

تحلیل انرژی و انرژی و مطالعه پارامتریک چرخه ترکیبی ماتیانت^۳ و رانکین آلی (بدون آلاینده)

حسین نامی^۱

دانشجوی دکترا

سیدفرامرز رنجبر^۲

دانشیار

چرخه اوکسی فیول MATIANT از جمله معروفترین سیستمهای تولید توان بدون آلاینده می باشد که قابلیت جداسازی و ذخیره‌ی تمام دی‌اکسیدکربن تولید شده در محفظه احتراق را دارد. در راستای ارزیابی سیستمهای تولید توان با راندمان بالا، در این مطالعه ترکیب چرخه MATIANT و رانکین آلی از دیدگاه انرژی و انرژی بررسی شده است که ضمن حفظ ماهیت بی‌آلاینده چرخه، کارایی آن را افزایش داده است. در واقع هدف اصلی بهره بردن از منابع اتلاف حرارتی سیستمهای موجود تولید توان در راستای ارتقاء و بهبود عملکرد آنها می باشد. راندمان انرژی و انرژی چرخه پیشنهادی به ترتیب ۵۱/۵۵ و ۴۵/۷۲ درصد می باشد که در مقایسه با چرخه MATIANT افزایش قابل قبولی دارد.

واژه های راهنما: انرژی، چرخه ترکیبی، چرخه رانکین آلی، مطالعه پارامتریک

۱- مقدمه

استفاده از سوخت‌های فسیلی برای تولید توان علاوه بر مسایل مربوط به کمبود سوخت و تجدیدناپذیری منابع سوخت‌های فسیلی، نگرانی‌هایی در حوزه انتشار آلاینده‌ی و افزایش گازهای گلخانه‌ای اتمسفر بوجود می‌آورد. افزایش میزان گازهای گلخانه‌ای اتمسفر اثرات برگشت‌ناپذیری در حیات بشر و سایر موجودات خواهد داشت. از جمله موارد حساس و حیاتی برای کره‌ی زمین و حیات بشر، اتمسفر زمین می‌باشد که ادامه‌ی حیات بشر وابستگی زیادی به آن دارد. تا جاییکه دمای کره‌ی زمین بدون پوشش اتمسفری به منفی نوزده درجه سانتیگراد می‌رسد که این میزان دما از مقدار متوسط مناسب برای راحتی انسان که پانزده درجه سانتیگراد است، فاصله دارد. پدیده‌ی اثر گلخانه‌ای اتمسفر، یکی از مهمترین عملکردهای آن است که طی این پدیده، اتمسفر گرمای زمین را حفظ می‌کند و باید صراحتاً اعلام کنیم، اگرچه اتمسفر زمین عمدتاً شامل نیتروژن و اکسیژن می‌باشد، خاصیت گلخانه‌ای آن، به سبب حضور دی‌اکسیدکربن در لایه‌های فوقانی می‌باشد. عامل اصلی گرمایش زمین، تشعشعات خورشیدی می‌باشد که طول موجی بین ۰/۴ و ۰/۷ میکرومتر دارد در حالیکه این امواج پس از برخورد با سطح زمین و انزال انرژی، طول موج ۴ تا ۱۰۰ میکرومتر خواهند داشت.

^۱ دانشجوی دکترا، مهندسی مکانیک، تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز

^۲ نویسنده مسئول، دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز s.ranjbar@tabrizu.ac.ir

^۳ Matiant Cycle

دی اکسید کربن، انرژی با طول موج بین ۱۳ تا ۱۹ میکرومتر را جذب می کند در نتیجه بخشی از این انرژی منعکس شده درون اتمسفر به دام افتاده و منجر به افزایش میزان دما می شود [۱]. با توجه به اثر گلخانه‌ای اتمسفر، بالا رفتن میزان دی‌اکسید کربن موجود در اتمسفر و رشد بیش از انتظار دمای کره‌ی زمین، تبدیل به یک نگرانی جدی برای محققان شده است. از جمله دلایل انتشار بی‌رویه‌ی دی‌اکسید کربن به اتمسفر، مکانیزه شدن زندگی انسان‌ها و افزایش نیاز به تولید انرژی الکتریکی می‌باشد که سایر آلاینده‌ی‌های ناشی از احتراق سوخت‌های فسیلی را نیز وارد اتمسفر کرده است.

از سال (۱۸۷۰) میلادی، بیش از ۸۰ درصد دی‌اکسید کربن تولیدی توسط انسان، توسط نیروگاه‌های تولید توان وارد اتمسفر شده و غلظت آن به صورت چشمگیری افزایش یافته است [۲]. نشست کیوتو در سال (۱۹۹۷) عمدتاً به دلیل نگرانی‌های ناشی از افزایش میزان دی‌اکسید کربن موجود در اتمسفر و همچنین سیاست‌های انرژی کشورهای توسعه یافته برگزار شد که هدف از این نشست، ارائه‌ی راهکارهای مناسب و صنعتی برای کنترل انتشار دی‌اکسید کربن بود و نتیجه‌ی این کنفرانس، تعیین هدفی مبنی بر کاهش انتشار پنج درصدی گازهای گلخانه‌ای در سطح جهان در قیاس با میزان انتشار سال (۱۹۹۰) بود [۳-۶].

در برخورد با موضوع کنترل انتشار گازهای گلخانه‌ای، راهکارهای متعددی ارائه شده است که از جمله‌ی آن‌ها در حوزه‌ی تولید انرژی الکتریکی، می‌توان به استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر و منابع انرژی پاک مانند انرژی خورشیدی، بیومس‌ها، انرژی باد و انرژی زمین‌گرمایی اشاره کرد. همچنین استفاده از چرخه‌های تولید توان اوکسی فیول با قابلیت مهار و ذخیره‌سازی دی‌اکسید کربن تولید شده در محفظه احتراق، در کانون توجه محققان قرار گرفته است [۷-۸]. با توجه به اینکه سیال کاری چرخه‌های اوکسی فیول که ناشی از احتراق سوخت و اکسیژن غنی شده می‌باشد، ترکیبی از بخار آب و دی‌اکسید کربن خواهد بود که این دی‌اکسید کربن تولید شده، قابلیت جداسازی در مرحله‌ی چگالش بخار آب را دارد و بدین ترتیب از انتشار آلاینده‌ی به محیط جلوگیری می‌شود [۹-۱۳]. از جمله‌ی معروفترین چرخه‌های اوکسی فیول ارائه شده توسط محققان، چرخه‌ی S-GRAZ [۱۴-۱۶] و چرخه‌ی ماتیانت [۱۷-۱۹] می‌باشد.

چرخه‌ی اوکسی فیول ماتیانت در سال (۱۹۹۹) برای اولین بار توسط Ph Mathieu و همکارانش ارائه شده و از دیدگاه انرژی مورد تحلیل پارامتریک قرار گرفت [۱۹]. هدف از مطالعه‌ی آن‌ها ارائه‌ی چرخه‌ی تولید توان با محفظه احتراق اوکسی فیول بود که این چرخه نه تنها توانایی زیرکشی تمام دی‌اکسید کربن تولید شده در محفظه احتراق را داشت، بلکه از دیدگاه قانون اول ترمودینامیک نیز راندمان نسبتاً بالایی داشت. از آنجاییکه دی‌اکسید کربن زیرکشی شده در چرخه‌ی ماتیانت از منظرگاه تهیه‌ی ترکیبات ارزشمندی همچون متانول اهمیت زیادی دارد، Mohammad Soltanieh و همکارانش از چرخه‌ی ماتیانت به عنوان مولد توان و دی-اکسید کربن، در یک چرخه‌ی تولید همزمان استفاده کردند که هدف آن‌ها استفاده از دی‌اکسید کربن تولید شده در واحد متانول‌سازی بود [۲۰].

