

MATIANT تحلیل انرژی و انرژی چرخه‌ی اوكسی فیول

حسین نامی

سیدفرامرز رنجبر*

دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

چکیده

از آنجا که حدود یک سوم دی‌اکسیدکربن ناشی از فعالیت‌های انسانی، توسط نیروگاه‌های تولید توان وارد اتمسفر می‌شود، یک تلاش منطقی برای محدود کردن این آلاینده‌ها وجود دارد. یکی از راهکارهای ارائه شده چرخه‌های اوكسی فیول هستند که در آن‌ها به جای هوا، از اکسیژن خالص برای سوزاندن سوخت استفاده می‌شود و دی‌اکسیدکربن ناشی از احتراق سوخت در مرحله‌ی چگالش بخار آب از چرخه خارج می‌شود. از طرف دیگر، قیمت سوخت و بحران انرژی موجود در جهان باعث شده تا طراحی چرخه‌های با بازده بالا نقش پر اهمیتی داشته باشند. چرخه‌ی MATIANT یکی از انواع چرخه‌های اوكسی فیول با راندمان انرژی ۴۸/۲۶٪ است که در این مطالعه به تحلیل ترمودینامیکی آن پرداخته می‌شود و با ارائه‌ی نتایج تحلیل انرژی، به دنبال مشخص کردن اجزایی از چرخه که بیشترین تخریب انرژی را دارند، هستیم. شایان ذکر است حل مجموعه معادلات ناشی از شبیه‌سازی و مشخصات ترموفیزیکی نقاط مختلف چرخه توسط نرم‌افزار EES صورت گرفت.

واژه‌های کلیدی: اوكسی فیول، انرژی، انرژی، مهار دی‌اکسیدکربن.

Energy and Exergy Analyses of MATIANT Cycle

H. Nami

S. F. Ranjbar

Faculty of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Faculty of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Abstract

Since about 1/3 of the overall human CO₂ emissions are produced by the power generation sectors, there is a logical attempt to decrease the emitted greenhouse gases from power generation sectors. One of the proposed solutions is oxy-fuel cycles. Oxy-fuel cycles are known because of their combustion chamber which uses pure oxygen as oxidizer instead of air in their combustion chamber. From the other side due to increasing energy demand by developed countries in a world with finite fuel resources, designing the efficient cycles has an important role. In this study are being analyzed the MATIANT cycle which has 48.26% energy efficiency and all the units thermodynamically and propose some information about the energy and exergy efficiency of components and exergy destruction of them. Solving simultaneous equations has been done by the EES software.

Keywords: Oxy-fuel, Energy, Exergy, Carbondioxide capturing.

۱- مقدمه

موج بین ۱۳ تا ۱۹ میکرومتر را جذب می‌کند در نتیجه بخشی از این انرژی منعکس شده درون اتمسفر به دام افتاده و منجر به افزایش میزان دما می‌شود [۱].

از جمله اثرات افزایش میزان دی‌اکسیدکربن موجود در اتمسفر، بالا رفتن دمای کره‌ی زمین و اثرات ناشی از آن است که همین موضوع تبدیل به یک نگرانی جدی برای محققان شده است. در سال‌های اخیر، مکانیزه شدن زندگی انسان‌ها و افزایش نیاز به تولید انرژی الکتریکی، سبب انتشار دی‌اکسیدکربن و سایر آلاینده‌های ناشی از احتراق سوخت‌های فسیلی به اتمسفر شده است. از سال ۱۸۷۰ میلادی، بیش از ۸۰ درصد دی‌اکسیدکربن، توسط نیروگاه‌های تولید توان وارد اتمسفر شده و غلظت آن به صورت چشمگیری افزایش یافته است [۲].

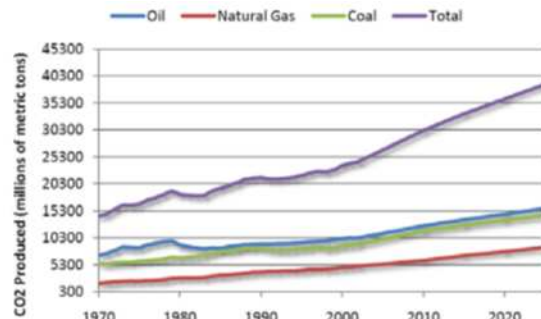
نگرانی‌های ناشی از افزایش میزان دی‌اکسیدکربن موجود در اتمسفر و همچنین سیاست‌های انرژی کشورهای توسعه یافته منجر به برگزاری نشست کیوتو در سال ۱۹۹۷ شد که هدف از این نشست، ارائه‌ی راهکارهای مناسب و صنعتی برای کنترل انتشار دی‌اکسیدکربن بود [۳ و ۴]. کنفرانس کیوتو هدفی مبنی بر کاهش انتشار ۵ درصدی گازهای گلخانه‌ای را در سطح جهان در قیاس با میزان انتشار سال ۱۹۹۰ تعیین کرد. افزایشی هرچند اندک در دمای متوسط زمین

