

تحلیل انرژی و انرژی چرخه ی اوکسی فیول S-GRAZ

دانشجوی دکتری، دانشگاه تبریز، دانشکده فنی و مهندسی مکانیک
استادیار، دانشگاه تبریز، دانشکده فنی و مهندسی مکانیک

حسین نامی*
سیدفرامرز رنجبر

چکیده

بخش عمده ی دی اکسید کربن وارد شده به اتمسفر، ناشی از فعالیت های انسانی است و ۱/۳ از این میزان، ناشی از فعالیت نیروگاه های تولید توان می باشد. در این راستا چرخه های تولید توان اوکسی فیول مطرح شد که در آن ها به جای ترکیب هوا و سوخت در محفظه ی احتراق، سوخت توسط اکسیژن خالص محترق می شود که حاصل آن بخار آب و دی اکسید کربن به عنوان محصولات احتراق می باشد. از طرف دیگر، اهمیت سوخت مصرفی در جایگاه های تولید توان، مهندسان را بر آن داشته تا در راستای بهبود بازده این چرخه ها قدم بردارند. در این مطالعه، سعی می کنیم با تحلیل ترمودینامیکی چرخه ی معرفی شده و نیز اجزای مختلف آن، اطلاعاتی در مورد میزان اتلاف انرژی در قسمت های مختلف چرخه ارائه نماییم. راندمان انرژی و انرژی چرخه به ترتیب ۵۳/۲۵ درصد و ۴۶/۴۵ درصد بوده و همانطور که انتظار می رفت، بخش قابل توجهی از انرژی چرخه در محفظه احتراق تلف می شود. اطلاعات مربوط به تخریب انرژی سایر اجزای چرخه نیز در قسمت نتایج آورده شده است. شایان ذکر است حل مجموعه معادلات ناشی از شبیه سازی و مشخصات ترموفیزیکی نقاط مختلف چرخه توسط نرم افزار EES صورت گرفت.

واژه های کلیدی: اوکسی فیول، مولد بخار، انرژی، محفظه احتراق، چگالنده.

Energy and Exergy Analysis of S-GRAZ Oxy-Fuel Cycle

H. Nami
S. F. Ranjbar

P.h.D Student, University of Tabriz, Faculty of Mechanical Engineering
Assistant professor, University of Tabriz, Faculty of Mechanical Engineering

Abstract

CO₂ is the main greenhouse gas due to the very high overall amount emitted by human activities, and about one third of the overall human CO₂ emissions are produced by the power generation sector. Oxy-fuel cycles are a promising technology. From the other side because of the fuel consumption in the power generation sections, thermodynamic analysis has an important role. In this study we are going to analyze the cycle and all the units thermodynamically and propose some information about the energy and exergy efficiency of them. Energy and exergy efficiency are 53.25% and 46.45% respectively and as it was predictable the main part of exergy destruction occurs in the combustion chamber. Solving simultaneous equations has been done by the EES software.

Keywords: Oxy-Fuel, HRSG, Exergy, Combustion chamber, Condenser.

۱- مقدمه

در طول یکصد سال اخیر مقدار برخی از گازهای گلخانه‌ای در اتمسفر به میزان قابل توجهی افزایش یافته است که یک اجماع گسترده‌ای را در مجامع علمی مبنی بر تحت تأثیر قرار گرفتن دمای سطح زمین و شرایط آب و هوایی آن به وجود آورده است. دی‌اکسیدکربن، به دلیل انتشار زیاد آن توسط فعالیت‌های انسانی به عنوان جزء عمده‌ی گازهای گلخانه‌ای در نظر گرفته می‌شود و حدود ۱۳ دی‌اکسیدکربن ناشی از فعالیت‌های انسانی، از جایگاه‌های تولید توان انتشار می‌یابد [۱]. بنابراین یک اعمال فشار قوی جهت توسعه‌ی راه حل‌های پیشرفته برای مهار این میزان دی‌اکسیدکربن تولیدی از جایگاه‌های تولید توان وجود دارد، که عمده‌ی این راه حل‌ها به قرار زیر است [۲]:

- جمع‌آوری دی‌اکسید کربن پس از احتراق با استفاده از شستشوی گازهای خروجی با آمین‌ها
- کربن زدایی سوخت‌های فسیلی، قبل از احتراق برای تولید هیدروژن خالص یا سوخت‌های غنی شده با هیدروژن برای استفاده در نیروگاه‌های سنتی
- لوپینگ یا حلقه کردن محصولات شیمیایی احتراق
- چرخه‌های اوکسی‌فیول با احتراق داخلی ناشی از سوخت‌های فسیلی و اکسیژن خالص.