از جمله راهکارهای بهبود عملکرد چرخه‌های تولید توان، ترکیب کردن چرخه‌های متفاوت اما سازگار به لحاظ ترمودینامیکی با یکدیگر می‌باشد. در مقایسه با دیگر واحدهای تولید توان، به عنوان چرخه‌های قابل ترکیب با سایر چرخه‌ها، چرخه‌های رانکین آلی^۱ از نقاط قوت خاصی برخوردار هستند.

¹ ORC

برای مثال سیال کاری استفاده شده در چرخه‌ی رانکین آلی نسبت به آب، افت آنتالپی کمتری در توربین‌های تولید توان دارند که همین امر موجب بالا بودن دبی سیال کاری شده و نهایتاً منجر به پایین بودن میزان تلفات و بالا بودن راندمان آدیاباتیک توربین می‌شود [۲۱].

در مطالعه‌ی حاضر، تحلیل ترمودینامیکی چرخه‌ی تولید توان و اوکسی‌فیول ماتینت با یک چرخه‌ی رانکین آلی از دیدگاه انرژی و انرژی صورت گرفته است که این چرخه‌ی ترکیبی ارایه شده نه تنها ماهیت بی‌آلاینده بودن چرخه‌ی ماتینت را حفظ می‌کند، بلکه از انرژی تلف شده برای به راه‌اندازی یک چرخه‌ی رانکین آلی استفاده می‌کند. اثر سیال‌های کاری مختلف استفاده شده در چرخه‌ی رانکین آلی بر روی عملکرد کل چرخه بررسی شده است. از آنجا که تحلیل انرژی، پایه و اساس تحلیل ترموآکونومیکی می‌باشد، نتایجی همچون تخریب انرژی در هر جزء چرخه، راندمان انرژی اجزای چرخه و اثر پارامترهای مختلف بر راندمان انرژی کل چرخه مورد مطالعه و بررسی قرار گرفته است. حل همزمان مجموعه معادلات ناشی از شبیه‌سازی چرخه‌ی پیشنهادی توسط نرم‌افزار EES صورت گرفته است.

۲- چرخه‌ی ماتینت و چرخه‌ی ترکیبی پیشنهادی

۲-۱- چرخه‌ی ماتینت

این چرخه در واقع یک چرخه‌ی فوق بحرانی دی‌اکسیدکربن^۱ و بدون آلاینده‌ی است که سیال کاری آن در بخش قابل توجهی از چرخه، دی‌اکسیدکربن بوده و سوخت توسط اکسیژن خالص سوزانده می‌شود. بدلیل عملکرد چرخه در دما و فشار بالا نیازمند تجهیزات پیشرفته در زمینه‌ی توربین‌ها خواهیم بود. مهمترین ویژگی چرخه، قابلیت جداسازی تمام دی‌اکسیدکربن تولید شده در محفظه‌ی احتراق می‌باشد^۲.

همانطور که در شکل (۱) نشان داده شده است، متان به عنوان سوخت با اکسیژن خالص وارد محفظه احتراق شده و محصولات احتراق که ترکیبی از بخار آب و دی‌اکسیدکربن می‌باشد در دمای ۱۳۰۰ درجه‌ی سانتی‌گراد محفظه احتراق را ترک کرده و به منظور تولید توان در توربین منبسط می‌شود. سپس به منظور استفاده از انرژی بالای سیال خروجی از توربین، سیال کاری وارد مبدل حرارتی شده و جریان ورودی و خروجی توربین دی‌اکسیدکربن را گرم می‌کند. در مرحله‌ی بعدی سیال وارد مبدل گرمایی شده و تا حدودی خنک می‌شود و سپس وارد واحد جداکننده‌ی بخار می‌شود.

با توجه به اختلاف زیاد مقدار گرمای ویژه برای دی‌اکسیدکربن و بخار آب، دی‌اکسیدکربن موجود در محصولات احتراق که در بخشی از چرخه به عنوان سیال کاری ایفای نقش می‌کند، در مرحله‌ی چگالش بخار آب، کاملاً قابل جداسازی و ذخیره است. دی‌اکسیدکربن جدا شده وارد کمپرسور^۴ مرحله‌ای شده و فشار آن افزایش یافته و نهایتاً از آن به عنوان سیال ورودی به توربین تولید توان استفاده می‌شود. از جمله ویژگی‌های چرخه‌های تولید توان اوکسی‌فیول این است که پس از رسیدن به شرایط کاری پایا، دبی بخار و دی‌اکسیدکربن تولید شده در محفظه‌های احتراق باید زیرکشی شود که این امر به وضوح در شکل (۱) نشان داده شده است [۲۰].

^۱ Super Critical CO₂ (S-CO₂)

^۲ CO₂ capturing

۲-۲- چرخه‌ی ترکیبی پیشنهادی

شکل (۲) شماتیک چرخه‌ی پیشنهادی را نشان می‌دهد که در آن از گرمای اتلافی مبادله کن حرارتی برای به راه‌اندازی یک چرخه‌ی رانکین آلی استفاده شده است. سیال آلی^۱ پس از جذب گرما در قسمت مبادله کن حرارتی^۲ وارد توربین شده و تولید توان می‌کند، سپس در واحد چگالنده خنک شده و تبدیل به مایع اشباع می‌شود و توسط پمپ برای گرمایش دوباره به مبادله کن حرارتی پمپاژ می‌شود. شبیه‌سازی ترمودینامیکی چرخه‌ی پیشنهادی بر اساس مشخصات ترموفیزیکی موجود در جدول (۱) (برای حالتی که سیال آلی ایزوپنتان^۳ باشد) انجام شده است.

۳- تحلیل انرژی

از جمله‌ی اولین قوانین ترمودینامیک، قانون بقای انرژی یا همان قانون اول ترمودینامیک است. در تحلیل انرژی چرخه‌ها، هر جزء را یک حجم کنترل در نظر گرفته و روابط مربوط به بقای انرژی را برای هر یک به طور مستقل به کار می‌بریم. به عنوان مثال برای یک جزء مولد توان مانند توربین، رابطه‌ی بقای انرژی طبق رابطه‌ی (۱) است که در آن از تلفات حرارتی صرف نظر شده است.

$$\sum \dot{m}_i h_i = \sum \dot{m}_o h_o + \dot{W}_{produced} \quad (1)$$

اندیس i مربوط به جریان ورودی و اندیس o مربوط به جریان خروجی است. برای اجزاء مصرف کننده‌ی توان نیز قانون اول ترمودینامیک طبق رابطه‌ی (۲) بیان می‌شود.

$$\sum \dot{m}_i h_i + \dot{W}_{consumed} = \sum \dot{m}_o h_o \quad (2)$$

برای اجزاء دیگر چرخه که مولد یا مصرف کننده‌ی توان نیستند، از روابط بقای جرم و بقای انرژی در حالت پایا^۴ استفاده می‌کنیم.