در سال‌های اخیر، میزان آلاینده‌های موجود در اتمسفر و بویژه دی‌اکسیدکربن رشد چشمگیری داشته است. بخش عمده‌ای از دی‌اکسید کربن که به عنوان یکی از گازهای گلخانه‌ای مخرب می‌باشد، توسط فعالیت‌های انسانی وارد اتمسفر می‌شود. افزایش میزان گازهای گلخانه‌ای در اتمسفر باعث تغییرهای برگشت‌ناپذیر در شرایط آب و هوایی مانند افزایش دمای کره‌ی زمین می‌شود. اتمسفر زمین یک پوشش حساس است که برای تداوم زندگی بشر لازم است؛ بدون وجود این لایه، زمین قسمت عمده‌ای از انرژی را که به آن وارد می‌شود از دست می‌دهد به گونه‌ای که دمای متوسط آن به 19°C می‌رسد. این میزان دما از مقدار متوسط مناسب برای راحتی انسان که 15°C است، فاصله دارد. اتمسفر، گرمای زمین را حفظ می‌کند و این پدیده که به عنوان اثر گلخانه‌ای شناخته شده است یکی از مهمترین کارکردهای اتمسفر است. اگرچه اتمسفر زمین عمدتاً شامل نیتروژن و اکسیژن است، دی‌اکسید کربن موجود در لایه‌های فوقانی آن منجر به ایجاد این پدیده می‌گردد. تشعشع خورشیدی که موجب گرمایش زمین می‌شود طول موجی بین ۰/۴ و ۰/۷ میکرومتر دارد و پس از انعکاس از سطح زمین طول موج آن به بیش از ۴ تا ۱۰۰ میکرومتر می‌رسد. دی‌اکسید کربن، انرژی با طول

منابع انرژی پاک مانند انرژی خورشیدی، بیومس‌ها، انرژی باد و انرژی زمین‌گرمایی برای تولید انرژی الکتریکی اشاره کرد. همچنین استفاده از چرخه‌های تولید توان اوكسی‌فیول با قابلیت مهار و ذخیره‌سازی دی‌اکسیدکربن تولید شده در محفظه احتراق، در کانون توجه محققان قرار گرفته است [۷ و ۸].

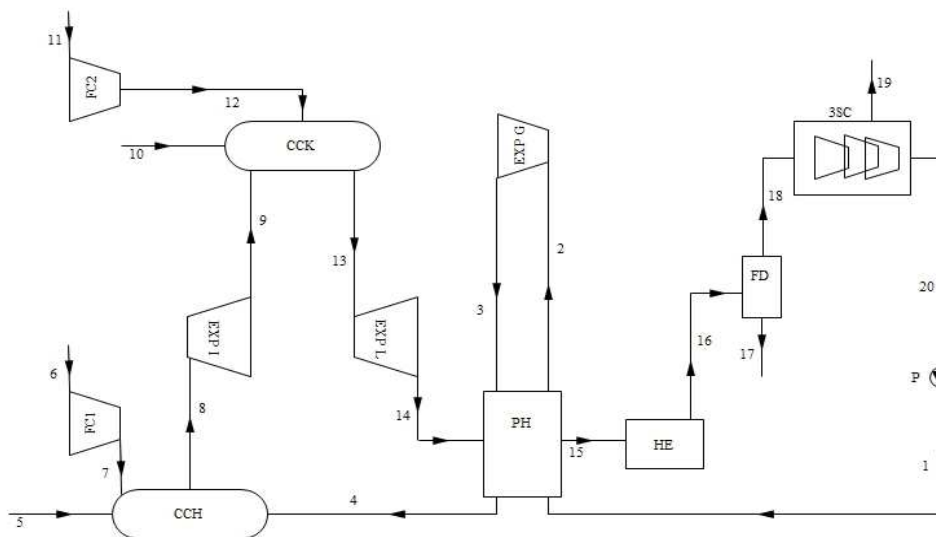
عمده اهمیت استفاده از چرخه‌های اوكسی‌فیول این است که سیال کاری چرخه که ناشی از احتراق سوخت و اکسیژن غنی شده است، متشکل از بخار آب و دی‌اکسیدکربن می‌باشد که این دی‌اکسیدکربن تولید شده، قابلیت جداسازی در مرحله‌ی چگالش بخار آب را دارد [۱۰-۱۳ و ۹]. عیب عمده‌ی چرخه‌های اوكسی‌فیول، موضوع تهیه‌ی اکسیژن خالص است که توسط واحد ASU (Air Separation Unit) تولید می‌شود و توان لازم برای تهیه‌ی اکسیژن مورد نیاز، در راندمان انرژی چرخه اثر می‌گذارد [۱۴ و ۱۵]. در این میان، چرخه‌ی GRAZ [۱۶-۱۸] و چرخه‌ی MATIANT [۱۹-۲۱] از جمله‌ی معروفترین چرخه‌های اوكسی‌فیول ارائه شده توسط محققان می‌باشد.

