملکرد سیکل تبرید آبشاری دما پایین:

$$COP_{down} = \frac{\dot{Q}_{e2}}{\dot{Q}_{HE2,ERC2} + \dot{W}_{p3} + \dot{W}_{p4}} \quad (49)$$

❖ ضریب عملکرد کل سیکل تبرید آبشاری:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{e1} + \dot{Q}_{e2}}{\dot{Q}_{HE1,ERC1} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3} + \dot{W}_{p4}} \quad (50)$$

❖ بازده سیکل رانکین آلی:

$$\eta_{Rankine} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_{p1}}{\dot{Q}_g} \quad (51)$$

❖ بازده سیکل تولید هم‌زمان:

$$\eta_{th} = \frac{(\dot{Q}_{e1} + \dot{Q}_{e2} + \dot{W}_{net})}{\dot{Q}_g} \quad (52)$$

نتایج و بحث

نتایج تحلیل ترمودینامیکی

با توجه به جدول (۱)، خروجی‌های مهم سیستم تحت عنوان مقدار توان خالص خروجی سیستم و مقدار برودت تولیدی اوپراتورهای ۱ و ۲ به ترتیب ۴۷/۸۵، ۵۳/۱۹ و ۴۸/۳۴ کیلووات محاسبه گردید. ضمناً شاخص‌های تصمیم‌گیرنده سامانه یعنی ضریب عملکرد سیکل تبرید، بازده سیکل رانکین آلی و سیکل تولید هم‌زمان به ترتیب ۰/۴۵۲، ۱۷/۲۷ درصد و ۵۰/۲۹ درصد گزارش گردید.

تحلیل پارامتریک

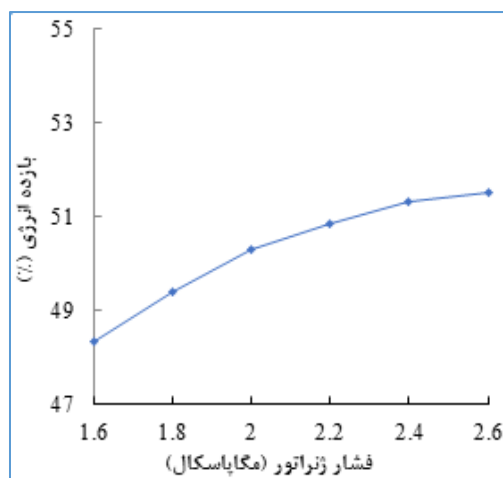
اثر تغییرات فشار ژنراتور

از بررسی شکل (۲) می‌توان اظهار داشت که با افزایش فشار ژنراتور بازده سیکل‌های تولید هم‌زمان نیز افزایش می‌یابد. با افزایش فشار ژنراتور کار تولیدی توربین به عنوان محصول سیکل رانکین آلی افزایش یافته و این افزایش تاثیر خود را بر روی بازده سیکل تولید هم‌زمان نیز می‌گذارد. بنابراین افزایش فشار ژنراتور باعث افزایش بازده سیکل‌ها خواهد گردید.



جدول ۱: مقادیر تحلیل ترمودینامیکی

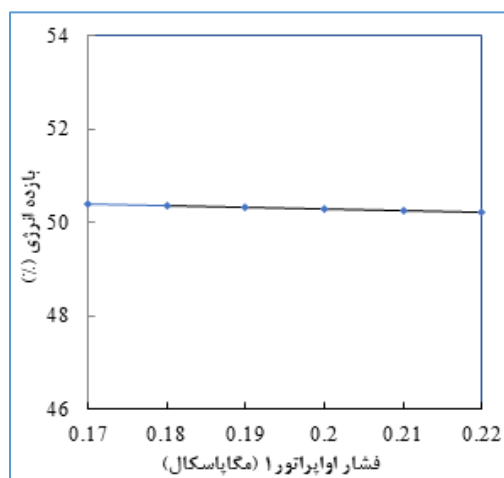
| سیکل پایه | پارامتر |
|-----------|------------------------------------|
| ۲۹۷/۱ | بار ژنراتور (kW) |
| ۲۹۷ | بار کندانسور (kW) |
| ۵۳/۱۹ | ظرفیت اواپراتور ۱ (kW) |
| ۴۸/۳۴ | ظرفیت اواپراتور ۲ (kW) |
| ۵۴/۰۹ | توان توربین (kW) |
| ۲/۷۹۹ | توان پمپ ۱ (kW) |
| ۱/۵۵۲ | توان پمپ ۲ (kW) |
| ۰/۶۱۶ | توان پمپ ۳ (kW) |
| ۱/۲۶۶ | توان پمپ ۴ (kW) |
| - | توان پمپ ۵ (kW) |
| ۴۷/۸۵ | توان خالص (kW) |
| ۰/۲۳۸ | ضریب عملکرد سیکل تبرید دما بالا |
| ۰/۱۹۳ | ضریب عملکرد سیکل تبرید دمایی پایین |
| ۰/۴۵۲ | ضریب عملکرد سیکل تبرید |
| ۱۷/۲۷ | بازده سیکل رانکین آلی (%) |
| ۵۰/۲۹ | بازده سیکل تولید هم‌زمان (%) |