در این میان چرخه‌های اوکسی‌فیول تکنولوژی روبه رشدی هستند، نتیجه‌ی احتراق با اکسیژن خالص، سیال کاری عمدتاً متشکل از دی‌اکسیدکربن و بخار آب است که این دی‌اکسیدکربن تولیدی به راحتی در مرحله‌ی چگالش بخار آب قابل جداسازی و ذخیره است. مزیت دیگر این چرخه‌ها قابلیت استفاده از گسترده‌ی وسیعی از سوخت‌ها، هم‌چون گاز طبیعی و سایر سوخت‌های فسیلی است. علاوه بر این، میزان بسیار اندک NO_x تولیدی نیز هم‌چون دی‌اکسیدکربن، قابل جداسازی در مرحله‌ی چگالش بخار آب است و بدین ترتیب تقریباً هیچگونه آلاینده‌ی وارد اتمسفر نمی‌شود. از طرف دیگر اکسیژن مورد نیاز برای احتراق در نیروگاه‌های با سایز بزرگ قابل تولید توسط واحدهای تولید هوا می‌باشد که امروزه به شکل گسترده‌ای در صنایع فولادسازی و صنایع نفت مورد استفاده قرار می‌گیرد. خوشبختانه سیال کاری که ترکیبی از سه جزء بخار آب و یک جزء دی‌اکسیدکربن می‌باشد، قابلیت تولید توان با بازده‌های بالا را دارد و بنابراین هزینه‌ی مربوط به تولید اکسیژن خالص توجیه اقتصادی نیز دارد.

طرح اصلی چرخه‌ی S-GRAZ توسط جریخا در سال ۱۹۸۵ ارائه شد [۳]. او یک چرخه‌ی تولید توان بدون انتشار آلاینده‌ی مطرح کرد که در این چرخه، سیال عامل، ترکیبی از دی‌اکسیدکربن و بخار آب بود [۴ و ۵].

در سال ۲۰۰۰ گسترده‌ی وسیعی از چرخه‌های S-GRAZ با تغییر سوخت از متان به گازهای سنتزی ارائه شد. در آن زمان در راستای تلاش برای به حداقل رساندن کار کمپرسور، همه‌ی بخار آب متوسط سیکل قبل از مرحله‌ی کمپرس چگالیده می‌شد. بنابراین در این سیکل دی‌اکسید کربن به عنوان جزء اصلی بود [۶]. اما در سال ۲۰۰۴ یک بازگشت به حالت اولیه‌ی چرخه‌ی S-GRAZ صورت گرفت، زیرا کاملاً واضح شده بود که با کاهش کار مورد نیاز در مرحله‌ی کمپرس و حذف بخار آب، دمای جریان ورودی به محفظه‌ی احتراق کاهش خواهد یافت [۷].

در مطالعه‌ی حاضر، علاوه بر تحلیل انرژی چرخه‌ی مذکور، به دنبال ارائه‌ی مطالب و نتایجی در حوزه‌ی انرژی (مانند تخریب و راندمان انرژی هر جزء چرخه) هستیم که برای اولین بار صورت می‌گیرد و نیز اهمیت تحلیل انرژی برای قدم‌های بعدی مانند تحلیل اکونومیک از جمله‌ی اهداف و نوآوری‌های مطالعه‌ی حاضر است.