می‌تواند منجر به اثرات بازگشت‌ناپذیری بر زمین و زیست بوم‌های آن شود. اگر روند مصرف انرژی و افزایش غلظت دی‌اکسیدکربن با نرخ کنونی نشان داده شده در شکل ۱ تداوم یابد، دمای متوسط زمین در هر دهه $^{\circ}\text{C}$ ۰.۳ افزایش خواهد یافت [۵].



شکل ۱- برآورد میزان انتشار دی‌اکسیدکربن ناشی از منابع سوختی طی سال های ۲۰۲۵-۱۹۷۰ [۶]

راهکارهای متعددی برای مواجهه با این مشکل ارائه شده است که از جمله‌ی آن‌ها می‌توان به استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر و



شکل ۲- طرحواره‌ی چرخه‌ی MATIANT

هدف آن‌ها استفاده از دی‌اکسیدکربن تولید شده در واحد متانول‌سازی بود [۲۳].

در مطالعه‌ی حاضر، علاوه بر تحلیل انرژی چرخه‌ی مذکور، به دنبال ارائه‌ی مطالب و نتایجی در حوزه‌ی آگزروی (مانند تخریب و راندمان آگزروی هر جزء چرخه و ارائه‌ی اثرات برخی پارامترهای موثر در رفتار ترمودینامیکی چرخه مانند راندمان آیزنتروپیک کمپرسور سه مرحله‌ای، راندمان آیزنتروپیک واحد تولید توان ECP G و دمای خروجی از محفظه احتراق CCK هستیم که برای اولین بار صورت می‌گیرد و نیز اهمیت تحلیل آگزروی برای قدم‌های بعدی مانند تحلیل اکونومیک از جمله‌ی اهداف و نوآوری‌های مطالعه‌ی حاضر است.

چرخه‌ی اوكسی‌فیول MATIANT در سال ۱۹۹۹ برای اولین بار توسط Ph Mathieu و همکارانش ارائه شده و از دیدگاه انرژی مورد تحلیل پارامتریک قرار گرفت [۲۱]. هدف از مطالعه‌ی آن‌ها ارائه‌ی چرخه‌ی تولید توان با محفظه احتراق اوكسی‌فیول بود که این چرخه نه تنها توانایی ذیرکشی تمام دی‌اکسیدکربن تولید شده در محفظه احتراق را داشت، بلکه از دیدگاه قانون اول ترمودینامیک نیز راندمان نسبتاً بالایی داشت. از آنجاییکه دی‌اکسیدکربن زیرکشی شده در چرخه‌ی MATIANT از منظرگاه تهیه‌ی ترکیبات ارزشمندی همچون متانول اهمیت زیادی دارد، Mohammad Soltanieh و همکارانش از چرخه‌ی MATIANT به عنوان مولد توان و دی‌اکسیدکربن، در یک چرخه‌ی تولید همزمان استفاده کردند که

۲- چرخه‌ی MATIANT

جدول ۱- مشخصات جریان‌ی چرخه در نقاط مختلف

نقطه	ماده	دبی مولی (kmol/h)	دما (°C)	فشار (bar)
۱	CO ₂	۱۱۰۰۰	۸۰	۳۰۰
۲	CO ₂	۱۱۰۰۰	۶۰۰	۳۰۰
۳	CO ₂	۱۱۰۰۰	۳۷۷	۴۰
۴	CO ₂	۱۱۰۰۰	۷۰۰	۴۰
۵	O ₂	۱۲۶۰	۱۶۰	۴۰
۶	CH ₄	۶۳۰	۳۰	۳
۷	CH ₄	۶۳۰	۳۱۱	۴۰
۸	CO ₂ , H ₂ O	۱۱۶۳۰, ۱۲۶۰	۱۳۰۰	۴۰
۹	CO ₂ , H ₂ O	۱۱۶۳۰, ۱۲۶۰	۱۰۴۶	۹/۷
۱۰	O ₂	۵۴۰	۳۰	۱۰
۱۱	CH ₄	۲۷۰	۳۰	۳
۱۲	CH ₄	۲۷۰	۱۵۰	۹/۷
۱۳	CO ₂ , H ₂ O	۱۱۹۰۰, ۱۸۰۰	۱۳۰۰	۹/۷
۱۴	CO ₂ , H ₂ O	۱۱۹۰۰, ۱۸۰۰	۹۴۸	۱
۱۵	CO ₂ , H ₂ O	۱۱۹۰۰, ۱۸۰۰	۱۳۲	۱
۱۶	CO ₂ , H ₂ O	۱۱۹۰۰, ۱۸۰۰	۴۰	۱
۱۷	H ₂ O	۱۸۰۰	۴۰	۱
۱۸	CO ₂	۱۱۹۰۰	۴۰	۱
۱۹	CO ₂	۹۰۰	۶۶	۵۰
۲۰	CO ₂	۱۱۰۰۰	۴۰	۱۱۱