شکل ۲: اثر تغییرات فشار ژنراتور بر بازده انرژی کل سیکل

اثر تغییرات فشار اواپراتور (۱)

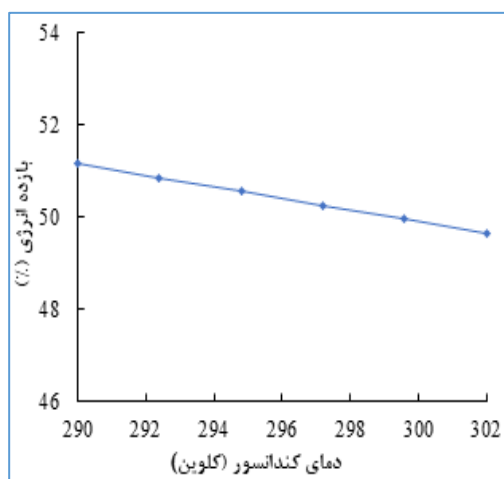
شکل (۳) اثر تغییرات فشار اواپراتور شماره ۱ بر بازده کلی سیکل را نشان می‌دهد. به دلیل اینکه توان خالص خروجی با افزایش فشار اواپراتور تغییر نمی‌کند، تنها عامل تاثیرگذار در بازده کلی سیکل اثر تغییرات برودت حاصل در اواپراتور خواهد بود. با توجه به کاهش برودت و روند نزولی آن، مقدار بازده انرژی کل سیکل هم به مقدار کمی کاهش می‌یابد. از نظر بازده انرژی سیکل رانکین آلی تجهیز شده به گرمکن تغذیه سیال در بالاترین جایگاه خواهد بود.



شکل ۳: اثر تغییرات فشار اواپراتور شماره ۱ بر بازده کلی سیکل

اثر تغییرات دمای کندانسور

بدیهی است که تغییر دمای کندانسور بر روی بازده سیکل رانکین آلی تأثیرگذار نبوده و اثر تغییرات آن بر روی توان تولیدی خروجی تأثیر ناچیزی دارد. از شکل (۴) مشاهده می‌گردد که با افزایش دمای کندانسور و افزایش اتلاف حرارتی به محیط بازده کلی سیکل نیز کاهش پیدا می‌کند.



شکل ۴: اثر تغییرات دمای کندانسور بر بازده کلی سیکل

نتیجه‌گیری

استفاده از حرارت اتلافی واحدهای صنعتی یکی از روش‌های مناسب برای توسعه پایدار و افزایش بهره‌وری سیستم‌های انرژی می‌باشد. در این مقاله، با استفاده از حرارت اتلافی یک واحد احیای آهن اسفنجی به روش میدرکس به‌عنوان منبع انرژی، به بررسی سامانه تولید هم‌زمان توان و برودت به‌منظور تولید هم‌زمان توان و برودت در دو سطح فشاری پرداخته گردید. اساس تلفیق این سیکل‌ها بر اساس گرمای اتلافی کندانسور سیکل بالادستی به‌منظور مولد سیکل پایین‌دستی است که ترکیبی ابتکاری محسوب می‌شود. نتیجه گردید که با افزایش دمای کندانسور و افزایش اتلاف حرارتی به محیط بازده کلی سیکل کاهش پیدا می‌کند. همچنین افزایش فشار ژنراتور موجب افزایش بازده سیکل خواهد شد، و با افزایش دمای اواپراتور، مقدار بازده انرژی کل سیکل به مقدار کمی کاهش می‌یابد.



فهرست علائم

| علائم انگلیسی | |
|---------------|--|
| \dot{m} | آهنگ جریان جرمی (kg s^{-1}) |
| \dot{Q} | آهنگ انتقال گرما (kW) |
| \dot{W} | آهنگ انتقال کار (kW) |
| \dot{W}_a | کار ایده‌آل توربین (kW) |
| \dot{W}_s | کار واقعی توربین (kW) |
| u | سرعت (m/s) |

| علائم یونانی | |
|--------------|---------------|
| μ | نسبت دبی جرمی |

| زیرنویس‌ها | |
|------------|-------------|
| e | اوپراتور |
| in | جریان ورودی |
| is | ایزنتروپیک |
| g | ژنراتور |
| HE | مبدل حرارتی |
| M | مخلوط کن |
| N | نازل |
| net | خروجی |
| p | پمپ |
| out | جریان خروجی |
| t | توربین |
| th | انرژی |

مراجع:

