

شبیه‌سازی و تحلیل ترمودینامیکی چرخه ترکیبی موتور احتراق داخلی و چرخه کربن دی‌اکسید فوق بحرانی (SCO₂) با بازگرمایش مجدد

کارشناسی ارشد، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه شهید مدنی آذربایجان، تبریز، ایران،
faridhamzeiy7@gmail.com

فرید حمزه

دانشیار، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه شهید مدنی آذربایجان، تبریز، ایران،
mfallah@azaruniv.ac.ir

محسن فلاح*

استادیار، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه شهید مدنی آذربایجان، تبریز، ایران،
mrahmanpour@azaruniv.ac.ir

مرتضی رحمان‌پور

چکیده

در این مقاله بازیافت گرما اتلافی از موتور احتراق داخلی دیزلی جهت افزایش بازده کلی سیستم و به تبع آن کاهش آلودگی محیط زیست، با استفاده از چرخه برایتون کربن‌دی‌اکسید فوق‌بحرانی تراکم مجدد به عنوان چرخه تولید توان مورد بررسی قرار گرفته است. در این کار یک مدل صفربعدی برای پیش‌بینی عملکرد یک موتور توسعه داده شده‌است. شبیه‌سازی موتور احتراق داخلی با استفاده از یک مدل صفربعدی با قابلیت بررسی تأثیر زوایای مختلف میل‌لنگ در دو کورس تراکم و قدرت به کمک نرم‌افزار EES انجام شده است. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که در دور موتور ۲۸۰۰ دور بر دقیقه میزان دما، فشار و دبی جریان جرمی خروجی به ترتیب برابر با ۶۵۷/۲ کلوین، ۲/۱۵۹ بار و ۰/۵۸۵۹ کیلوگرم بر ثانیه است. در نتایج سیستم پیشنهادی تولید توان مقدار بازده گرمای کل، بازده اگزوزی، کار خالص و نابودی اگزوزی در این دور موتور، به ترتیب ۰/۵۶۴۹، ۰/۳۱۹۴، ۹/۶۳۵ کیلووات و ۶۷/۶۸ کیلووات است. در بررسی پارامتری این سیستم ترکیبی تأثیر دور موتور، طول پاشش سوخت و نیز دمای دیواره سیلندر بر پارامترهای خروجی مطالعه و تحلیل شده‌است. نوآوری کلیدی این پژوهش، توسعه یک مدل صفربعدی موتور دیزلی برای بررسی دقیق عملکرد موتور با تأکید بر تأثیر زوایای مختلف میل‌لنگ برای بررسی عملکرد چرخه برایتون کربن‌دی‌اکسید فوق‌بحرانی تراکم مجدد به عنوان چرخه پایین‌دستی می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: چرخه ترکیبی، موتور احتراق داخلی، تحلیل انرژی و اگزوزی، چرخه کربن‌دی‌اکسید فوق‌بحرانی، بازیافت گرمای اتلافی.

Simulation and Thermodynamic Analysis of Combined Cycle with the Internal Combustion Engine and Supercritical Carbon Dioxide Cycle.

F. Hamzeh
M. Fallah
M. Rahmanpour

Department of Mechanical Engineering, Azarbaijan Shahid Madani University, Tabriz, Iran
Department of Mechanical Engineering, Azarbaijan Shahid Madani University, Tabriz, Iran
Department of Mechanical Engineering, Azarbaijan Shahid Madani University, Tabriz, Iran

Abstract

In this article, waste heat recovery from the diesel internal combustion engine in order to increase the overall efficiency of the system and consequently reduce the environmental pollution, using Brayton cycle of supercritical carbon dioxide as a power generation cycle is investigated. In this research, a zero-dimensional model has been used to predict the performance of a developed engine whose parameters and characteristics of exhaust gases are known. The simulation of the internal combustion engine in a zero-dimensional way with the ability to investigate the effect of different crank angles on both compression times and power has been done with the help of EES software, the configuration provided is examined from a thermodynamic point of view, and the results and effects of the parameters in the entire system are calculated. The simulation results show a low percentage of evaluation with real data. In this research, to recover the waste heat from the diesel engine, at the engine speed of 2800 rpm, the main thermodynamic characteristics of temperature, pressure, enthalpy and entropy have been calculated at different crankshaft angles. The simulation results show that the temperature, pressure and the output mass flow rate are equal to respectively 657.2 K, 2.159 bar and 0.05898. In the results of the proposed system, the total thermal efficiency, exergy efficiency, network and exergy destruction in this engine revolution are 0.3194, 0.5649, 9.635 and 67.68 kW, respectively. In this research, the effect of engine speed on output temperature and pressure, power and special braking fuel consumption, the effect of fuel injection length on output parameters, and the effect of cylinder wall temperature on output parameters have been investigated.

Keywords: Combined Cycle, Internal Combustion Engine, Energy & Exergy Analysis, Sco₂, Waste Heat Recovery.

۱- مقدمه

موتور احتراق داخلی از نظر تعریف ترمودینامیکی یک ماشین گرمایی نیست. هدف از تولید موتور احتراق داخلی، تبدیل انرژی ذخیره شده در سوخت‌های فسیلی به انرژی مکانیکی است [۲]. از زمان انقلاب صنعتی، جوامع در سرتاسر جهان برای تامین گرما به سوخت فسیلی متکی است. انتشار گازهای آلاینده از موتور احتراق داخلی در وضعیت کارکرد موتور، همواره نقش مهمی در آلودگی محیط

موتورهای احتراق داخلی یا موتورهای درون‌سوز به موتورهایی گفته می‌شوند که در آن‌ها آمیزه‌ای از سوخت و هوا در محفظه‌ای بسته به نام محفظه احتراق واکنش داده و می‌سوزند. بر اثر احتراق گازهای داغ با دما و فشار بالا حاصل می‌شوند و بر اثر انبساط این گازها، پیستون موتور را به حرکت درآورده و کار انجام می‌دهد [۱].