شکل ۲ طرح‌واره‌ی چرخه‌ی MATIANT را نشان می‌دهد. چرخه‌ی MATIANT برای اولین بار توسط Mathieu و Iantovski در سال ۱۹۹۹ در کنفرانس ASME مطرح شد [۲۲]. این چرخه در واقع یک چرخه‌ی S-CO₂ بدون آلاینده‌ی است که سیال کاری آن 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 (CO₂ Capturing). همانطور که در شکل ۲ نشان داده شده است، متان به عنوان سوخت با اکسیژن خالص وارد محفظه احتراق شده و محصولات احتراق که ترکیبی از بخار آب و دی-اکسیدکربن 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 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 (water separator) می‌شود. با توجه به اختلاف زیاد مقدار گرمای ویژه برای دی‌اکسیدکربن و بخار آب، دی‌اکسید کربن 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 ۳ مرحله 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 محفظه-های احتراق باید زیرکشی شود که این امر به وضوح در شکل ۲ نشان داده شده است. شبیه‌سازی ترمودینامیکی چرخه بر مبنای مشخصات فشار و دما و دبی مولی موجود در جدول ۱ [۲۳] صورت گرفته 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 صرف‌نظر شده است.

$$\sum \dot{m}_i h_i = \sum \dot{m}_o h_o + \dot{w}_{produced} \quad (۱)$$

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.

$$\sum \dot{m}_i h_i + \dot{w}_{consumed} = \sum \dot{m}_o h_o \quad (۲)$$

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

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_o \quad (۳)$$

$$\sum \dot{m}_i h_i = \sum \dot{m}_o h_o \quad (۴)$$

پس از اعمال قانون اول ترمودینامیک برای تمامی اجزای چرخه، راندمان انرژی چرخه از رابطه‌ی (۵) بدست می‌آید که در آن

$$\eta_{thermal} = \frac{\dot{w}_{produced} - \dot{w}_{consumed}}{LHV_{fuel}} \quad (۵)$$

ارزش حرارتی پایین سوخت می‌باشد.

۴- تحلیل انرژی

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

$$\sum_{in} E_i = \sum_{out} E_o + \sum E_d \quad (۶)$$

$$\sum_{in} E_i - \sum_{out} E_o$$

در رابطه‌ی (۶) و به ترتیب بیانگر مجموع انرژی جریان‌ی ورودی و خروجی سیستم است که اختلاف این دو مورد نشان دهنده‌ی مجموع

اگزرژی تلف شده و هدر شده در سیستم است. اگزرژی مخصوص جریانی قابل تقسیم به اگزرژی ترمومکانیکی یا اگزرژی فیزیکی (e_{ph}) و اگزرژی شیمیایی (e_{ch}) است [۶]:

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

اگزرژی مخصوص ترمومکانیکی در هر نقطه به دما و فشار محیط بستگی دارد و قابل محاسبه از رابطه‌ی زیر است [۱۹-۱۶]:

$$e_i = h_i - h_o - T_0(s_i - s_o) \quad (8)$$

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

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

که در آن x_i کسر مولی و $e_{0,i}^{ch}$ اگزرژی شیمیایی استاندارد آمین جز می‌باشد. [۱۶-۱۵ و ۱۳]

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.

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

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 تحلیل اگزرژی برای اجزای اصلی چرخه و نیز راندمان اگزرژی در جدول ۲ آورده شده است.

۵- بحث و نتایج

۵-۱- نتایج تحلیل انرژی

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 ۲۰۰ کیلووات انرژی ورودی چرخه با منبع [۲۳] را نشان می‌دهد که بیانگر دقت قابل قبولی از محاسبات است. لازم به توضیح است ارزش حرارتی پایین برای متان، به عنوان سوخت چرخه، ۸۰۰ مگاژول به ازای هر کیلومول در محاسبات لحاظ شده است.

۵-۲- نتایج تحلیل اگزرژی

جدول ۴ تلفات اگزرژی و نیز راندمان اگزرژی محاسبه شده برای هر جزء چرخه را نشان می‌دهد، همچنین سهم هر یک از اجزای چرخه را در کل اگزرژی تخریب شده در شکل ۳ نشان داده‌ایم. چنانچه در شکل ۳ نیز به وضوح نشان داده شده است، بیشترین سهم تخریب اگزرژی مربوط به قسمت محفظه‌های احتراق می‌باشد که با توجه به آزاد شدن اگزرژی سوخت طی واکنش‌احتراق، کاملاً طبیعی است.