۲- چرخه‌ی تولید توان S-GRAZ

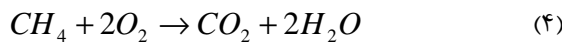
در اصل چرخه‌ی S-GRAZ، ترکیبی از چرخه‌ی برایتون با دمای بالا (کمپرسورها، محفظه‌ی احتراق و توربین دما بالا) و چرخه‌ی رانکین با دمای پایین (توربین فشار پایین، چگالنده، مولد بخار و توربین فشار بالا) می‌باشد. سوخت با نسبت استوکیومتریک از اکسیژن وارد محفظه‌ی احتراق وارد می‌شود که در فشار ۴۰ اتمسفر کار می‌کند. بخار آب موجود در ترکیب بخار و دی‌اکسید کربن نقش خنک کننده‌ی خطوط و بوش‌ها را ایفا می‌کند. ترکیبی از تقریباً ۷۴٪ بخار و ۲۶٪ دی‌اکسید کربن (بر حسب نسبت جرمی) محفظه‌ی احتراق را در دمای متوسط ۱۴۰۰ درجه سانتیگراد ترک می‌کند. سیال تا فشار ۱ اتمسفر و دمای ۵۷۳ درجه‌ی سانتیگراد در توربین دما بالا منبسط می‌شود. قسمتی از سیال خروجی از توربین فشار بالا که نقش خنک کاری در توربین دما بالا را ایفا می‌کند (۱۳٫۷٪ جریان ورودی توربین دما بالا)، با جریان خروجی از محفظه‌ی احتراق ترکیب شده و درصد بخار در جریان خروجی از توربین دما بالا را به ۷۷٪ می‌رساند. کاملاً واضح است به دلیل انرژی موجود در سیال خروجی از توربین دما بالا، یک مولد بخار در مسیر جریان، جهت استفاده از این انرژی قرار گرفته و بخار تغذیه‌ی توربین فشار بالا را تامین می‌نماید. در خروجی مولد بخار تنها ۴۶٪ جریان جرمی در توربین فشار پایین منبسط می‌شود. فشار خروجی توربین فشار پایین و نهایتاً فشار کندانسور ۰٫۴۳ اتمسفر است.

شبیه‌سازی ترمودینامیکی بر مبنای فرضیات زیر در مورد بازده و اتلافات صورت گرفته است:

که در آن \dot{W}_{HTT} ، \dot{W}_{HPT} ، \dot{W}_{LPT} ، \dot{W}_C و \dot{W}_P به ترتیب کار تولید شده در توربین دما بالا، توربین فشار بالا و توربین فشار پایین و کار مصرفی در کمپرسورها و پمپها بوده و $LHV_{methane}$ ارزش حرارتی پایین متان است.

۳-۱- محفظه احتراق

در این مطالعه احتراق متان با اکسیژن خالص در محفظه‌ی احتراق در نظر گرفته شده است. واضح است به ازای هر کیلوگرم متان، به میزان ۴ کیلوگرم اکسیژن نیاز داریم که محصولات این احتراق ۲٫۷۵ کیلوگرم دی‌اکسیدکربن و ۲٫۲۵ کیلوگرم بخار آب خواهد بود. ارزش حرارتی پایین متان، ۵۰۰۱۵ کیلوژول برای هر کیلوگرم است [۹].



۳-۲- مولد بخار

گاز با دمای بالا که از توربین دما بالا خارج می‌شود، به عنوان سیال گرم در مولد بخار برای تولید بخار استفاده می‌شود که این بخار تولیدی به عنوان بخار تغذیه در توربین فشار بالا استفاده می‌شود. معادله‌ی بقای انرژی برای محفظه‌ی بخار به صورت زیر است:

$$\dot{m}_5(h_5 - h_4) = \dot{m}_{13}(h_{13} - h_{14}) \quad (5)$$

بازده کل محفظه‌ی احتراق، از دیدگاه قانون اول به قرار رابطه‌ی ۶ می‌باشد.

$$\eta_{effectiveness} = \frac{\max((T_4 - T_5), (T_{14} - T_{13}))}{T_4 - T_{13}} \quad (6)$$

۳-۳- چگالنده

از آنجاکه فرآیند جداسازی دی‌اکسیدکربن و بخار آب در قسمت چگالنده صورت می‌گیرد، این واحد به عنوان قسمت اصلی چرخه‌های اوکسی‌فیول می‌باشد. توازن انرژی در چگالنده به قرار زیر است:

$$\dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{21} h_{21} = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{20} h_{20} + \dot{m}_{22} h_{22} \quad (7)$$

۴- تحلیل انرژی

توازن انرژی برای هر سیستمی که با تبادل جرم و انرژی سروکار دارد به قرار زیر است:

$$\sum_{in} \dot{E}_i = \sum_{out} \dot{E}_o + \sum \dot{E}_d \quad (8)$$

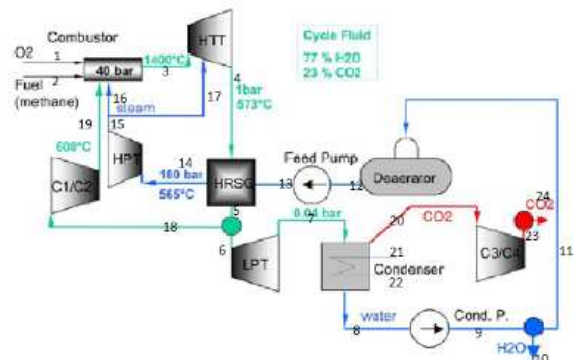
در رابطه‌ی فوق $\sum_{in} \dot{E}_i$ و $\sum_{out} \dot{E}_o$ به ترتیب بیانگر مجموع انرژی جریانی ورودی و خروجی سیستم است که