* نویسنده‌گان مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: mfallah@azaruniv.ac.ir

تاریخ دریافت: ۲۰/۲/۲۰

تاریخ پذیرش: ۰۴/۰۴/۲۰

زیست و تاثیر روی سلامت جامعه انسانی دارد.

موتور احتراق داخلی منبعی برای آلوده سازی محیط زیست و مصرف انرژی فسیلی به طوری که موتور احتراق داخلی به عنوان مصرف کننده اصلی این سوخت، که در حمل و نقل، کشاورزی و ژنراتورها کاربرد دارد، گرما بالایی را در گازهای خروجی نهفته دارد که در حدود ۳۰ تا ۳۵ درصد از انرژی کل احتراق مخلوط سوخت و هوا را به صورت تلف شده می توان بازیافت کرد [۲].

با توسعه جامعه بشری، انرژی مصرفی موتورهای دیزلی به سرعت در حال افزایش است. در تعریفی دقیق تر، گرمای اتلافی، انرژی خروجی ناشی از فرآیندی است که در آن، دما به اندازه کافی بیشتر از دمای محیط است که بازیافت بخشی از این انرژی را برای اهداف سودمند توجیه پذیر می کند. بازیافت گرمای اتلافی، نقش مهمی در مدیریت منابع انرژی دارد. تنها روش قابل اطمینان برای استفاده بیشتر از منابع تولید انرژی و توان، استفاده از واحدهای تولید توان است [۳].

چرخه کربن دی اکسید فوق بحرانی نیز از میان فناوری های مختلف برای استفاده از گرما اتلافی موتور احتراق داخلی مورد توجه است که با توجه به ساختار فشرده و همچنین سطح ایمنی بالای سیستم و سازگاری با محیط زیست، در دستور کار محققان است [۳]. استفاده از چرخه *Supercritical Carbon Dioxide (SCO₂) Cycle* به دلیل پایداری، ضریب اطمینان و امنیت بالایی که دارد به عنوان امیدوارکننده ترین نوع راکتورهای نسل جدید شناخته می شود که چرخه برایتون *SCO₂* یک سیستم تولید توان است که مزایای استفاده از چرخه بخار رانکین و سیستم توربین گازی را ترکیب می کند. چرخه موجود در مقایسه با بخار در همان دما، خوردگی کمتری دارد. پس، چرخه *SCO₂* به طور چشمگیری می تواند دمای ورودی توربین را افزایش دهد [۳].

هر چرخه ترمودینامیکی در چهار کورس اصلی متراکم کردن، افزایش گرما در فشار بالا، انبساط، کاهش گرما در فشار پایین معرفی می شود. این طبقه بندی بر اساس تغییر فاز نیز انجام می شود. در چرخه برایتون، چرخه در ناحیه ترمودینامیکی بخار باقی می ماند. چرخه ترمودینامیکی از لحاظ نسبت فشار به فشار بحرانی طبقه بندی می شود که حالت فوق بحرانی $P_2 > P_{cr}$ و $P_1 > P_{cr}$ از محبوب ترین چرخه ها است.

مرور منابع مرتبط با بازیابی گرمای اتلافی موتورهای احتراق داخلی روشن می سازد که به دلیل پیچیدگی بسیار عملکرد موتور احتراق داخلی و نیز کدنویسی آن، مطالعات بسیار کمی به بررسی تاثیر عملکرد خود موتور در پارامترهای بازیابی گرما پرداخته شده است، این در حالی است که موتور احتراق داخلی نقش بالایی در مصرف انرژی جهانی و ایجاد آلودگی زیست محیطی داشته است و نیازمند تحلیل مفصلی است.

مدیریت گرمای اتلافی به شناخت منابع اتلاف گرما، بررسی مزایا بازیافت گرما از این منابع و طراحی سیستم بازیافت گرما با توجه به شرایط اطلاق می شود. گرمای اتلافی را می توان انرژی اتلافی ناشی از جریانات هوا، گازها و مایعات خروجی از هر سیستمی تعریف کرد که وارد محیط می شوند. انرژی موجود در این جریانات، به علت اختلاط با هوای اتمسفر یا آب های سطحی، غیر قابل استفاده و باعث آلودگی گرمای محیط زیست می شود. بازیافت بخشی از این انرژی برای اهداف

سودمند توجیه پذیر است. بازیافت گرمای اتلافی تأثیر مستقیمی بر بازده دارد. این موضوع به کاهش مصرف سوخت و هزینه های آن منعکس می شود.

ژیان سان و همکاران، در معرفی سیستم ترکیبی پیشنهادی خود از سیستم گرمایش مجدد کربن دی اکسید فوق بحرانی برای استفاده از گرما اتلافی موتور دیزلی ۶ سیلندر توربو شارژدار با دور موتور ۱۵۰۰ دور بر دقیقه استفاده کرده است که نتایج حاصل شده به این شرح است که توان خالص خروجی از سیستم پیشنهادی ۷/۴ درصد افزایش داشته و در حدود ۶۸/۴۰ کیلووات است [۴].

ژیانسانگ و همکاران چرخه ترکیبی *SCO₂ and Organic Rankine Cycle (ORC)* را برای بازیافت گرما اتلافی موتور احتراق داخلی که چرخه *SCO₂* به عنوان چرخه بالادستی و چرخه *ORC* به عنوان چرخه پایین دستی معرفی شده است. گرما از دست رفته از چرخه بالادستی در سیستم *ORC* توسط ژنراتور مورد استفاده می شود. مطالعه جامع از بازیافت گرما اتلافی از *ICE* با توان اسمی خروجی به میزان ۱۱۷۰ کیلووات با چرخه *SCO₂* و چرخه ترکیبی مقایسه شده است [۵].