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_o \quad (3)$$

$$\sum \dot{m}_i h_i = \sum \dot{m}_o h_o \quad (4)$$

پس از اعمال قانون اول ترمودینامیک برای تمامی اجزای چرخه، راندمان انرژی چرخه از رابطه‌ی (۵) بدست می‌آید که در آن \overline{LHV}_{fuel} ارزش حرارتی پایین سوخت می‌باشد.

$$\eta_{thermal} = \frac{\sum \dot{W}_{produced} - \sum \dot{W}_{consumed}}{\overline{LHV}_{fuel}} \quad (5)$$

¹Organic fluid

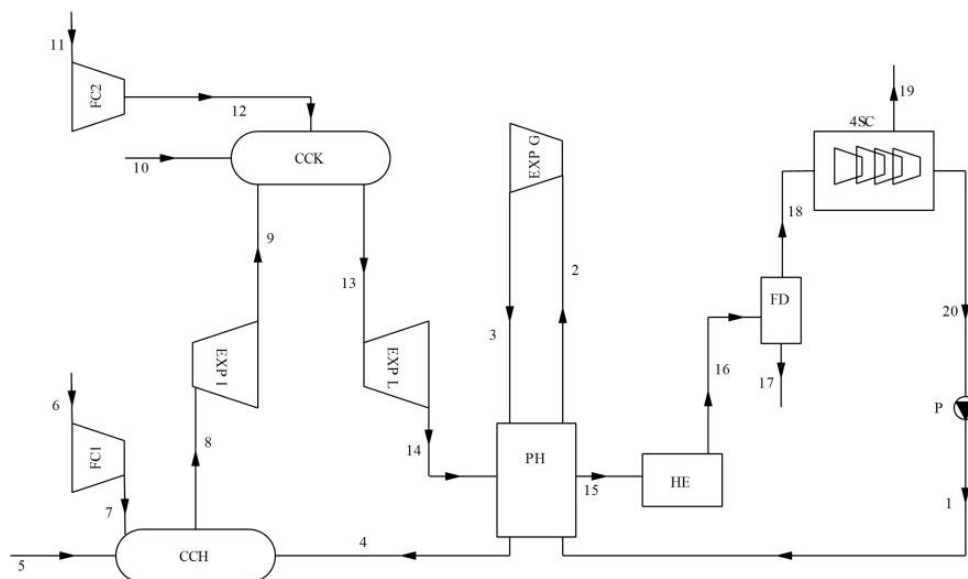
² HE

³Isopentane

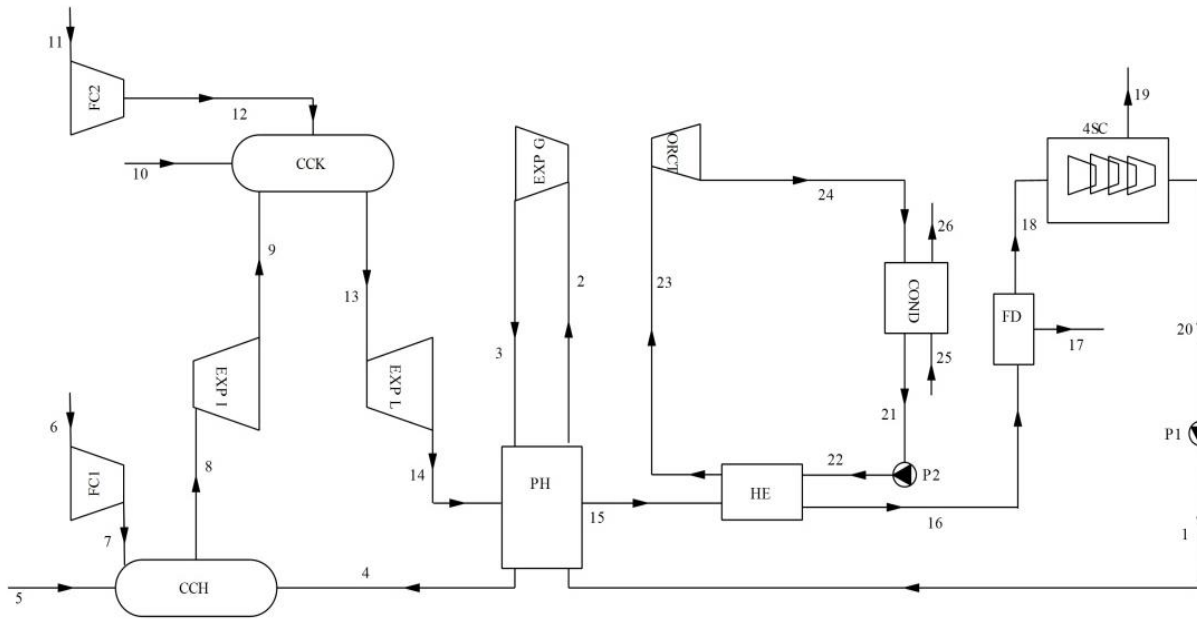
⁴ Steady state

جدول ۱- مشخصات جریان‌ی در نقاط مختلف چرخه‌ی ترکیبی

نقطه	فشار (bar)	دما (°C)	دبی مولی (kmol/h)	ماده	نقطه	فشار (bar)	دما (°C)	دبی مولی (kmol/h)	ماده
۱	۳۰۰	۸۰	۱۱۰۰۰	CO ₂	۱۴	۱	۹۴۸	۱۸۰۰، ۱۱۹۰۰	CO ₂ , H ₂ O
۲	۳۰۰	۶۰۰	۱۱۰۰۰	CO ₂	۱۵	۱	۱۳۲	۱۸۰۰	CO ₂ , H ₂ O
۳	۴۰	۳۷۷	۱۱۰۰۰	CO ₂	۱۶	۱	۴۰	۱۱۹۰۰	CO ₂ , H ₂ O
۴	۴۰	۷۰۰	۱۱۰۰۰	CO ₂	۱۷	۱	۴۰	۹۰۰	H ₂ O
۵	۴۰	۱۶۰	۱۲۶۰	O ₂	۱۸	۱	۴۰	۱۱۰۰۰	CO ₂
۶	۳	۳۰	۶۳۰	CH ₄	۱۹	۵۰	۶۶	۲۸۸۰	CO ₂
۷	۴۰	۳۱۱	۶۳۰	CH ₄	۲۰	۱۱۱	۴۰	۲۸۸۰	CO ₂
۸	۴۰	۱۳۰	۱۲۶۰، ۱۱۶۳۰	CO ₂ , H ₂ O	۲۱	۱	۲۷/۵	۲۸۸۰	Isopentane
۹	۹/۷	۱۰۴۶	۱۲۶۰، ۱۱۶۳۰	CO ₂ , H ₂ O	۲۲	۵/۳	۲۸	۲۸۸۰	Isopentane
۱۰	۱۰	۳۰	۵۴۰	O ₂	۲۳	۵/۳	۹۰	۵۱۰۰۰	Isopentane
۱۱	۳	۳۰	۲۷۰	CH ₄	۲۴	۱	۵۴	۵۱۰۰۰	Isopentane
۱۲	۹/۷	۱۵۰	۲۷۰	CH ₄	۲۵	۱	۲۰	۱۸۰۰، ۱۱۹۰۰	H ₂ O
۱۳	۹/۷	۱۳۰	۱۸۰۰، ۱۱۹۰۰	CO ₂ , H ₂ O	۲۶	۱	۴۰	۱۸۰۰	H ₂ O



شکل ۱- طرحواره‌ی چرخه‌ی ماتینانت [۲۱]



شکل ۲- طرحواره چرخه ترکیبی پیشنهادی

۴- تحلیل انرژی

روابط مربوط به بالانس انرژی برای هر سیستمی که با تبادل جرم و انرژی سروکار دارد به قرار رابطه (۶) است.

$$\sum_{in} E_i = \sum_{out} E_o + \sum E_d \quad (6)$$

در رابطه (۶) $\sum_{in} E_i$ و $\sum_{out} E_o$ به ترتیب بیانگر مجموع انرژی جریانی خروجی و ورودی سیستم است که اختلاف این دو مورد نشان دهنده مجموع انرژی تلف شده^۱ و هدر شده^۲ در سیستم است. انرژی مخصوص جریانی قابل تقسیم به انرژی ترمومکانیکی یا انرژی فیزیکی (e_{ph}) و انرژی شیمیایی (e_{ch}) است [۲۱]:

$$e = e_{ph} + e_{ch} \quad (7)$$

انرژی مخصوص ترمومکانیکی در هر نقطه به دما و فشار محیط بستگی دارد و قابل محاسبه از رابطه زیر است [۲۱]:

$$e_i = h_i - h_0 - T_0(s_i - s_0) \quad (8)$$

همچنین انرژی شیمیایی مخصوص برای ترکیب یک گاز ایده آل از رابطه زیر قابل محاسبه است [۲۱]:

$$e_{mix}^{ch} = \sum x_i e_{0,i}^{ch} + \bar{R}T_0 \sum x_i \ln x_i \quad (9)$$

که در آن x_i کسر مولی و $e_{0,i}^{ch}$ انرژی شیمیایی استاندارد i امین جز می باشد.