بازده آیزنتروپیک توربین گاز دما بالا ۰٫۹۰۳، برای توربین فشار بالا ۰٫۹۰ و برای توربین فشار پایین ۰٫۸۸ می‌باشد؛ بازده آیزنتروپیک کمپرسور دی‌اکسید کربن ۰٫۷۸ و کمپرسور مربوط به جریان ترکیبی ۰٫۸۸ می‌باشد؛ بازده آیزنتروپیک پمپها ۰٫۷۵ می‌باشد؛

حداقل اختلاف دمایی در مولد بخار، ۲۵ درجه سانتیگراد برای اکتونمایزر و ۲۵ درجه سانتیگراد برای قسمت فوق گرمکن بخار می‌باشد؛

دی‌اکسید کربن در ۱ اتمسفر آزاد میشود، کار اضافی برای تراکم تا فشار ۱۰۰ اتمسفر ۳۵۰ کیلوژول به ازای هر کیلوگرم است که در روابط بقای انرژی لحاظ می‌شود [۳]؛

توان لازم برای تولید اکسیژن و تراکم آن تا فشار محفظه‌ی احتراق ۱۲۲۵ کیلوژول به ازای هر کیلوگرم می‌باشد [۳].



شکل ۱- چرخه‌ی S-GRAZ با اجزاء اصلی جریان سیال کاری و داده‌های اصلی سیکل [۳].

۳- تحلیل انرژی

در این مطالعه، با در نظر گرفتن افت فشار در مبدلها و عوامل مربوط به بازگشت ناپذیری و تولید آنتروپی در توربینها و کمپرسورها، رابطه‌ی بین کار واقعی و کار آیزنتروپیک به قرار زیر است [۸].

$$\eta_{c,isen} = \frac{\dot{W}_{C,isen}}{\dot{W}_C} \quad (1)$$

$$\eta_{turbine,isen} = \frac{\dot{W}_{turbine}}{\dot{W}_{turbine,isen}} \quad (2)$$

راندمان انرژی یا همان راندمان ترمودینامیکی چرخه به قرار زیر است:

$$\eta_{thermal} = \frac{\dot{W}_{HTT} + \dot{W}_{LPT} + \dot{W}_{HPT} - \dot{W}_C - \dot{W}_P}{LHV_{methane}} \quad (3)$$

۵-۲- تحلیل انرژی

برای ارائه‌ی نتایج تحلیل انرژی مشخصات دبی، دما و فشار برای هر یک از نقاط چرخه در جدول ۳ آورده شده است.

جدول ۳- مشخصات فیزیکی نقاط چرخه

نقطه	ماده	دبی جرمی (kg/s)	دما (°C)	فشار (bar)
۱	اکسیژن	۴	۱۲۵	۴۰
۲	متان	۱	۱۲۵	۴۰
۳	آب، دی اکسید کربن	۶,۱۷, ۱,۶۶۸	۱۴۰۰	۴۰
۴	آب، دی اکسید کربن	۵,۹۸, ۲,۰۱	۵۷۳	۱
۵	آب، دی اکسید کربن	۵,۹۸, ۲,۰۱	۱۹۰	۱
۶	آب، دی اکسید کربن	۲,۷۵, ۹,۲۱	۱۹۰	۱
۷	آب، دی اکسید کربن	۲,۷۵, ۹,۲۱	۳۲	۰,۱۰۴
۸	آب	۹,۲۱	۳۲	۰,۱۰۴
۹	آب	۹,۲۱	۳۲	۱
۱۰	آب	۲,۲۵	۳۲	۱
۱۱	آب	۶,۹۶	۳۲	۱
۱۲	آب	۶,۹۶	۹۵	۱
۱۳	آب	۶,۹۶	۹۶	۱۸۰
۱۴	آب	۶,۹۶	۵۶۵	۱۸۰
۱۵	آب	۶,۹۶	۲۵۰	۴۰
۱۶	آب	۳,۸۳	۲۵۰	۴۰
۱۷	آب	۳,۱۳	۲۵۰	۴۰
۱۸	آب، دی اکسید کربن	۳,۲۳, ۱,۰۱,۸	۱۹۰	۱
۱۹	آب، دی اکسید کربن	۳,۲۳, ۱,۰۱,۸	۶۰۰	۴۰
۲۰	دی اکسید کربن	۲,۷۵	۳۲	۰,۱۰۴
۲۱	آب	۳,۲۵	۲۵	۱
۲۲	آب	۳,۲۵	۴۰	۱
۲۳	دی اکسید کربن	۲,۷۵	۶۰	۱
۲۴	دی اکسید کربن	۲,۷۵	۶۰	۱