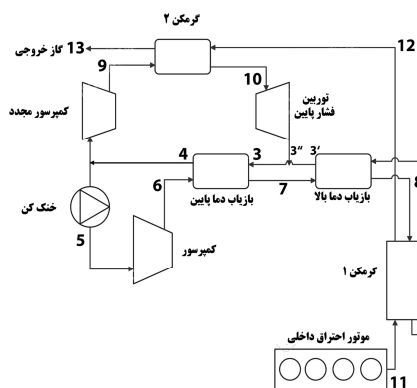
مینگزائنگ پن و همکاران تحلیل و مقایسه چرخه ترکیبی *SCO₂* با گرما اتلافی موتورهای احتراق داخلی ۶ سیلندر که دمای گاز خروجی از آن تحت شرایط مختلف تقریباً ۵۵۷ کلوین که چهار چرخه برایتون *CO₂* را بررسی کرده است. با بررسی و مقایسه هر یک از چیدمان ها، مشخص شده است که بهترین نتیجه در چیدمان چرخه تراکم مجدد کربن دی اکسید فوق بحرانی و چرخه *ORC* است هرگاه موتور در دور ۱۱۰۰ دور بر دقیقه است. در این صورت بازده انرژی در این حالت ۷/۰۳ درصد در مقایسه با دیگر حالت ها برای بازیافت گرما اتلافی افزایش می یابد [۶].

چووانگ وون و همکاران چرخه ترکیبی برایتون کربن دی اکسید فوق بحرانی و چرخه تبرید آب و آمونیاک را برای بازیافت گرما اتلافی از موتورهای احتراق داخلی پیشنهاد داده است. چرخه *SCO₂* گرما خروجی از موتور را برای تولید توان جذب نموده و برای تولید توان در چرخه تبرید از انرژی خروجی از چرخه *SCO₂* استفاده می شود. مقدار بازده انرژی ۲/۴۰ درصد بازده گرمای کل سیستم در حدود ۱۵ درصد افزایش داشته است و توان خالص در این چرخه تقریباً ۲۵۰ کیلووات است [۷].

محمدخانی و همکاران با انتخاب یک موتور دیزلی و چرخه *SCO₂* برای بازیافت گرما اتلافی از آن، و مطالعه پارامتری را در دستور کار داده است. نتایج مطالعه نشان داده است که توان تولیدی چرخه پیشنهادی ۱۶/۴۶ کیلووات است. مقادیر بازده انرژی و انرژی نیز به ترتیب برابر با ۱۵/۱۹ و ۴۰/۱۷ درصد است [۸].

به طور خلاصه، در این مقاله یک مدل ترمودینامیکی مبتنی بر زاویه میل لنگ برای ارزیابی عملکرد موتور توسعه داده شده است که به طور خاص به بررسی پارامترهای عملکردی مختلف آن و محاسبه دما و دبی گازهای خروجی در خروجی موتور می پردازد. به منظور بازیابی گرمای اتلافی گازهای خروجی، از چرخه کربن دی اکسید فوق بحرانی بهره گیری شده است. نوآوری کلیدی این پژوهش، توسعه یک مدل صفر بعدی است که به طور پیشرفته ای تاثیر پارامترهای عملکردی موتور بر انرژی گازهای خروجی و اثر آن بر عملکرد چرخه کربن دی اکسید فوق بحرانی را تحلیل می کند. همچنین، این مطالعه به محاسبه مقادیر

استفاده حداکثری از گرما اتلافی چرخه تراکم مجدد جدید با دو مبدل گرمایی، دو توربین فشار بالا و فشار پایین، دو بازیاب و دو کمپرسور تشکیل شده است که در شکل ۱ قابل مشاهده است.



شکل ۱- چرخه پیشنهادی برای تون کربن دی اکسید

با توجه به مشخصات خروجی از موتور طبق جدول سیستم پیشنهادی چرخه ترکیبی موتور احتراق داخلی و چرخه کربن دی-اکسید فوق بحرانی معرفی می‌شود. چیدمان جدید پیشنهادی برای بازیافت گرما اتلافی موتور احتراق داخلی معرفی شده است طبق جدول ۲ زیر شرایط استاندارد طراحی چرخه پیشنهادی موجود است:

جدول ۲- شرایط استاندارد طراحی چرخه پیشنهادی

پارامتر	مقدار
دمای ورودی به کمپرسور (K)	۳۰۵/۱۵
دمای ورودی به توربین فشار پایین (K)	۵۲۳/۱۵
دمای ورودی به توربین فشار بالا (K)	$T_{11}-70$
حداکثر فشار چرخه (bar)	۲۵۰
فشار خروجی در تراکم مجدد (bar)	۱۵۰
حداقل فشار چرخه (bar)	۸۰
اختلاف دما در گرمکن ۱ (K)	۲۰
اختلاف دما در گرمکن ۲ (K)	۵
اختلاف دما در بازیابها (K)	۵
بازده کمپرسور	۰/۸۵
بازده توربین	۰/۹