¹ Destroyed exergy

² Exergy loss

راندمان اگزرژی یا راندمان قانون دوم نیز نسبت کار خالص تولیدی در چرخه به کل اگزرژی ورودی به چرخه است که از رابطه‌ی (۱۰) بدست می‌آید [۲۱].

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{in}} \quad (10)$$

روابط مورد نیاز برای تحلیل اگزرژی چرخه‌ی پیشنهادی در جدول (۲) ارائه شده است.

جدول ۲- روابط استفاده شده برای محاسبه‌ی تخریب و راندمان اگزرژی

اجزای چرخه	تخریب اگزرژی	راندمان اگزرژی
Exp I	$n_8 \bar{e}_8 - n_9 \bar{e}_9 - \dot{W}_{exp I}$	$\dot{W}_{exp I} / (n_8 \bar{e}_8 - n_9 \bar{e}_9)$
Exp L	$n_{13} \bar{e}_{13} - n_{14} \bar{e}_{14} - \dot{W}_{exp L}$	$\dot{W}_{exp L} / (n_{13} \bar{e}_{13} - n_{14} \bar{e}_{14})$
Exp G	$n_2 \bar{e}_2 - n_3 \bar{e}_3 - \dot{W}_{exp G}$	$\dot{W}_{exp G} / (n_2 \bar{e}_2 - n_3 \bar{e}_3)$
Fuel Com I	$\dot{W}_{Com I} + n_{11} \bar{e}_{11} - n_{12} \bar{e}_{12}$	$(n_{12} \bar{e}_{12} - n_{11} \bar{e}_{11}) / \dot{W}_{Com I}$
Fuel Com II	$\dot{W}_{Com II} + n_6 \bar{e}_6 - n_7 \bar{e}_7$	$(n_7 \bar{e}_7 - n_6 \bar{e}_6) / \dot{W}_{Com II}$
4SG Com	$\dot{W}_{4SG} + n_{18} \bar{e}_{18} - n_{19} \bar{e}_{19} - n_{20} \bar{e}_{20}$	$(n_{19} \bar{e}_{19} + n_{20} \bar{e}_{20} - n_{18} \bar{e}_{18}) / \dot{W}_{4SG}$
PI	$\dot{W}_{PI} + n_{20} \bar{e}_{20} - n_1 \bar{e}_1$	$(n_1 \bar{e}_1 - n_{20} \bar{e}_{20}) / \dot{W}_{PI}$
CC K	$n_9 \bar{e}_9 + n_{10} \bar{e}_{10} + n_{12} \bar{e}_{12} - n_{13} \bar{e}_{13}$	$n_{13} \bar{e}_{13} / (n_9 \bar{e}_9 + n_{10} \bar{e}_{10} + n_{12} \bar{e}_{12})$
CC H	$n_4 \bar{e}_4 + n_5 \bar{e}_5 + n_7 \bar{e}_7 - n_8 \bar{e}_8$	$n_8 \bar{e}_8 / (n_4 \bar{e}_4 + n_5 \bar{e}_5 + n_7 \bar{e}_7)$
PH	$n_{14} \bar{e}_{14} + n_1 \bar{e}_1 + n_3 \bar{e}_3 - n_{15} \bar{e}_{15} - n_2 \bar{e}_2 - n_4 \bar{e}_4$	$(n_{15} \bar{e}_{15} + n_2 \bar{e}_2 + n_4 \bar{e}_4) / (n_{14} \bar{e}_{14} + n_1 \bar{e}_1 + n_3 \bar{e}_3)$
HE	$n_{22} \bar{e}_{22} + n_{15} \bar{e}_{15} - n_{23} \bar{e}_{23} - n_{16} \bar{e}_{16}$	$(n_{23} \bar{e}_{23} + n_{16} \bar{e}_{16}) / (n_{22} \bar{e}_{22} + n_{15} \bar{e}_{15})$
FD	$n_{16} \bar{e}_{16} - n_{17} \bar{e}_{17} - n_{18} \bar{e}_{18}$	$(n_{17} \bar{e}_{17} + n_{18} \bar{e}_{18}) / n_{16} \bar{e}_{16}$
P2	$\dot{W}_{P2} + n_{21} \bar{e}_{21} - n_{22} \bar{e}_{22}$	$(n_{22} \bar{e}_{22} - n_{21} \bar{e}_{21}) / \dot{W}_{P2}$
ORCT	$n_{23} \bar{e}_{23} - n_{24} \bar{e}_{24} - \dot{W}_{ORCT}$	$\dot{W}_{ORCT} / (n_{23} \bar{e}_{23} - n_{24} \bar{e}_{24})$
COND	$n_{24} \bar{e}_{24} + n_{25} \bar{e}_{25} - n_{21} \bar{e}_{21} - n_{26} \bar{e}_{26}$	-

جدول ۳- نتایج تحلیل انرژی

پارامتر	نتایج منبع [۲۰]	نتایج تحلیل حاضر
توان تولیدی [KW]	-	۱۵۷۱۱۰
توربین‌ها		
توان مصرفی [KW]	-	۶۰۶۱۲
کمپرسورها		
توان مصرفی پمپ [KW]	-	۵۹۵۹
انرژی ورودی [KW]	۱۸۵۰۰۰	۱۸۵۰۰۰
راندمان انرژی [%]	۴۸/۷۹	۴۸/۹۴

۵- بحث و نتایج

۵-۱- اعتبارسنجی نتایج

برای تحلیل انرژی، توان تولیدی در توربین‌ها و نیز توان مصرفی در کمپرسورها و پمپ‌ها محاسبه شده‌اند. به منظور اعتباردهی برای محاسبات، جدول (۳) مقایسه‌ی نتایج تحلیل انرژی را به ازای ۱۸۵ مگاوات انرژی ورودی چرخه با منبع [۲۰] را نشان می‌دهد که بیانگر دقت قابل قبولی از محاسبات است. لازم به توضیح است ارزش حرارتی پایین برای متان، به عنوان سوخت چرخه، ۷۴۰ مگاژول به ازای هر کیلومول در محاسبات لحاظ شده است [۲۰].