پس از محفظه‌های احتراق، میدل گرمایی استفاده شده برای گرم کردن جریان ورودی و خروجی توربین دی‌اکسیدکربن و همچنین کمپرسور ۳مرحله‌ای به ترتیب، اجزای اصلی مخرب اگزرژی می‌باشند. از آنجا که تنها جریان خارج شده از چرخه، دی‌اکسیدکربن زیرکشی شده در کمپرسور ۳مرحله‌ای می‌باشد، می‌توان نتیجه گرفت که تقریباً اگزرژی هدر رفته ناچیز است و تمام اگزرژی ورودی به چرخه یا به توان تولیدی تبدیل شده و یا تخریب شده است.

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

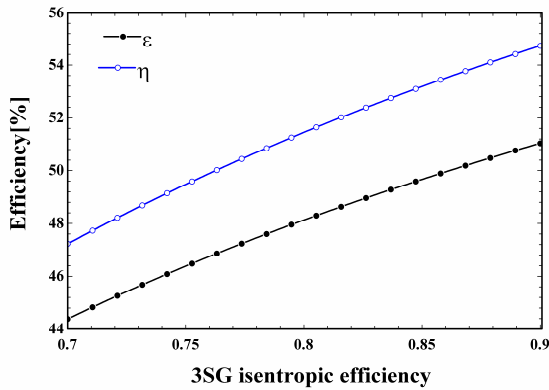
اجزای چرخه	تخریب انرژی	راندمان انرژی
<i>Exp I</i>	$n_8 \bar{e}_8 - n_9 \bar{e}_9 - \dot{W}_{expI}$	$\frac{\dot{W}_{expI}}{n_8 \bar{e}_8 - n_9 \bar{e}_9}$
<i>Exp L</i>	$n_{13} \bar{e}_{13} - n_{14} \bar{e}_{14} - \dot{W}_{expL}$	$\frac{\dot{W}_{expL}}{n_{13} \bar{e}_{13} - n_{14} \bar{e}_{14}}$
<i>Exp G</i>	$n_2 \bar{e}_2 - n_3 \bar{e}_3 - \dot{W}_{expG}$	$\frac{\dot{W}_{expG}}{n_2 \bar{e}_2 - n_3 \bar{e}_3}$
<i>Fuel Com I</i>	$-n_{12} \bar{e}_{12} + n_{11} \bar{e}_{11} + \dot{W}_{com}$	$\frac{n_{12} \bar{e}_{12} - n_{11} \bar{e}_{11}}{\dot{W}_{com}}$
<i>Fuel Com II</i>	$n_6 \bar{e}_6 - n_7 \bar{e}_7 + \dot{W}_{com}$	$\frac{-n_6 \bar{e}_6 + n_7 \bar{e}_7}{\dot{W}_{com}}$
<i>3SG Com</i>	$-n_{19} \bar{e}_{19} - n_{20} \bar{e}_{20} + n_{18} \bar{e}_{18} + \dot{W}_{3SG}$	$\frac{+n_{19} \bar{e}_{19} + n_{20} \bar{e}_{20} - n_{18} \bar{e}_{18}}{\dot{W}_{3SG}}$
<i>Pump</i>	$-n_1 \bar{e}_1 + n_{20} \bar{e}_{20} + \dot{W}_{pump}$	$\frac{+n_1 \bar{e}_1 - n_{20} \bar{e}_{20}}{\dot{W}_{pump}}$
<i>CC K</i>	$n_9 \bar{e}_9 + n_{12} \bar{e}_{12} - n_{13} \bar{e}_{13}$	$\frac{n_{13} \bar{e}_{13}}{n_9 \bar{e}_9 + n_{12} \bar{e}_{12}}$
<i>CC H</i>	$n_4 \bar{e}_4 + n_7 \bar{e}_7 - n_8 \bar{e}_8$	$\frac{n_8 \bar{e}_8}{n_4 \bar{e}_4 + n_7 \bar{e}_7}$
<i>PH</i>	$n_{14} \bar{e}_{14} + n_1 \bar{e}_1 + n_3 \bar{e}_3 - n_{15} \bar{e}_{15} - n_2 \bar{e}_2 - n_4 \bar{e}_4$	$\frac{n_{15} \bar{e}_{15} + n_2 \bar{e}_2 + n_4 \bar{e}_4}{n_{14} \bar{e}_{14} + n_1 \bar{e}_1 + n_3 \bar{e}_3}$
<i>HE</i>	$n_{15} \bar{e}_{15} - n_{16} \bar{e}_{16} - n_w \bar{e}_w$	$\frac{n_{16} (\bar{e}_{15} - \bar{e}_{16})}{n_w \bar{e}_w}$
<i>FD</i>	$n_{16} \bar{e}_{16} - n_{17} \bar{e}_{17} - n_{18} \bar{e}_{18}$	$\frac{n_{17} \bar{e}_{17} + n_{18} \bar{e}_{18}}{n_{16} \bar{e}_{16}}$