ابتدا گاز خروجی از موتور احتراق داخلی از گرمکن ۱ عبور می‌کند و باعث فوق گرم شدن سیال CO_2 از نقطه ۸ تا نقطه ۱ می‌شود. کربن دی‌اکسید فوق بحرانی در نقطه ۱ وارد توربین فشار بالا می‌شود و در طی مرحله ۱-۲ کار انجام می‌دهد. CO_2 خروجی از توربین به صورت جریان گرم وارد بازیاب دما بالا می‌شود. زمانی که گاز خروجی، بازیاب دما بالا را ترک می‌کند، با CO_2 خروجی از توربین فشار پایین مخلوط و وارد بازیاب دما پایین می‌شود. در حالی که در نقطه ۴ سیال CO_2 به دو جریان تقسیم می‌شود. یکی از دو جریان به کمپرسور مجدد و دیگری به خنک‌کن کمپرسور اصلی وارد می‌شود. جریان کربن دی-اکسید متراکم شده در کمپرسور مجدد، توسط گاز خروجی در گرمکن ۲ گرم می‌شود. در خروجی توربین فشار پایین، ترکیب CO_2 با جریان خروجی از توربین فشار بالا و بازیاب دما بالا مخلوط می‌شود. برای

بازده اگزورزی و تخریب اگزورزی برای چرخه پیشنهادی در شرایط عملکردی مختلف موتور پرداخته است، که می‌تواند در بهبود طراحی و بهره‌وری سیستم‌های ترمودینامیکی مشابه تأثیر قابل توجهی داشته باشد.

۲- مبانی و روش‌ها

۲-۱- مدل پیشنهادی موتور احتراق داخلی

در این پژوهش، از موتور چهارزمانه چهارسیلندر [۹] که با مشخصات طبق جدول ۱ ارائه شده است، استفاده شده است.

جدول ۱- مشخصات و اطلاعات اولیه موتور احتراق داخلی

پارامتر	مقدار
نسبت تراکم	۱۷/۵۰
قطر سیلندر (m)	۰/۰۸۵
کورس پیستون (m)	۰/۰۹
آرایش سیلندرها	۴ سیلندر خطی
دور مجاز (rpm)	۲۸۰۰
دمای دیواره سیلندر (K)	۴۵۰
دمای ورودی (K)	۳۷۶/۸۰
فشار ورودی (bar)	۱/۲۲۵
طول شاتون (m)	۰/۱۴۴۵
شروع پاشش سوخت	۱۹/۶ درجه قبل از TDC
طول پاشش سوخت	۱۷/۳

مدل موتور احتراق داخلی پیشنهادی و مورد مطالعه در نرم افزار EES لحاظ مقادیر پارامتری و شرایط احتراقی و با استفاده از داده‌های ورودی طبق جدول ۱ مدل‌سازی شده است. مدل شبیه‌سازی شده بایستی توسط داده‌های تجربی موتور دیزل تأیید شود. از آنجاییکه که موتور احتراق داخلی تحت شرایط مختلف کار می‌کند، گرما خروجی از اگزوز به‌طور قابل توجهی نوسان می‌کند. برای تحلیل انرژی خروجی اگزوز موتور، دمای گاز خروجی از اگزوز و دبی جریان جرمی تحت شرایط طراحی بر اساس مدل شبیه‌سازی شده است. به منظور بررسی عملکرد موتور احتراق داخلی در شرایط کاری مختلف، در این مقاله از یک مدل ترمودینامیکی برای تحلیل عملکرد موتور احتراق داخلی مذکور استفاده شده که تنها قسمت بسته چرخه موتور را در نظر می‌گیرد و دما، فشار، دبی جریان جرمی، انرژی داخلی و دیگر خواص گاز داخل سیلندر بر حسب زاویه میل‌لنگ بیان می‌گردد.

۲-۲- چرخه پیشنهادی کربن دی‌اکسید فوق بحرانی

برای استفاده از گرما اتلافی موتور احتراق داخلی از سیستم کربن دی‌اکسید فوق بحرانی استفاده می‌شود. انتخاب کربن دی‌اکسید به عنوان سیال کاری برای چرخه‌های توان به عنوان سیال طبیعی، مزایای متعددی از جمله غیر سمی بودن، سالم بودن و ظرفیت گرمایی بالا بودن را دارا است و هیچ‌گونه عدم مطابقتی با دمای خروجی اگزوز ندارد. لازم به ذکر است که دمای بحرانی کربن دی‌اکسید ۳۱ درجه سلسیوس است.

در چرخه پیشنهادی برای تون کربن دی‌اکسید فوق بحرانی برای

$$V_c = V_{TDC} \quad (۷)$$

فرمول نسبت تراکم با توجه به مقادیر حجم جابجایی و حجم مرده به این صورت است که:

$$R_c = \frac{(V_c + V_d)}{V_c} \quad (۸)$$

فشار موثر متوسط اندیکاتوری و در ادامه آن فشار موثر متوسط ترمزی توسط روابط زیر تعریف شده است که در آن مقدار W برابر با کار انجام شده توسط پیستون است.

$$imep = \frac{W}{V_d} \quad (۹)$$

$$fmep = 0.061 + (1.167 \times P_{max}) + (4.9 \times 10^{-6}) \times N_e \quad (۱۰)$$

$$bmep = imep - fmep \quad (۱۱)$$

توان ترمزی برای موتور چهار زمانه از رابطه ذیل محاسبه می‌شود:

$$P_b = \frac{bmep \cdot V_d \cdot N \cdot n}{2 \times 60} \quad (۱۲)$$

مقدار مصرف سوخت ویژه ترمزی که در رابطه آن مقدار $\dot{m}_f$ معرف نرخ جرمی سوخت ورودی به داخل موتور است.