برای تحلیل انرژی، توان تولیدی در توربین‌ها و نیز توان مصرفی در کمپرسورها و پمپ‌ها محاسبه شده‌اند. شایان ذکر است که تلفات انرژی در محاسبه‌ی راندمان خالص لحاظ شده‌اند. جدول ۴ نتایج محاسبات را به ازای یک کیلوگرم احتراق متان با اکسیژن خالص نشان می‌دهد.

اختلاف این دو مورد نشان دهنده‌ی مجموع اگزرژی تلف شده و هدر شده در سیستم است. اگزرژی مخصوص جریان قابل تقسیم به اگزرژی ترمومکانیکی یا اگزرژی فیزیکی (e_{ph}) و اگزرژی شیمیایی (e_{ch}) است [۸].

$$e = e_{ph} + e_{ch} \quad (9)$$

اگزرژی مخصوص ترمومکانیکی در هر نقطه به دما و فشار محیط بستگی دارد و قابل محاسبه از رابطه‌ی ۱۰ است [۸-۱۶]:

$$e_i = h_i - h_o - T_0(s_i - s_o) \quad (10)$$

همچنین اگزرژی شیمیایی مخصوص برای ترکیب یک گاز ایده‌آل از رابطه‌ی ۱۱ قابل محاسبه است [۸-۱۶]:

$$e_{mix}^{ch} = \sum x_i e_{0,i}^{ch} + \bar{R}T_0 \sum x_i \ln x_i \quad (11)$$

که در آن x_i کسر مولی و $e_{0,i}^{ch}$ اگزرژی شیمیایی استاندارد i امین جز می‌باشد. [۱۵، ۱۷-۱۸]:

راندمان اگزرژی یا راندمان قانون دوم نیز نسبت کار خالص تولیدی در چرخه به کل اگزرژی ورودی به چرخه است که از رابطه‌ی ۱۲ محاسبه می‌شود.

$$\xi = \frac{\dot{W}_{total,net}}{\dot{E}_{input}} \quad (12)$$

برای فرآیندهای واقعی در یک حجم کنترل، بخشی از اگزرژی بدلیل برگشت‌ناپذیری‌ها تخریب خواهد شد، که این امر دلیلی برای بررسی راندمان اگزرژی چرخه است. روابط مربوط به تخریب اگزرژی برای تمامی اجزای چرخه و نیز راندمان اگزرژی در جول ۱ آورده شده است.

۵- بحث و نتایج

۵-۱- اعتبارسنجی تحلیل انرژی

برای اعتباردهی به نتایج به دست آمده، چرخه‌ی مورد نظر با ۱۴۳,۴ مگاوات انرژی ورودی مورد تحلیل انرژی قرار گرفته و نتایج تحلیل با نتایج حاصل از منبع [۱۹] مورد مقایسه قرار می‌گیرد. جدول ۲ نتایج این مقایسه را نشان می‌دهد که گواه یک همخوانی بسیار خوب از نتایج است.

جدول ۲- اعتباردهی نتایج تحلیل انرژی

پارامترها	نتایج به دست آمده	نتایج منبع [19]
Total turbine power [MW]	110.7	111
compression power [MW]	20.1	18.8
Total heat input [MW]	143.4	143.4
Thermal efficiency [%]	63.2	64.3
Net efficiency [%]	52.1	52.5