جدول ۴- تلفات انرژی و راندمان انرژی برای هر جزء

اجزای چرخه	راندمان انرژی (%)	انرژی تخریب شده (KW)
<i>Exp I</i>	۹۶/۴۵	۱۹۰.۸
<i>Exp L</i>	۸۹/۶۹	۷۴۰.۷
<i>Exp G</i>	۹۲/۷۸	۲۵۶۳
<i>Fuel Com I</i>	۸۰/۲۹	۶۸/۱۹
<i>Fuel Com II</i>	۸۴/۹۱	۳۱۸.۷
<i>3SG Com</i>	۷۳/۲	۱۱۶۸۳
<i>Pump</i>	۵۸/۲۴	۲۷۶۱
<i>CC K</i>	۶۴/۴۷	۲۴۶۴۵
<i>CC H</i>	۶۲/۲۶	۴۲۷۲۴
<i>PH</i>	۹۱/۵۳	۱۴۸۷۰
<i>HE</i>	۳۴/۸۱	۲۶۳۰
<i>FD</i>	۹۹	۰.۴
<i>Total</i>	۴۶/۴۳	۱۱۱۴۸۸

جدول ۳- نتایج تحلیل انرژی

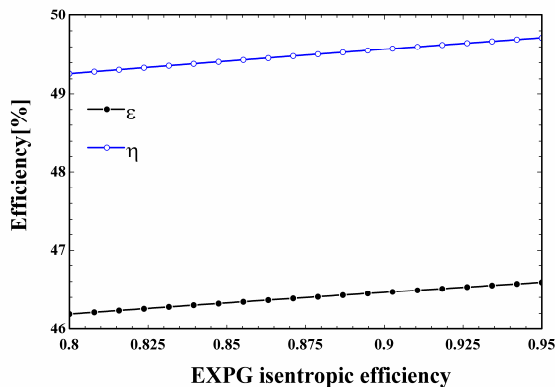
پارامتر	نتایج منبع [۲۳]	نتایج تحلیل حاضر
[KW] توان تولیدی توربین‌ها	-	۱۴۹/۲
[KW] توان مصرفی کمپرسورها	-	۴۶۱۰.۵
[KW] توان مصرفی پمپ	-	۶/۶
[KW] انرژی ورودی	۲۰۰	۲۰۰
[%] راندمان انرژی	۴۸/۷۹	۴۸/۲۶



شکل ۵- اثر راندمان آیزنتروپیک کمپرسور سه مرحله‌ای در رفتار ترمودینامیکی چرخه

۵-۳-۲- اثر راندمان آیزنتروپیک EXPG در رفتار ترمودینامیکی چرخه

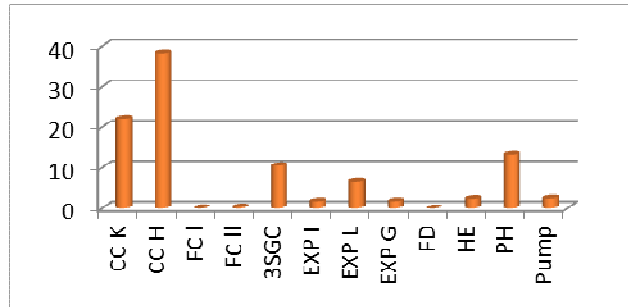
علاوه بر واحدهای مصرف کننده‌ی توان مانند کمپرسور سه مرحله‌ای، راندمان آیزنتروپیک واحدهای مولد توان هم در افزایش یا کاهش راندمان انرژی و آگزروی چرخه اثر دارد. شکل ۶ اثر راندمان آیزنتروپیک EXP G را در افزایش راندمان چرخه نشان می‌دهد. همانگونه که در شکل ۶ نشان داده شده است با توجه به پایین بودن دبی عبوری از EXP G نسبت به سایر واحدهای تولید توان، افزایش راندمان آیزنتروپیک آن تاثیر زیادی در راندمان انرژی و آگزروی چرخه ندارد.