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f \cdot 3600}{P_b} \quad (۱۳)$$

در حالت کلی برای یک سیستم پایا در تعریف ترمودینامیکی تعادل جرم، انرژی و اگرژی به صورت ذیل بیان می‌شود:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (۱۴)$$

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_i h_i = \dot{W} + \sum \dot{m}_e h_e \quad (۱۵)$$

$$\dot{E}_Q + \sum \dot{m}_i e_i = \dot{E}_W + \sum \dot{m}_e e_e + \dot{E}_{dest} \quad (۱۶)$$

روابط ذیل مقدار نرخ گرما انتقالی از اجزا را نشان می‌دهد:

$$\dot{Q}_{h1} = \dot{m}_6 \times (h_1 - h_8) \quad (۱۷)$$

$$\dot{Q}_{h2} = \dot{m}_9 \times (h_{10} - h_9) \quad (۱۸)$$

$$\dot{Q}_{cooler} = \dot{m}_5 \times (h_4 - h_5) \quad (۱۹)$$

$$\dot{Q}_{HTR} = \dot{m}_8 \times (h_8 - h_7) \quad (۲۰)$$

$$\dot{Q}_{LTR} = \dot{m}_7 \times (h_7 - h_6) \quad (۲۱)$$

کار در اجزای سیستم پیشنهادی از جمله کار در توربین فشار بالا، کار در توربین فشار پایین، کار کمپرسور و کار در کمپرسور تراکم مجدد با این روابط مشخص می‌شوند:

$$\dot{W}_{HPT} = (h_1 - h_2) \times \dot{m}_1 \quad (۲۲)$$

$$\dot{W}_{LPT} = (h_{10} - h_3) \times \dot{m}_{10} \quad (۲۳)$$

$$\dot{W}_{comp} = (h_6 - h_5) \times \dot{m}_6 \quad (۲۴)$$

$$\dot{W}_{recomp} = (h_9 - h_4) \times \dot{m}_9 \quad (۲۵)$$

که مقدار کار خالص از رابطه ذیل به دست می‌آید.

$$\dot{W}_{net} = (\dot{W}_{HPT}) + (\dot{W}_{LPT}) - (\dot{W}_{comp}) - (\dot{W}_{recomp}) \quad (۲۶)$$

مقادیر بازده گرمایی و بازده گرمای بازبافتی که جز مهم‌ترین روابط است، به این صورت محاسبه می‌شود که:

فرایند اختلاط این دو جریان، برای جلوگیری از آسیب‌های گرمایی ناشی از اختلاف دما، پارامترهای سیستم به گونه‌ای تنظیم شده است تا اختلاف دما بین دو نقطه $3''$ و $3'$ برابر با صفر شود. در طرف دیگر نیز، CO_2 متراکم شده با عبور از بازیاب‌های دما پایین و دما بالا، تا نقطه 8 گرم می‌شود و چرخه توان تکمیل می‌گردد. فرایند در تمام اجزاء سیستم پایا می‌باشد و از تلفات گرمایی در خطوط لوله و اجزای سیستم صرف‌نظر شده است.

۳-۲- معادلات حاکم

برای محاسبه خواص سیال داخل سیلندر باید ترکیب آن مشخص باشد. این ترکیب از طریق معادله واکنش و ثابت‌های تعادلی گونه‌ها تعیین می‌شود. آهنگ پاشش سوخت از رابطه تجربی زیر محاسبه می‌شود:

$$\frac{\dot{m}_{fi}}{m_{fi}} = \frac{\omega}{\theta_d \Gamma(n)} \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_d} \right)^{n-1} \exp \left[\frac{-(\theta - \theta_s)}{\theta_d} \right] \quad (۱)$$

در رابطه بالا $\dot{m}_{fi}$ جرم کل سوخت پاشش شده، θ_s زاویه شروع پاشش سوخت، θ_d پارامتر متناسب با طول پاشش، n پارامتر پاشش، ω سرعت زاویه ای پیستون و $\Gamma(n)$ تابع گاما می‌باشد. آهنگ تغییرات جرم سوخت سوخته شده و هوا در داخل سیلندر بر حسب زاویه میل‌لنگ از روابط زیر محاسبه می‌شود:

$$\frac{dm_f}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \cdot \left(\dot{m}_f - \frac{\dot{m}_L \cdot \phi \cdot F_s}{1 + \phi \cdot F_s} \right) \quad (۲)$$

$$\frac{dm_a}{d\theta} = - \frac{\frac{\dot{m}_L}{\omega}}{1 + \phi \cdot F_s}$$

در روابط بالا، $\dot{m}_L = C \times m$ آهنگ نشتی بوده و C نیز ضریب نشتی است که اگر از نشتی صرف‌نظر کرد آهنگ سوختن سوخت برابر آهنگ پاشش سوخت خواهد بود. مقدار F_s نسبت سوخت به هوای نظری را نشان می‌دهد و ϕ نسبت هم ارزی در هر لحظه نیز از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\phi = \frac{m_f}{F_s \cdot m_a} \quad (۳)$$

جرم سیال داخل سیلندر در هر لحظه برابر خواهد بود با:

$$m = m_a + m_f \quad (۴)$$

برای محاسبه ضریب انتقال گرمای همرفتی سیال داخل سیلندر از رابطه ذیل استفاده شده است:

$$h = 130 \cdot V^{-0.06} \cdot T^{-0.53} \cdot P^{0.8} (c_m + 1.4)^{0.8} \quad (۵)$$

در این رابطه C_m سرعت متوسط پیستون، T و P نیز به ترتیب دما و فشار داخل سیلندر است.

پارامترهایی که به بیان مشخصات هندسی موتور احتراق داخلی رفت و برگشتی مربوط است، در ادامه اشاره شده است. مقدار حجم جابجایی V_d که به قطر سیلندر B ، کورس پیستون S و تعداد سیلندر n وابسته است.

$$V_d = \frac{\pi}{4} B^2 \cdot S \cdot n \quad (۶)$$

حداقل حجم سیلندر زمانی است که پیستون در TDC باشد که به این حجم، حجم فضای مرده گویند.