۵-۲- نتایج تحلیل انرژی

شکل (۳) نمودار مربوط به راندمان انرژی اجزای چرخه‌ی ترکیبی را نشان می‌دهد. همانطور که در این شکل نشان داده شده است، بیشترین راندمان انرژی به ترتیب مربوط به پیش‌گرمکن^۱، جداکننده^۲ و توربین^۳ می‌باشد و همچنین کمترین راندمان انرژی به ترتیب مربوط به کمپرسور ۴ مرحله‌ای^۴، پمپ^۵ و پمپ^۶ می‌باشد. شکل (۴) نیز درصد تخریب انرژی اجزای مهم را نسبت به کل انرژی تخریب شده در چرخه‌ی ترکیبی نشان می‌دهد. با توجه به این شکل، ۴۲ درصد تخریب انرژی مربوط به محفظه احتراق^۷ می‌باشد که علی‌رغم پایین بودن راندمان انرژی آن نشان می‌دهد که بخش عمده‌ی تخریب انرژی در محفظه احتراق قابل کنترل نمی‌باشد و همواره بدلیل وجود هر سه عامل برگشت‌ناپذیری (احتراق، اختلاف دمای بالا و اختلاط) عامل اصلی تخریب انرژی می‌باشد [۲۲]. عامل اصلی بعد از محفظه احتراق H، کمپرسور ۴ مرحله‌ای می‌باشد که ۲۰ درصد انرژی تخریب شده را سبب می‌شود و همواره نیازمند بهبود بیشتری از دیدگاه انرژی می‌باشد.

¹ PH² FD³ expL⁴ 4SG⁵ P1⁶ P2⁷ CCH

۲۶ درصد تخریب آگرژی کل چرخه نیز مربوط به محفظه احتراق^۱ K و پیش گرمکن بوده و ۱۲ درصد نیز در اثر تخریب بقیه اجزای چرخه است.

۵-۳- مطالعه پارامتریک

در این قسمت اثر پارامترهای تاثیرگذار و قابل تغییری همچون راندمان آیزنتروپیک کمپرسور ۴ مرحله‌ای (η_{4SG})، راندمان آیزنتروپیک پمپ ۱ (η_{P1})، فشار بالای چرخه‌ی رانکین آلی (P_{22}) و فشار پایین چرخه‌ی رانکین آلی (P_{24}) در راندمان انرژی و آگرژی چرخه‌ی ترکیبی برای سیال آلی ایزوپنتان نشان داده شده است.

۵-۳-۱- اثر راندمان آیزنتروپیک کمپرسور ۴ مرحله‌ای

از آنجا که بخش قابل توجهی از توان تولیدی چرخه توسط کمپرسور ۴ مرحله‌ای برای متراکم کردن دی-اکسیدکربن تا فشار فوق بحرانی مصرف می‌شود، تغییر راندمان آیزنتروپیک آن اثر چشم‌گیری در راندمان انرژی و آگرژی چرخه دارد.

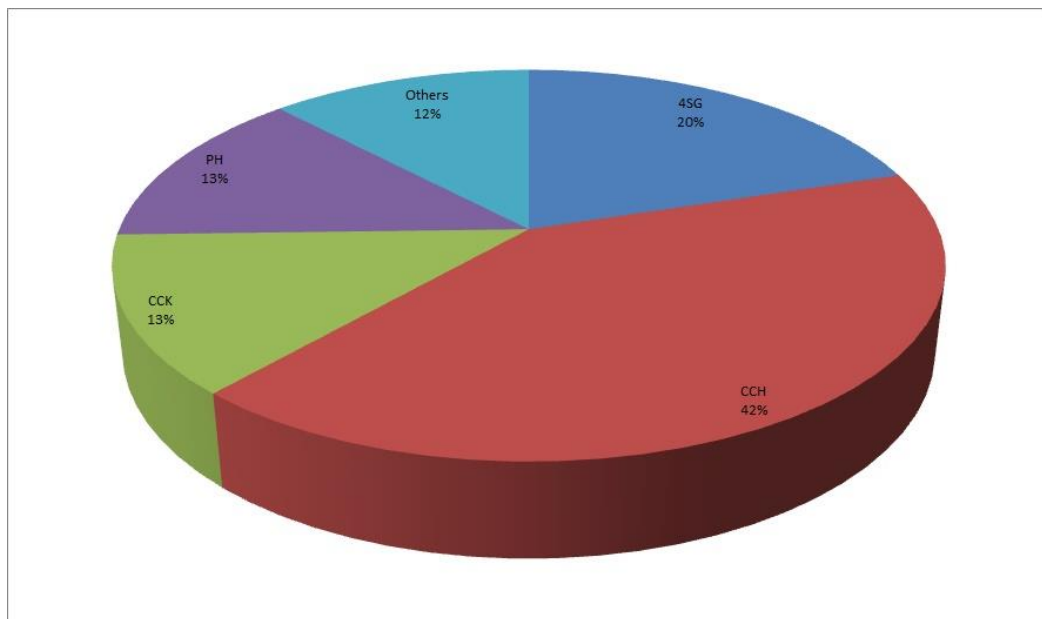
شکل (۵) اثر تغییر راندمان آیزنتروپیک کمپرسور ۴ مرحله‌ای را روی راندمان انرژی و آگرژی چرخه‌ی ماتیانت (به عنوان چرخه‌ی پایه) و چرخه‌ی ترکیبی پیشنهادی نشان می‌دهد. کاملاً واضح است که چرخه‌ی ترکیبی پیشنهادی در مقایسه با چرخه‌ی پایه، از راندمان انرژی و آگرژی بالاتری برخوردار است که می‌تواند تا حدودی نوآوری مطالعه‌ی حاضر را به تصویر بکشد.

همانطور که در شکل (۵) نشان داده شده است، زمانیکه راندمان آیزنتروپیک کمپرسور از ۰/۷ تا ۰/۸۵ تغییر می‌کند، راندمان انرژی و آگرژی به ترتیب از ۴۸/۸۲ تا ۵۴/۷۷٪ و ۴۳/۳ تا ۴۸/۵۸٪ افزایش می‌یابد. طبیعی است که بدلیل اندک بودن توان تولیدی در چرخه‌ی رانکین آلی، تغییر سیال آلی اثر چندانی در راندمان چرخه نخواهد داشت.

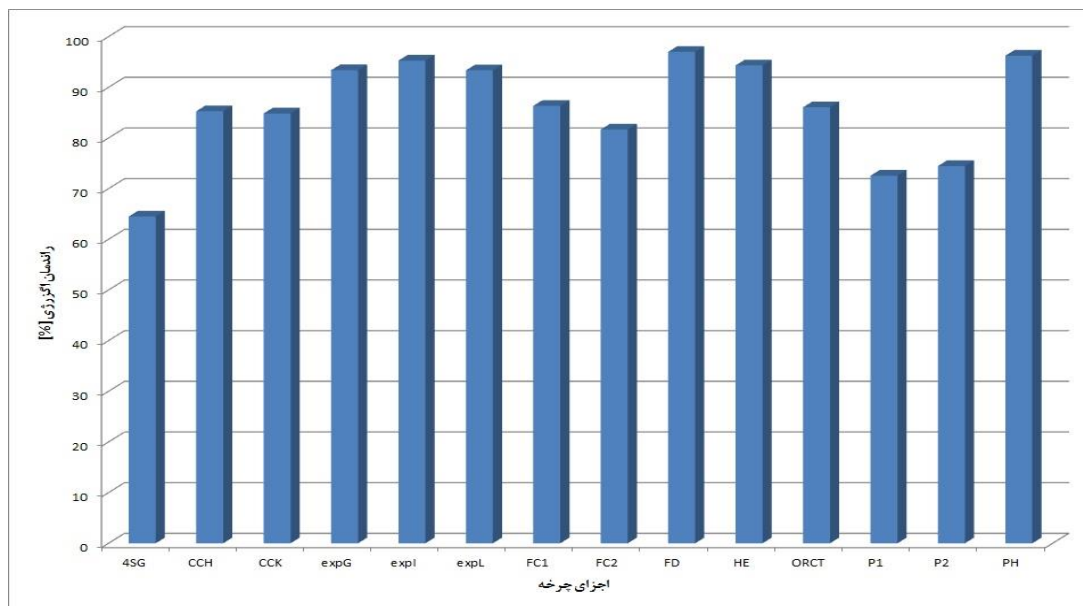
۵-۳-۲- اثر راندمان آیزنتروپیک پمپ ۱

پمپ ۱ نیز از جمله عوامل مصرف کننده‌ی توان در چرخه‌ی پیشنهادی می‌باشد که با افزایش راندمان آیزنتروپیک آن، توان مصرفی در پمپ کاهش یافته و نهایتاً راندمان انرژی و آگرژی چرخه بهبود می‌یابد. اثر راندمان آیزنتروپیک پمپ ۱ در راندمان انرژی و آگرژی چرخه‌ی پیشنهادی در شکل (۶) نشان داده شده است.