شکل ۶- اثر راندمان آیزنتروپیک EXP G در رفتار ترمودینامیکی چرخه

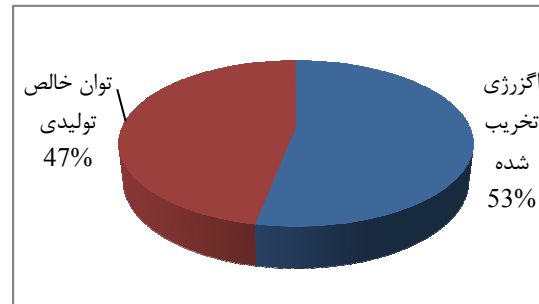
۵-۳-۳- اثر دمای خروجی از محفظه احتراق CCK در رفتار ترمودینامیکی چرخه

شکل ۷ اثر دمای خروجی از محفظه احتراق CCK را در راندمان انرژی و آگزروی چرخه نشان می‌دهد. از جمله راه‌های افزایش دمای خروجی از محفظه احتراق، کاهش تخریب آگزروی در محفظه احتراق و بازگشت‌ناپذیری‌ها می‌باشد که عملاً بازگشت‌ناپذیری مربوط به حوزه‌ی واکنش شیمیایی غیرقابل کنترل می‌باشد. اما همانگونه که



شکل ۳- سهم اجزای چرخه در آگزروی تخریب شده

شکل ۴، دیاگرام گراسمن مربوط به چرخه را نشان می‌دهد که با توجه به آگزروی شیمیایی متان (۸۳۱۶۵۰ کیلوژول برای هر کیلومول) و دبی مولی سوخت استفاده شده در محفظه‌های احتراق، کل آگزروی ورودی به چرخه ۲۰۸ مگاژول میباشد. از این میزان، ۹۶/۵ مگاژول به توان خالص چرخه تبدیل شده و ۱۱۱/۵ مگاژول آگزروی تخریب شده در کل چرخه می‌باشد.



شکل ۴- دیاگرام گراسمن

۵-۳-۳- مطالعه‌ی پارامتریک

در این قسمت تاثیر سه پارامتر اساسی در رفتار ترمودینامیکی چرخه بررسی شده است که عبارتند از:

- راندمان آیزنتروپیک کمپرسور سه مرحله‌ای
- دمای خروجی محفظه‌ی احتراق CCK (نقطه‌ی ۱۳)
- راندمان آیزنتروپیک EXP G

۵-۳-۱- اثر راندمان آیزنتروپیک کمپرسور سه مرحله‌ای در رفتار ترمودینامیکی چرخه

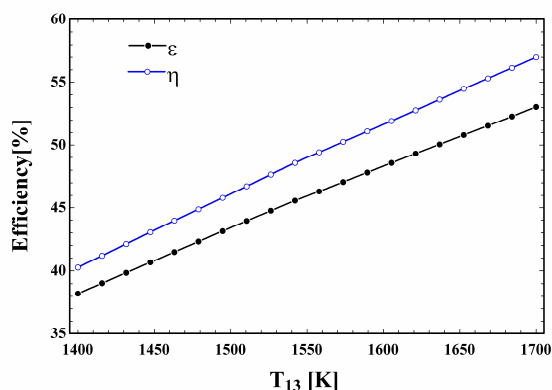
از آنجا که عمده مصرف کننده‌ی توان در چرخه‌ی مذکور، کمپرسور سه مرحله‌ای می‌باشد؛ انتظار می‌رود که افزایش راندمان آیزنتروپیک کمپرسور سه مرحله‌ای اثر قابل توجهی در کاهش توان مصرفی آن داشته و نهایتاً سبب افزایش چشمگیر راندمان انرژی و آگزروی چرخه شود که شکل ۵ نیز گواه بر این واقعیت می‌دهد. البته باید توجه داشت که کمپرسورهای با راندمان آیزنتروپیک بالا، نیازمند تکنولوژی‌های ساخت پیچیده و هزینه‌ی بالایی می‌باشد، که تنها در صورت تحلیل آگزروی- اقتصادی چرخه می‌توان در مورد مقرون به صرفه بودن آن نتیجه‌گیری کرد.

آنتالپی مخصوص مولی	\bar{h}
آنتروپی مخصوص مولی	\bar{s}
i دما در نقطه‌ی	T_i
توان	\dot{W}
کمپرسور	C
کمپرسور ۳ مرحله	3SG
محفظه احتراق	CC
چگالنده	COND
پیش گرم کن	PH
Flash Drum استوانه‌ی جدا کننده	FD
HE	
مبدل گرمایی	
i دبی مولی در نقطه‌ی	n_i
w دبی مولی آب خنک‌کاری	n_w
راندمان انرژی	$\eta_{thermal}$
راندمان انرژی	ξ