۳-۱- تحلیل موتور احتراق داخلی

بر اساس مطالعات از نظر علم مهندسی و با توجه به مشخصات پارامتری موتور و در نتیجه کد نویسی سیستم پیشنهادی، عمدتاً گازهای خروجی شامل CO_2 و H_2O و N_2 و O_2 و SO_2 و SO_3 و NO_x است. در محاسبات ترمودینامیکی چهار جز CO_2 و H_2O و N_2 و O_2 محاسبه می‌شود که جدول ۳ میزان گازهای خروجی موتور احتراق داخلی را مشخص می‌کند [۳]. مجموع ضرایب این چهار گاز ۹۹/۹۹۴۱ درصد است.

جدول ۳- میزان درصد گازهای خروجی موتور احتراق داخلی

میزان درصد گاز خروجی	گاز خروجی
۴۰/۴۰۱	CO_2
۳/۴۹۴	H_2O
۷۴/۲۸	N_2
۱۸/۱۸	O_2

پارامترهای عملکردی موتور احتراق داخلی با توجه به معادلات حاکم، در جدول ۴ به دست آمده است.

جدول ۴- پارامترهای عملکردی موتور احتراق داخلی

پارامتر	مقدار
سرعت متوسط پیستون (m/s)	۸/۴
حجم جابجایی (m^3)	۰/۰۰۰۵۱۰۷
فشار متوسط اندیکاتوری (kPa)	۳۶۸/۷۰
فشار موثر متوسط ترمزی (kPa)	۱۹۰/۵۰
سرعت زاویه ای میل لنگ (rad/s)	۲۹۳/۲۰
بازده مکانیکی	۰/۵۱۶۶
بازده اندیکاتوری	۰/۱۸۸۳
توان اندیکاتوری (kW)	۱۷/۵۷
توان ترمزی (kW)	۹/۰۷۹
نرخ جریان جرمی هوا (kg/s)	۰/۰۵۷۰۴
نرخ جریان جرمی سوخت (kg/s)	۰/۰۱۹۴۴
نرخ جریان جرمی گاز خروجی (kg/s)	۰/۰۵۸۹۸

در دور موتور ۲۸۰۰ دور بر دقیقه با نسبت تراکم ۱۷/۵ مدل ترمودینامیکی موتور چهارزمانه چهار سیلندر، مقدار دمای گازهای خروجی ۶۵۷/۲ کلوین، فشار گازهای خروجی ۲/۱۵۹ بار و میزان دبی جریان جرمی خروجی گاز خروجی ۰/۰۵۸۹۸ به دست آمده است. همچنین توان اسمی و توان ترمزی چرخه به ترتیب برابر با ۱۷/۵۷ و ۹/۰۷۹ کیلووات و مقادیر بازده مکانیکی و اندیکاتوری و کار خروجی به ترتیب برابر با ۰/۵۱۶۶ و ۰/۱۸۸۳ درصد و ۱۸۸/۳ کیلووات بدست آمده است.

با تحلیل نتایج پارامتری موتور احتراق داخلی و بررسی شرایط مختلف کاری موتور و تاثیر آن‌ها بر یکدیگر نتایج بدست آمده بررسی و مقایسه شده است. در قسمت اول تاثیر طول پاشش سوخت بر دمای و فشار گازهای از موتور احتراق داخلی بررسی شده و در قسمت دوم تاثیر دور موتور بر روی دو پارامتر فوق تحلیل شده است.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{h1} + \dot{Q}_{h2}} \quad (27)$$

$$\eta_r = \frac{\dot{Q}_{h1} + \dot{Q}_{h2}}{(\dot{m}_{11} \times (h_{11} - h_{14}))} \quad (28)$$

اگرزری در هریک از نقاط سیستم با توجه به اینکه مقدار T_0 همان دمای محیط است، با استفاده از رابطه کلی ذیل به دست آمده است:

$$E_i = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad (29)$$

اگرزری ورودی به گرمکن ۱ و گرمکن ۲ نیز در ذیل مشخص است.

$$\dot{E}_{in_h1} = (\dot{m}_{11}) \times (h_{11} - h_{12} - T_0 \times (s_{11} - s_{12})) \quad (30)$$

$$\dot{E}_{in_h2} = (\dot{m}_{12}) \times (h_{12} - h_{13} - T_0 \times (s_{12} - s_{13})) \quad (31)$$

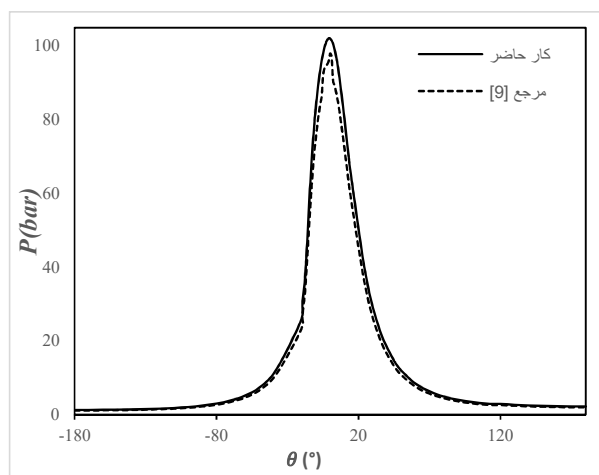
مقدار بازده اگرزری از رابطه کلی زیر محاسبه می‌شود:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{in_h1} + \dot{E}_{in_h2}} \quad (32)$$