۵-۴- مولد بخار

ضریب عملکرد یا راندمان قانون اول برای قسمت‌های مختلف مولد بخار، مانند قسمت اکونومایزر، اواپراتور و سوپرهیتر، از رابطه‌ی ۶ قابل محاسبه است. جدول ۴ ضریب عملکرد قسمت‌های مختلف آن و شکل ۴ دیاگرام T-Q مربوط به آن را نشان می‌دهد که در آن Q گرمای مبادله شده‌ی نسبی و T دمای هرنقطه است. هدف از نمایش این دیاگرام، اطمینان از رعایت اختلاف دمای نقطه‌ی تنگش یا pinch point بین بخارآب (در مسیر فرآیند تولید) و گاز خروجی از توربین دما بالاست.

$$Q_i = \frac{h_i - h_{entrance}}{h_o - h_{entrance}} \quad (13)$$

جدول ۴- نتایج تحلیل انرژی

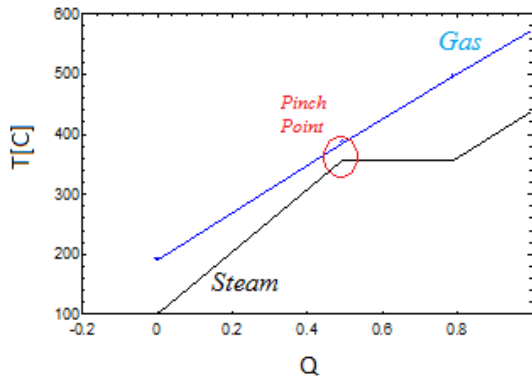
HTT power [MW]	37.9
Total turbine power [MW]	43.3
compression power [MW]	15.7
pumps power	0.16
Total heat input [MW]	50
Thermal cycle efficiency [%]	55.74
Net efficiency [%]	53.25

۵-۳- تحلیل انرژی

جدول ۴ تلفات انرژی و نیز راندمان انرژی را برای هر جزء چرخه نشان می‌دهد، همچنین سهم هر یک از اجزای چرخه را در کل انرژی تخریب شده در شکل ۲ نشان داده‌ایم. شکل ۳ نیز دیاگرام گراسمن برای ۵۸/۹۳ مگاوات انرژی ورودی نشان می‌دهد.

جدول ۵- روابط بازده انرژی و تخریب انرژی برای اجزای مختلف چرخه

اجزاء	تخریب انرژی	راندمان انرژی
HTT	$m_3 e_3 - W_{HTT} - m_{17} e_{17} - m_4 e_4$	$\frac{W_{HTT}}{m_3 e_3 - (m_{17} e_{17} + m_4 e_4)}$
HPT	$m_{14} (e_{14} - e_{15}) - W_{HPT}$	$\frac{W_{HPT}}{m_{14} (e_{14} - e_{15})}$
LPT	$m_6 (e_6 - e_7) - W_{LPT}$	$\frac{W_{LPT}}{m_6 (e_6 - e_7)}$
C1/C2 COM	$W_{C1/C2} + m_{18} (e_{18} - e_{19})$	$\frac{W_{C1/C2}}{m_{18} (e_{19} - e_{18})}$
C3/C4 COM	$W_{C3/C4} + m_{20} (e_{20} - e_{23})$	$\frac{W_{C3/C4}}{m_{20} (e_{23} - e_{20})}$
Feed P	$W_{F,P} + m_{12} (e_{12} - e_{13})$	$\frac{W_{F,P}}{m_{12} (e_{13} - e_{12})}$
Cond P	$W_{C,P} + m_8 (e_8 - e_9)$	$\frac{W_{C,P}}{m_8 (e_9 - e_8)}$
CC	$m_1 e_1 + m_2 e_2 + (m_1 + m_2) e_{ch}$ $+ m_{16} e_{16} + m_{19} e_{19} - m_3 e_3$	$\frac{m_3 e_3}{(m_1 e_1 + m_2 e_2 + (m_1 + m_2) e_{ch})$ $+ m_{16} e_{16} + m_{19} e_{19}}$
HRSG	$m_4 (e_4 - e_5) + m_{13} (e_{13} - e_{14})$	$\frac{m_{13} (e_{14} - e_{13})}{m_4 (e_4 - e_5)}$