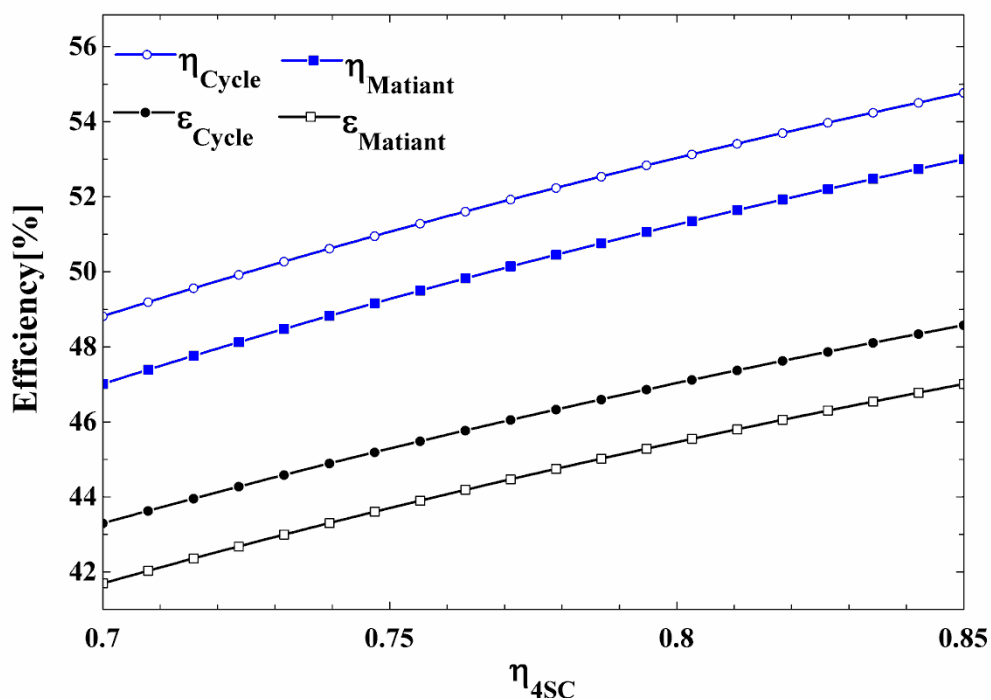
^۱ CCK



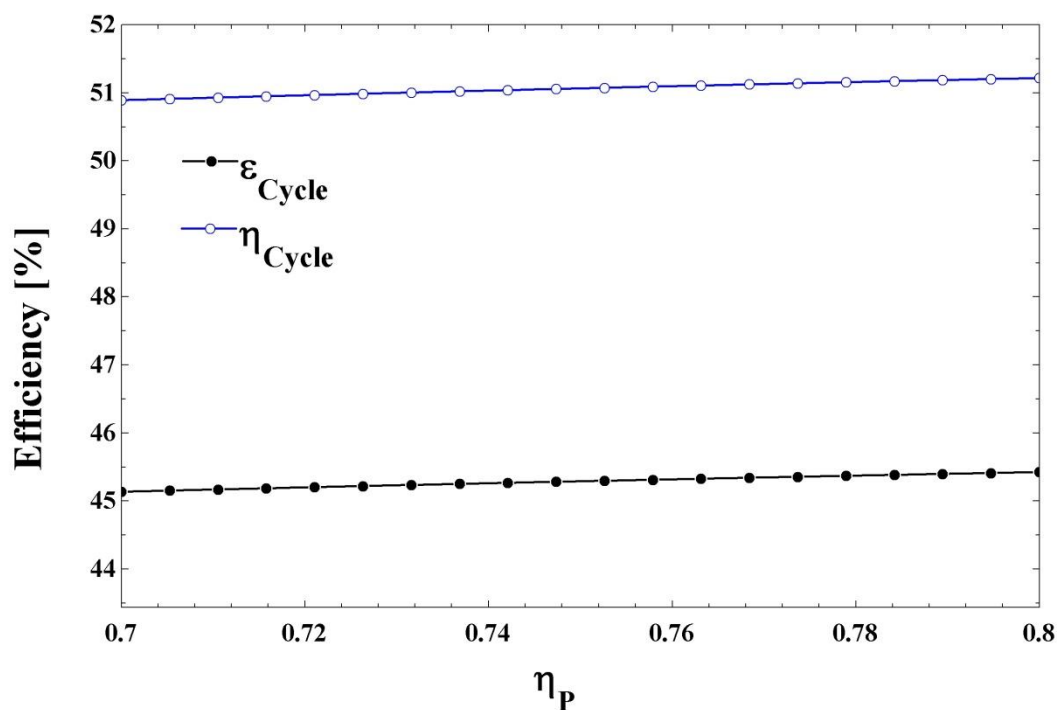
شکل ۳- راندمان انرژی اجزای چرخه ترکیبی



شکل ۴- درصد تخریب انرژی اجزای اصلی



شکل ۵- اثر راندمان آیزنتروپیک کمپرسور ۴ مرحله‌ای در راندمان انرژی و انرژی چرخه‌ی ماتیان و چرخه‌ی پیشنهادی



شکل ۶- اثر راندمان آیزنتروپیک پمپ ۱ در راندمان انرژی و انرژی چرخه‌ی پیشنهادی

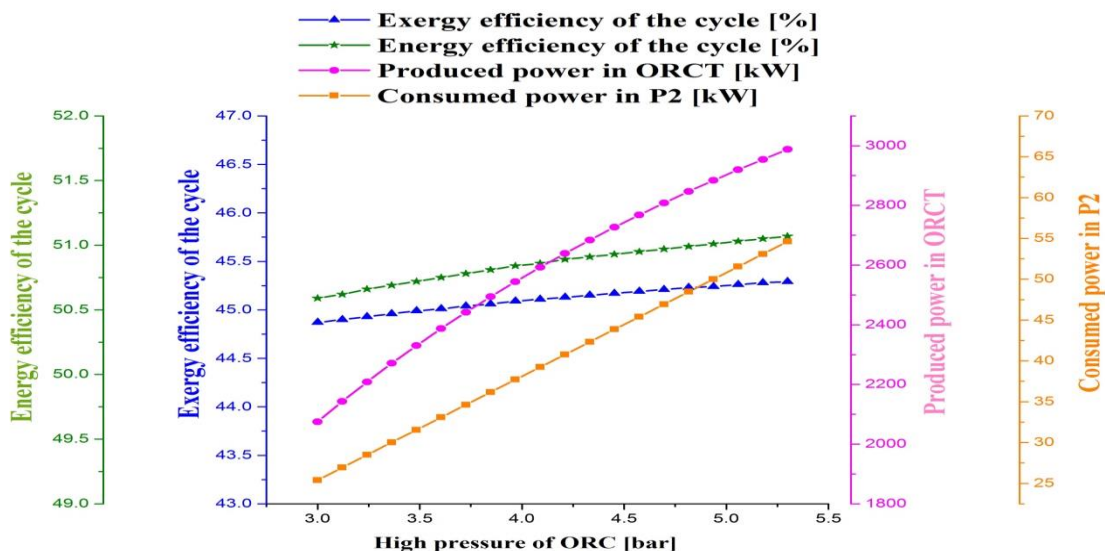
۵-۳-۳- اثر فشار بالای چرخه‌ی رانکین آلی

شکل (۷) تغییر راندمان انرژی و انرژی چرخه‌ی ترکیبی را به ازای افزایش فشار بالای واحد رانکین آلی از ۳ تا ۵/۳ بار نشان می‌دهد. در اثر این تغییر راندمان انرژی و انرژی چرخه به ترتیب از ۴۴/۸۷ تا ۴۵/۲۹ درصد و ۵۰/۵۹ تا ۵۱/۰۷ درصد افزایش می‌یابد.