۹-مراجع

- [1] Martin M Halman, Meyer Steinberg. Greenhouse Gas Carbon Dioxide mitigation: Science and Technology. New York: Lewis Publishers, 1999.
- [2] IEA, CO₂ Emissions from Fuel Combustion, International Energy Agency (IEA) 2013.
- [3] IRENA, Statistical issues: bioenergy and distributed renewable energy, The International Renewable Energy Agency (IRENA) 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] Handriks, chirs. Carbon Dioxide Removal from Coal-Fired Power Plants. Utrecht, The Netherlands: Kluwer Academy Publishers, 1994.
- [6] Annual Energy Outlook with Projections to 2035. Energy Information Administration (EIA). [Online] 2,2007. <http://www.eia.doe.gov/oiaf/aeo/index.html>.
- [7] GCCSI, Strategic Analysis of the Global Status of Carbon Capture and Storage, report, Global Carbon Capture and Storage Institute (GCCSI) 2011.
- [8] Metz B., Davidson O., De Coninck H., Loos M., and Meyer L., IPCC, 2005: IPCC 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, NY, USA*, 442 pp, 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., et al., 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

شکل ۷ نشان می‌دهد، افزایشی اندک در دمای خروجی محفظه احتراق تاثیر بسزایی در افزایش راندمان انرژی و انرژی چرخه دارد.



شکل ۷- اثر دمای خروجی محفظه احتراق CCK در رفتار ترمودینامیکی چرخه

۶- نتیجه گیری

چرخه‌ی *MATANT* یک چرخه‌ی تولید توان اوكسی‌فیول و فوق بحرانی دی‌اکسیدکربن (S-CO₂) است که نه تنها توانایی ذخیره کردن تمام دی‌اکسید کربن تولید شده در محفظه‌ی احتراق را دارد، بلکه به دلیل احتراق سوخت با اکسیژن خالص، دیگر اثری از ترکیبات سولفور و نیتروژنی از اکسیژن در محصولات احتراق وجود ندارد. بنابراین این چرخه در گروه نیروگاه‌های بدون آلاینده‌ی قرار می‌گیرد. یک تحلیل ترمودینامیکی از این چرخه با سوخت متان نشان می‌دهد راندمان ترمودینامیکی و انرژی چرخه به ترتیب ۴۸/۲۶٪ و ۴۶/۴۳٪ می‌باشد.

در حالت کلی مزایای چرخه‌ی اوكسی‌فیول تحلیل شده به قرار زیر است:

- عملکرد ترمودینامیکی خوب به لحاظ بازده انرژی و انرژی
- جلوگیری از انتشار آلاینده‌ی به محیط زیست؛
- ذخیره‌سازی تمام دی‌اکسیدکربن تولید شده که قابلیت فروش یا استفاده در صنایع دیگر مانند یخ خشک یا واحدهای تولید متانول را دارد.

۷- سپاسگزاری

بر خود واجب می‌دانیم از زحمات شبانه‌روزی و بی‌شائبه‌ی سردبیر محترم مجله، جناب پروفیسور سید اسماعیل رضوی تقدیر و تشکر کنیم که با قبول زحمت سردبیری مجله روح تازه‌ای به آن بخشیده و آن را احیا کردند.

۸- نمادها

Expander توربین	Exp
انرژی مخصوص ترموفیزیکی مولی در نقطه‌ی	$i\bar{e}_i$
انرژی مخصوص شیمیایی مولی	\bar{e}_{ch}

- coal-fired power plants, in *The fourth annual conference on carbon sequestration*, May, 2005, pp. 2-5.
- [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 O₂CO₂, *Energy conversion and management*, Vol. 38, pp. S123-S127, 1997.
- [14] Anheden M., Yan J., and De Smedt G., Denitrogenation (or oxyfuel concepts), *Oil & gas science and technology*, Vol. 60, pp. 485-495, 2005.
- [15] Kaggerud K. H., Bolland O., and Gundersen T., Chemical and process integration: Synergies in co-production of power and chemicals from natural gas with CO₂ capture, *Applied thermal engineering*, vol. 26, pp. 1345-1352, 2006.
- [16] Jericha H. and Gottlich E., Conceptual design for an industrial prototype Graz cycle power plant, in *ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air*, 2002, pp. 413-420.
- [17] Jericha H., Göttlich E., Sanz W., and Heitmeir F., Design optimisation of the Graz cycle prototype plant," in *ASME Turbo Expo 2003, collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference*, 2003, pp. 113-121.
- [18] Jericha H., Sanz W., Woisetschlager J., and Fesharaki M., CO₂-Retention Capability of CH₄/O₂-Fired Graz Cycle, in *CIMAC Conference Paper, Interlaken, Switzerland*, 1995.
- [19] 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.
- [20] Mathieu P. and Nihart R., Zero-emission MATIANT cycle, *Journal of engineering for gas turbines and power*, Vol. 121, pp. 116-120, 1999.
- [21] Mathieu P. and Nihart R., Sensitivity analysis of the MATIANT cycle, *Energy conversion and management*, Vol. 40, pp. 1687-1700, 1999.
- [22] Mathieu P. and Nihart R., Zero-emission MATIANT cycle, *ASME*, Vol. 121, January 1999.
- [23] Mohammad Soltanieh, Karwan Mahmoodi Azar and Mohammad Saber, 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* 7, 145-152, 2012.