۳- نتایج

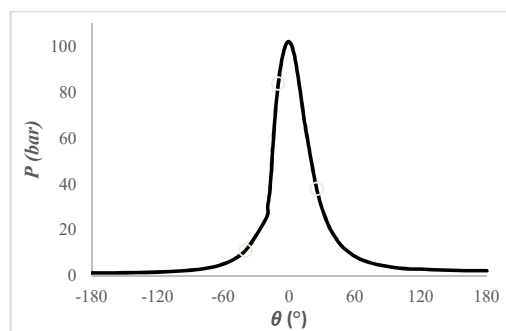
این بخش به بیان نتایج مقاله و تحلیل نتایج بازیافت گرما اتلافی از موتورهای احتراق داخلی با استفاده از چرخه توان کربن دی‌اکسید فوق بحرانی که با استفاده از نرم‌افزار EES ، کد نویسی موتور احتراق داخلی براساس زوایا میل‌لنگ در کورس تراکم و قدرت انجام شده و اعتبارسنجی نتایج با موتور مرجع انجام شده و پس از آن نتایج پیکربندی معرفی شده کربن دی‌اکسید فوق بحرانی معرفی می‌شود. در نهایت نتایج تحلیل ترمودینامیکی با فرض‌های در نظر گرفته شده بیان و سپس برای هر مورد مطالعه پارامتری کاملی انجام می‌گیرد که تاثیر تغییر پارامترهای مختلف را بر روی عملکرد ترمودینامیکی نشان می‌دهد.

اعتبارسنجی مدل موتور دیزلی براساس داده‌های جدول ۱ با نتایج تجربی مرجع [۹] انجام و دقت بالای مدل در شکل ۴ نشان داده شده است. همچنین اعتبارسنجی مربوط به چرخه برایتون کربن دی‌اکسید فوق بحرانی در جدول ۵ نشان داده شده است.

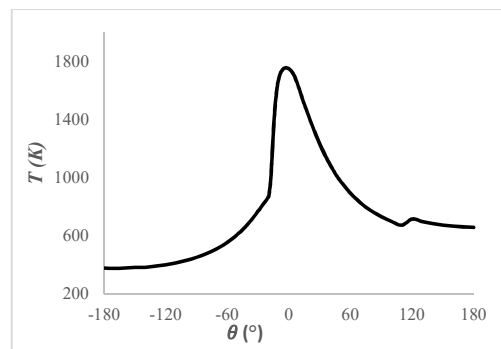


شکل ۲- اعتبارسنجی موتور دیزلی

بر اساس زوایای مختلف میل‌لنگ طی دو مرحله‌ی تراکم و قدرت که طی ۳۶۰ درجه میل‌لنگ برای موتور احتراق داخلی چهار سیلندر پیشنهادی در جدول ۱ انجام می‌گیرد، مقادیر دما و فشار با توجه به شبیه‌سازی انجام گرفته در نرم‌افزار *EES* در شکل‌های ۳ و ۴، در نمودارهای $T-\theta$ و $P-\theta$ آورده شده است. طبق نمودارهای ذیل مشاهده می‌شود که حداکثر فشار موتور تقریباً ۱۰۰ بار است. همچنین حداکثر دمای موتور در طی ۳۶۰ درجه زاویه میل‌لنگ در حدود ۱۷۵۰ کلون است.

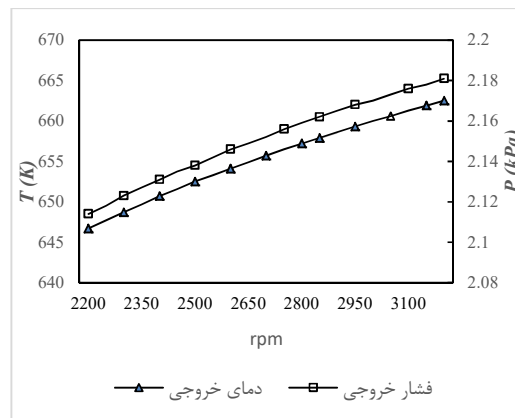


شکل ۳- نمودار فشار - زاویه میل‌لنگ ($P-\theta$)



شکل ۴- نمودار دما - زاویه میل‌لنگ ($T-\theta$)

در نمودار شکل ۵ تاثیر تغییرات دور موتور بر دما و فشار گازهای خروجی از اگزوز نشان داده شده است. افزایش دور موتور باعث افزایش دما و فشار گازهای خروجی اگزوز می‌شود.



شکل ۵- تاثیر دور موتور بر دما و فشار خروجی گازهای اگزوز

به طور کلی، رابطه بین سرعت موتور (*rpm*) و دمای اگزوز پیچیده است. دمای گاز اگزوز تحت تأثیر عواملی مانند بار موتور، جریان توده سوخت و سرعت موتور قرار می‌گیرد و سرعت‌های بالاتر منجر به دمای خروجی بالاتر می‌شود. با افزایش دور موتور، دمای اگزوز نیز به دلیل تزریق سوخت بیشتر برای سرعت‌های بالاتر افزایش می‌یابد و گرمای بیشتری در محفظه احتراق تولید می‌شود. این افزایش دما در نتیجه نرخ احتراق بالاتر مرتبط با افزایش سرعت موتور است. علاوه بر این، حفظ دمای بالای خروجی اگزوز با بالا نگه داشتن سرعت، به بهبود خروج اگزوز کمک می‌کند، که عملکرد را افزایش می‌دهد. همچنین، با افزایش دور موتور، دمای گازهای خروجی افزایش می‌یابد که به دلیل افزایش سرعت احتراق و تزریق سوخت بیشتر برای سرعت‌های بالاتر منجر به افزایش فشار اگزوز می‌شود.