شکل ۴- منحنی T-Q برای محفظه‌ی تولید بخار تک فشاره

۶- نتیجه گیری

چرخه‌ی S-GRAZ یک چرخه‌ی تولید توان اوكسی‌فیول است که با توجه به اختلاف زیاد بین ظرفیت گرمایی ویژه‌ی بخار آب و دی‌اکسید کربن، در مرحله‌ی چگالش سیال، تمام دی‌اکسیدکربن تولید شده از بخار آب موجود جدا می‌شود. بنابراین این چرخه توانایی ذخیره کردن تمام دی‌اکسید کربن تولید شده در محفظه‌ی احتراق را دارد. یک تحلیل ترمودینامیکی از این چرخه با سوخت متان نشان می‌دهد که در حالت تک فشاره بودن مولد بخار راندمان ترمودینامیکی % ۵۳٫۲۵ می‌باشد، که البته این راندمان با لحاظ کردن توان مصرفی لازم برای متراکم کردن دی‌اکسیدکربن تولید شده به دست آمده است. از آنجا که تحلیل اگزرژی چرخه، مقدمه و اساس تحلیل اکونومیکی می‌باشد، نتایج مربوط به حوزه‌ی اگزرژی برای کل چرخه و نیز برای تمامی اجزای چرخه به طور جداگانه ارائه شد. ناگفته نماند پتانسیل افزایش راندمان با بحث در مورد میزان بخار آب زیرکشی شده در چرخه و نهایتاً درصد بخار آب موجود در جریان خروجی توربین دما بالا وجود دارد که از جمله‌ی زمینه‌های مطالعه‌ی بعدی ما می‌باشد.

در حالت کلی مزایای چرخه‌ی اوكسی‌فیول پیشنهادی به قرار زیر است:

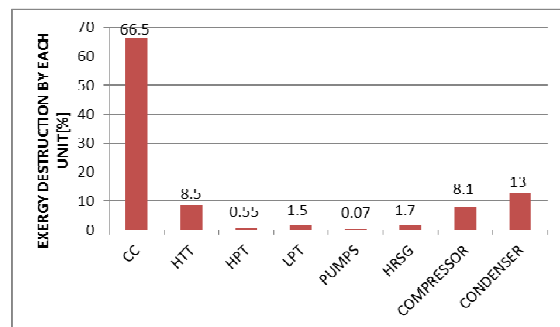
- عملکرد ترمودینامیکی خوب با بازده انرژی و اگزرژی به ترتیب ۵۴٫۵۴ و ۴۷٫۷۵ درصد؛
- جلوگیری از انتشار آلاینده‌ی به محیط زیست؛
- ذخیره‌سازی تمام دی‌اکسیدکربن تولید شده که قابلیت فروش یا استفاده در صنایع دیگر مانند یخ خشک را دارد.

نمادها

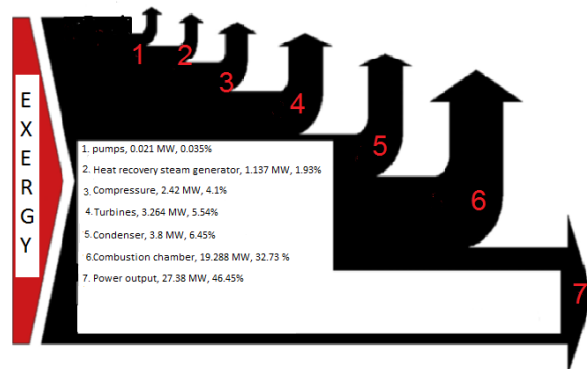
اگزرژی جریانی	E
اگزرژی مخصوص ترموفیزیکی در نقطه‌ی i	e_i
اگزرژی مخصوص شیمیایی	e_{ch}
آنتالپی مخصوص	h

جدول ۶- تلفات اگزرژی و راندمان اگزرژی برای هر واحد

component	Exergy destroyed (KW)	Exergy efficiency (%)
CC	17619	76.39
HTT	2259	94.49
HPT	147.9	94.71
LPT	402.9	88.27
PUMPS	20.33	86.86
HRSG	447.3	95.77
COMPRESSOR	2149	95.02
CONDENSER	3436	13.73
TOTAL	26482	46.45



شکل ۲- سهم اجزای چرخه در اگزرژی تخریب شده



شکل ۳- دیاگرام گراسمن

جدول ۷- کارایی محاسبه شده برای قسمت‌های مختلف مولد بخار با استفاده از رابطه‌ی (۶)

	economizer	evaporator	superheater	total
کارایی	0.90	0.79	0.38	0.80

externally fired gas turbine combined cycle integrated with a biomass gasification plant. *Energy Convers Manage*, vol 70, pp. 107–115, 2013.

[9] Moran MJ, Shapiro HN, Boettner DD, Bailey MB. *Fundamentals of engineering thermodynamics*. 7th ed. New York: Wiley; 2011.