- [1] Ebadollahi, M., Shahbazi, B., Ghaebi, H., (2024). Efficiency and flexibility enhancement of nanofluid-based hybrid solar desalination system equipped with thermoelectric generator for eco-friendly freshwater and power cogeneration. *Process Safety and Environmental Protection*, 190, pp 108-122.
- [2] Jouhara, H., Khordehghah, N., Almahmoud, S., Delpech, B., Chauhan, A., Tassou, S.A., (2018). Waste heat recovery technologies and applications. *Thermal Science and Engineering Progress*, 6, pp 268-289.
- [3] Dzierwa, P., Trojan, M., Peret, P., Taler, J., Taler, D., Kaczmarski, K., Wrobel, W., Bator, J., (2024). Technological and economical analysis of the heat recovery system from flue gas in a thermal waste treatment plant. *Energy*, 307, p 132708.
- [4] Ahmadi, S.F., Minaei, A., Ebadollahi, M., Ghaebi, H., Shahrivar, M.H., (2023). Energy management and reducing the environmental impacts of industrial flare gases using a new trigeneration energy system. *Process Safety and Environmental Protection*, 177, pp 1129-1141.
- [5] Alhumaizi, K., Ajbar, A., Soliman, M., (2012). Modelling the complex interactions between reformer and reduction furnace in a midrex-based iron plant. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 90(5), pp 1120-1141.
- [6] Shams, A., Moazeni, F., (2015). Modeling and simulation of the MIDREX shaft furnace: reduction, transition and cooling zones. *Jom*, 67, pp 2681-2689.



- [7] Wang, H., Peterson, R., Herron, T., (2011). Design study of configurations on system COP for a combined ORC (organic Rankine cycle) and VCC (vapor compression cycle). *Energy*, 36(8), pp 4809-4820.
- [8] Goswami, D.Y., Xu, F., Bhagwat, S.S., (2000). A combined power/cooling cycle. *Energy*, 25(3), pp 233-246.
- [9] Zheng, D., Chen, B., Qi, Y., Jin, H., (2006). Thermodynamic analysis of a novel absorption power/cooling combined-cycle. *Applied Energy*, 83(4), pp 311-323.
- [10] Liu, M., Zhang, N., (2007). Proposal and analysis of a novel ammonia-water cycle for power and refrigeration cogeneration. *Energy*, 32(6), pp 961-970.
- [11] Zhang, N., Lior, N., (2007). Methodology for thermal design of novel combined refrigeration/power binary fluid systems. *International Journal of Refrigeration*, 30(6), pp 1072-1085.
- [12] Wang, J., Dai, Y., Gao, L., (2008). Parametric analysis and optimization for a combined power and refrigeration cycle. *Applied energy*, 85(11), pp 1071-1085.
- [13] Dai, Y., Wang, J., Sun, Z., (2009). A theoretical study on a novel combined power and ejector refrigeration cycle. *International Journal of Refrigeration*, 32(6), pp v1186-1194.
- [14] Habibollahzade, A., Mehrabadi, Z.K., Markides, C.N., (2021). Comparative thermoeconomic analyses and multi-objective particle swarm optimization of geothermal combined cooling and power systems. *Energy Conversion and Management*, 234, p 113921.
- [15] Wu, C., Xu, X., Li, Q., Li, X., Liu, L., Liu, C., (2021). Performance assessment and optimization of a novel geothermal combined cooling and power system integrating an organic flash cycle with an ammonia-water absorption refrigeration cycle. *Energy Conversion and Management*, 227, p 113562.
- [16] Huang, Z.F., Wan, Y.D., Soh, K.Y., Chua, K.J., (2020). Hybrid operating method to improve the part-load performance of gas turbine based combined cooling and power system. *Energy Conversion and Management*, 226, p 113506.
- [17] Rostamzadeh, H., Ebadollahi, M., Ghaebi, H., Amidpour, M., Kheiri, R., (2017). Energy and exergy analysis of novel combined cooling and power (CCP) cycles. *Applied Thermal Engineering*, 124, pp 152-169.
- [18] Seyam, S., Dincer, I., Agelin-Chaab, M., (2023). Exergoeconomic and exergoenvironmental analyses of a potential marine engine powered by eco-friendly fuel blends with hydrogen. *Energy*, 284, p 129276.
- [19] Rostamzadeh, H., Ebadollahi, M., Ghaebi, H., Shokri, A., (2019). Comparative study of two novel micro-CCHP systems based on organic Rankine cycle and Kalina cycle. *Energy conversion and management*, 183, pp 210-229.
- [20] Pazuki, M.M., Kolahi, M.R., Ebadollahi, M., Amidpour, M., (2024). Enhancing efficiency in an innovative geothermal poly-generation system for electricity, cooling, and freshwater production through integrated multi-objective optimization: A holistic approach to energy, exergy, and enviroeconomic effects. *Energy*, p 133862.