با افزایش فشار بالای واحد رانکین آلی در چرخه‌ی ترکیبی، توان تولیدی در واحد رانکین آلی و به طبع آن توان تولیدی در کل چرخه و نهایتاً راندمان انرژی و انرژی چرخه‌ی کل افزایش می‌یابد. مطابق شکل (۷) زمانیکه فشار بالای واحد رانکین آلی از ۳ تا ۵/۳ بار افزایش می‌یابد، توان تولیدی در توربین آلی^۱ از ۲۰۷۵ تا ۲۹۸۸ کیلووات و توان مصرفی در پمپ ۲ از ۲۵/۴ تا ۵۴/۶۲ کیلووات تغییر می‌کند.

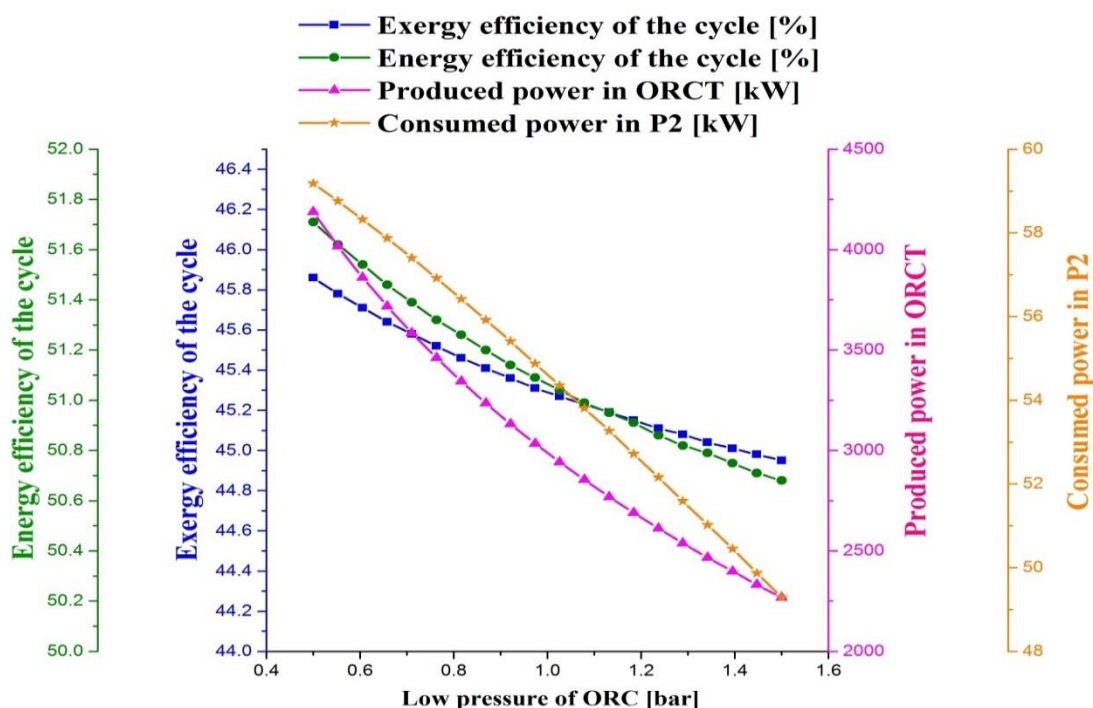
۵-۳-۴- اثر فشار پایین چرخه‌ی رانکین آلی

شکل (۸) تغییر راندمان انرژی و انرژی چرخه‌ی ترکیبی را به ازای تغییر فشار پایین واحد رانکین آلی از ۰/۵ تا ۱/۵ بار نشان می‌دهد. در اثر این تغییر راندمان انرژی و انرژی چرخه به ترتیب از ۴۵/۸۶ تا ۴۴/۹۵ درصد و ۵۱/۷۱ تا ۵۰/۶۸ درصد کاهش می‌یابد. با افزایش فشار پایین واحد رانکین آلی در چرخه‌ی ترکیبی، توان تولیدی در واحد رانکین آلی و به طبع آن توان تولیدی در کل چرخه و نهایتاً راندمان انرژی و انرژی چرخه‌ی کل کاهش می‌یابد. مطابق شکل (۸) زمانیکه فشار پایین واحد رانکین آلی از ۰/۵ تا ۱/۵ بار افزایش می‌یابد، توان تولیدی در توربین آلی از ۴۱۸۸ تا ۲۲۶۸ کیلووات و توان مصرفی در پمپ ۲ از ۵۹/۱۸ تا ۴۹/۲۹ کیلووات تغییر می‌کند.



شکل ۷- اثر فشار بالای چرخه‌ی رانکین آلی در راندمان انرژی، راندمان انرژی، توان تولیدی در توربین آلی و توان مصرفی در پمپ ۲

^۱ ORCT



شکل ۸- اثر فشار پایین چرخه رانکین آلی در راندمان انرژی، راندمان انرژی، توان تولیدی در توربین آلی و توان مصرفی در پمپ ۲

۶- نتیجه گیری

چرخه ای اوكسی فیول ماتیانت از جمله چرخه های با تکنولوژی محفظه احتراق اوكسی فیول است که دارای راندمان انرژی ۴۸/۷۹٪ بوده و قابلیت زیرکشی و ذخیره سازی تمام دی اکسید کربن تولید شده در محفظه احتراق را دارد و البته دی اکسید کربن ذخیره شده به عنوان محصول ارزشمند برای صنایعی مانند متانول سازی اهمیت دارد. به منظور استفاده از گرمای تلف شده در قسمت HE در چرخه ای ماتیانت، از یک چرخه ای رانکین آلی استفاده کردیم که ضمن استفاده از گرمای اتلافی در HE و افزایش راندمان انرژی چرخه به ۵۱/۵۵٪ (زمانیکه سیال آلی ایزوپنتان باشد) ماهیت بی آلاینده^۲ چرخه را نیز حفظ می کند و عملاً چرخه ای ترکیبی نیز یک چرخه ای تولید توان با خاصیت بی آلاینده می باشد.

تحلیل ها در حوزه ای اگزورژنی نشان می دهد که بخش زیادی از تخریب اگزورژنی مربوط به محفظه های احتراق می باشد که عملاً بدلیل وجود هر سه عامل برگشت ناپذیری در محفظه احتراق، این میزان تخریب اگزورژنی قابل کنترل نمی باشد. اما در مورد اجزایی مانند کمپرسور ۴ مرحله ای که از جمله عوامل مهم در تخریب اگزورژنی می باشد و کمینه مقدار راندمان اگزورژنی را به خود اختصاص داده، به سازی عملکرد کمپرسور، تخریب اگزورژنی کل چرخه را تقلیل خواهد داد. در کل استفاده از واحد تولید توان آلی راندمان انرژی و اگزورژنی چرخه را به ترتیب به ۵۱/۵۵ و ۴۵/۷۲ درصد افزایش می دهد.