[10] Srinivasan KK, Mago PJ, Krishnan SR. Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature combustion engine using an organic Rankine cycle. *Energy*, vol 35, pp. 2387–99, 2010.

[11] Dincer I, Rosen MA. *Exergy: energy, environment and sustainable development*. 2nd ed. Oxford, UK: Elsevier; 2013.

[12] Schuster A, Karellas S, Aumann R. Efficiency optimization potential in supercritical organic Rankine cycles. *Energy*, vol 35, pp. 1033–9, 2010.

[13] Roy JP, Misra A. Parametric optimization and performance analysis of a regenerative organic Rankine cycle using R-123 for waste heat recovery. *Energy*, vol 39, pp. 227–35, 2012.

[14] Dai Y, Wang J, Gao L. Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. *Energy Convers Manage*, vol 50, pp. 576–82, 2009.

[15] Vaja I. Definition of an object oriented library for the dynamic simulation of advanced energy systems: methodologies, tools and application to combined ICE-ORC power plants. Italy: Industrial Engineering in University of Parma; 2009.

[16] Sun Z, Wang J, Dai Y, Wang J. Exergy analysis and optimization of a hydrogen production process by a solar-liquefied natural gas hybrid driven transcritical CO₂ power cycle. *Int J Hydrogen Energy*, vol 37, pp. 18731–9, 2012.

[17] Som SK, Datta A. Thermodynamic irreversibilities and exergy balance in combustion processes. *Prog Energy Combust Sci*, vol 34, pp. 351–76, 2008.

[18] Rakopoulos CD, Giakoumis EG. Second-law analyses applied to internal combustion engines operation. *Prog Energy Combust Sci*, vol 31 pp. 2–47, 2006.

[19] W. Sanz, H. Jericha, M. Moser, and F. Heitmeir, "Thermodynamic and economic investigation of an improved Graz cycle power plant for CO₂ capture," in ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, pp. 409–418, 2004.

آنتروپی مخصوص	s
دما در نقطه‌ی i	T _i
دمای محیط	T ₀
توان	W
کمپرسور	C
محفظه احتراق	CC
چگالنده	COND
پمپ	P
مولد بخار	HRSG
توربین دما بالا	HTT
توربین فشار بالا	HPT
توربین فشار پایین	LPT
دبی جرمی در نقطه‌ی i	m _i
راندمان یا کارایی محفظه احتراق	ηeffectiveness
راندمان آیزنتروپیک	ηc,isen
راندمان خالص	ηnet
راندمان اگزرژی	ξ

مراجع

- [1] L. Strömberg, "Overview of CO₂ Capture and Storage – Technology and Economics for Coal-Based Power Generation," (VGB Congress 2003, Copenhagen).
- [2] R. Gabbrielli and R. Singh, "Thermodynamic Performance Analysis of New Gas Turbine Combined Cycles with no Emissions of Carbon Dioxide," ASME Paper GT-2002-30117, (ASME Turbo Expo 2002, Amsterdam, the Netherlands).
- [3] L. Turanskyj and B.A. Keenan, "Turbomachinery for the World's Largest Nitrogen Plant: Enhanced Oil Recovery to Increase the Output in the Cantarell Oil Field, Mexico," (Paper at the Exposición Latinoamericana Del Petróleo, Maracaibo, Venezuela 2001).
- [4] P. Mathieu and E. Iantovski, "Highly Efficient Zero Emission CO₂-based Power Plants," *Energy Conversion and Management* vol 38 no. 1, 1997.
- [5] R. A. Anderson, S.E. Doyle, and K.L. Pronske, "Demonstration and Commercialisation of Zero-Emission Power Plant," (29th Int. Techn. Conference on Coal Utilization & Fuel Systems, Clearwater 2004).
- [6] H. Jericha et al., "CO₂ - Retention Capability of CH₄/O₂ – Fired Graz Cycle," (CIMAC Conference Paper, Interlaken, Switzerland 1995).
- [7] H. Jericha and M. Fesharaki, "The Graz Cycle – 1500°C Max Temperature Potential H₂ – O₂ Fired CO₂ Capture with CH₄ – O₂ Firing," ASME Paper 95-CTP-79, (ASME Cogen-Turbo Power Conference, Vienna, Austria 1995).
- [8] S. Soltani, S.M.S.Mahmoudi, M.Yari, M.A.Rosen. Thermodynamic analyses of an