¹ Waste heat recovery

² Non-emission

مراجع

- [1] Halmann, M. M., and Steinberg, M., “*Greenhouse Gas Carbon Dioxide Mitigation*”, Science and Technology, New York, Lewis Publishers, (1999).
- [2] IEA, “CO₂ Emissions from Fuel Combustion”, International Energy Agency (IEA), Paris, France, (2013).
- [3] IRENA, W., “Statistical Issues: Bioenergy and Distributed Renewable Energy”, New York, USA, (2013).
- [4] Escudero, M., Jiménez, Á., González, C., and López, I., “Quantitative Analysis of Potential Power Production and Environmental Benefits of Biomass Integrated Gasification Combined Cycles in the European Union”, *Energy Policy*, Vol. 53, pp. 63-75, (2013).
- [5] Hendriks, C., “*Carbon Dioxide Removal from Coal-Fired Power Plants*”, Utrecht, the Netherlands: Kluwer Academy Publishers, (1994).
- [6] Annual Energy Outlook with Projections to 2003, Energy Information Administration (EIA), Online: <http://www.eia.doe.gov/oiaf/aeo/index.html>, (2007).
- [7] Parsons, W., “Strategic Analysis of the Global Status of Carbon Capture and Storage, Report”, Global Carbon Capture and Storage Institute (GCCSI), Melbourne, Australia, (2011).
- [8] Metz, B., Davidson, O., Coninck, H., Loos, M., and Meyer, L., “Special Report on Carbon Dioxide Capture and Storage Prepared by Working Group III of the Intergovernmental Panel on Climate Change”, Cambridge, United Kingdom and New York, (2005).
- [9] Toftegaard, M. B., Brix, J., Jensen, P. A., Glarborg, P., and Jensen, A. D., “Oxy-fuel Combustion of Solid Fuels”, *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 36, pp. 581-625, (2010).
- [10] Châtel-Pélage, F., Varagani, R., Pranda, P., Perrin, N., Farzan, H., Vecchi, S.J., Yongqi, L.U., Chen, S., Rostam-Abadi, M., and Bose, A.C., “Applications of Oxygen for NO_x Control and CO₂ Capture in Coal-fired Power Plants”, *Thermal Science*, Vol. 10, pp. 119-142, (2006).
- [11] Tan, Y., Croiset, E., Douglas, M. A., and Thambimuthu, K. V., “Combustion Characteristics of Coal in a Mixture of Oxygen and Recycled Flue Gas”, *Fuel*, Vol. 85, pp. 507-512, (2006).
- [12] Varagani, R. K., Châtel-Pélage, F., Pranda, P., Rostam-Abadi, M., Lu, Y., and Bose, A. C., “Performance Simulation and Cost Assessment of Oxy-combustion Process for CO₂ Capture from Coal-fired Power Plants”, the Fourth Annual Conference on Carbon Sequestration, pp. 2-5, Washington, USA, (2005).

- [13] Okawa, M., Kimura, N., Kiga, T., Takano, S., Arai, K., and Kato, M., "Trial Design for a CO₂ Recovery Power Plant by Burning Pulverized Coal in O₂-CO₂", Energy Conversion and Management, Vol. 38, pp. 123-127, (1997).
- [14] Jericha, H., and Gottlich, E., "Conceptual Design for an Industrial Prototype Graz Cycle Power Plant", ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, pp. 413-420, Amsterdam, Netherlands, (2002).
- [15] Jericha, H., Göttlich, E., Sanz, W., and Heitmeir, F., "Design Optimisation of the Graz Cycle Prototype Plant", ASME Turbo Expo Collocated with the International Joint Power Generation Conference, pp. 113-121, Georgia, USA, (2003).
- [16] Jericha, H., Sanz, W., Woisetschläger, J., and Fesharaki, M., "CO₂-Retention Capability of CH₄/O₂-Fired Graz Cycle", CIMAC Conference Paper, Interlaken, Switzerland, (1995).
- [17] Bolland, O., Kvamsdal, H., and Boden, J., "A Comparison of the Efficiencies of the Oxy-Fuel Power Cycles Water-cycle, Graz-cycle and Matiant-cycle, Carbon Dioxide Capture for Storage in Deep Geologic Formations Results from the CO₂ Capture Project", Capture and Separation of Carbon Dioxide from Combustion Sources, Vol. 1, pp. 499-511, (2005).
- [18] Mathieu, P., and Nihart, R., "Zero-emission MATIANT Cycle", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 121, pp. 116-120, (1999).
- [19] Mathieu, P., and Nihart, R., "Sensitivity Analysis of the MATIANT Cycle", Energy Conversion and Management, Vol. 40, pp. 1687-1700, (1999).
- [20] Soltanieh, M., Mahmoodi Azar, K., and Saber, M., "Development of a Zero Emission Integrated System for Co-production of Electricity and Methanol Through Renewable Hydrogen and CO₂ Capture", International Journal of Greenhouse Gas Control, Vol. 7, pp. 145-152, (2012).
- [21] Mohammadkhani, F., Shokati, N., Mahmoudi, S.M.S., Yari, M., and Rosen, M.A., "Exergoeconomic Assessment and Parametric Study of a Gas Turbine-modular Helium Reactor Combined with Two Organic Rankine Cycles", Energy, Vol. 65, pp. 533-43, (2014).
- [22] Bejan, A., "Advanced Engineering Thermodynamics", Interscience, New York, (1996).

فهرست نمادهای انگلیسی

توربین ^۱	Exp
اگرژی مخصوص ترموفیزیکی مولی در نقطه‌ی i	\bar{e}_i
اگرژی مخصوص شیمیایی مولی در نقطه‌ی i	\bar{e}_{ch}

¹ Expander

نرخ انرژی	\dot{E}
انتالپی مخصوص مولی	\bar{h}
انتروپی مخصوص مولی	\bar{s}
دما در نقطه‌ی i	T_i
توان	\dot{W}
کمپرسور	C
کمپرسور ۴ مرحله‌ای	4SG
محفظه احتراق	CC
چگالنده	COND
توربین چرخه‌ی رانکین آلی	ORCT
پمپ	P
پیش گرم کن	PH
استوانه‌ی جدا کننده ^۱	FD
مبدل گرمایی	HE
راندمان انرژی	η
راندمان انرژی	ε

¹ Flash Drum

Abstract

Increasing energy demand is the main reason of designing the most efficient energy systems. Using fossil fuels to produce power in world with finite energy sources brings some problems in greenhouse gas control domain in addition to energy crisis. Since 1/3 emitted CO₂ associated to human activities releases from power producing sections, oxy-fuel cycles are promising technology. Matiant cycle is one of the most well-known and developed oxy-fuel cycles where it is able to separate and capture the produced CO₂ in combustion chamber.

In order to propose efficient energy systems, combination of Matiant cycle with an Organic Rankine Cycle (ORC) studied from view of energy and exergy and also a parametric study carried out to show the most effective components in exergy destruction. Proposed combined cycle keeps the CO₂ capturing quality of Matiant cycle besides increasing of its efficiency due to waste heat recovery. Energy and exergy efficiency of proposed cycle is 51.45 and 45.63% respectively. In exergy analysis domain, in addition to parametric study results of exergy efficiency and exergy destruction of each component has been outlined.