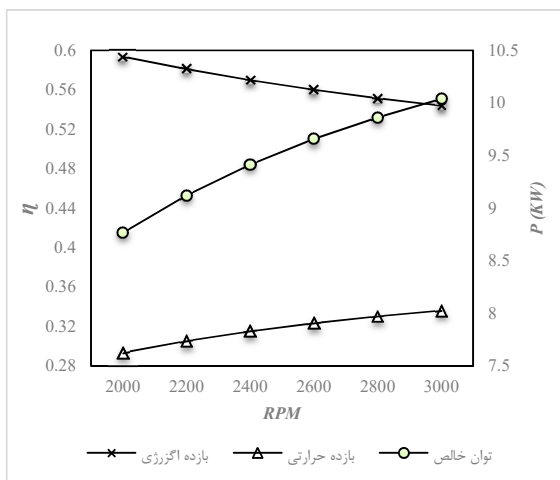
۲-۳- تحلیل ترمودینامیکی چرخه

از آنجاییکه دمای خروجی از موتور بالا است و بازیابی این گرما می‌تواند به‌طور موثری بازده کل موتور را افزایش دهد و به تبع آن مصرف سوخت و انتشار آلاینده‌ها کاهش می‌یابد. بر این اساس چرخه بازیافت گرما برپایه استفاده از کربن دی‌اکسید با تراکم مجدد در شرایط فوق‌بحرانی برای استفاده از گرمای گاز خروجی پیشنهاد شده است. برای اعتبارسنجی مقاله، نتایج حاصل از نرم‌افزار *EES* با نتایج مرجع برای نسبت تراکم بهینه مختلف مقایسه شده است. نتایج به-دست آمده در جدول ۵ آورده شده است.

جدول ۵- اعتبار سنجی نتایج شبیه‌سازی با نتایج مرجع برای چرخه

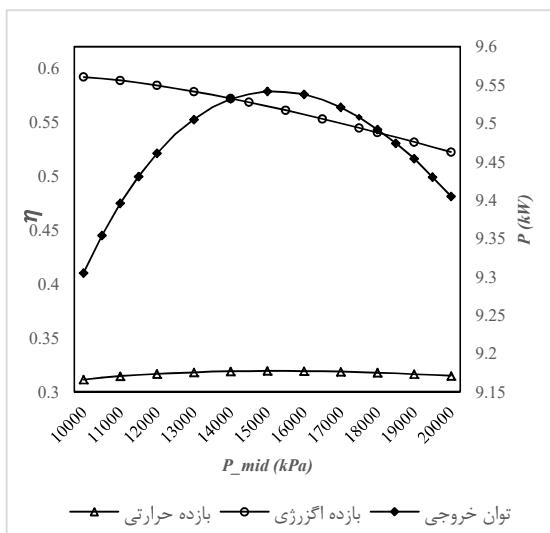
SCO_2			PR _{OPT}			پارامتر			
η_{th}	کارحاضر	مرجع	خطا	کارحاضر	مرجع	T_m	T_{ma}	P_{ma}	
خطا				خطا	خطا	T_{in}	T_x	P_x	
۰/۰۲	۴۱/۱۹	۴۱/۱۸	-	۲/۶۴	۲/۶۴	۳۲	۵۵۰	۲۰۰	
۰/۱۳	۴۳/۲۶	۴۳/۳۲	-	۳/۸۶	۳/۸۶	۳۲	۵۵۰	۳۰۰	
۰/۰۳	۴۶/۰۶	۴۶/۰۸	۰/۳	۲/۶۴	۲/۶۵	۳۲	۷۵۰	۲۰۰	
۰/۰۲	۴۹/۸۴	۴۹/۸۳	۰/۰۲	۳/۹۳۹	۳/۹۴	۳۲	۷۵۰	۳۰۰	
۰/۰۰۵	۳۶/۷۱۲	۳۶/۷۱	۰/۸	۲/۴۲	۲/۴۰	۵۰	۵۵۰	۲۰۰	
-	۳۸/۹۳	۳۸/۹۳	۰/۳۵	۲/۸۱	۲/۸۰	۵۰	۵۵۰	۳۰۰	
۰/۰۲	۴۳/۴۹	۴۳/۵۰	-	۲/۸۸	۲/۸۸	۵۰	۷۵۰	۲۰۰	
-	۴۵/۲۸	۴۵/۲۸	۰/۶	۳/۱	۳/۰۸	۵۰	۷۵۰	۳۰۰	

با مقایسه نتایج شبیه‌سازی با نتایج مرجع مشاهده می‌شود، درصد خطا پایین بوده که نشان‌دهنده دقت بالای محاسبات می‌باشد. با توجه به مرجع [۳] فرضیات به کار رفته در شبیه‌سازی برای چرخه SCO_2 در چرخه ترکیبی عبارتند از: سه فشار مختلف با توجه به وجود دو توربین، برای این چرخه در نظر گرفته شده است که حداکثر فشار سیستم ۲۵۰ بار، حداقل فشار سیستم برابر با ۸۰ بار و فشار خروجی از تراکم مجدد برابر با ۱۵۰ بار است. افت فشار در مبادله‌کن‌های گرمایی صفر است. همچنین در سایر اجزا افت فشار صفر مفروض است. نتایج در جدول ۶ آمده است.



شکل ۶- تاثیر دور موتور بر عملکرد توان خالص، بازده گرمایی و اگزرژی

مطابق شکل ۶، به دلیل افزایش نرخ احتراق، بهبود بازده حجمی در سیلندرها و کارایی بهتر احتراق در محدوده دورهای بهینه (۲۰۰۰-۳۰۰۰ دور بر دقیقه)، با افزایش دور موتور توان خروجی افزایش می‌یابد. در این محدوده، با افزایش دور موتور، بازده گرمایی افزایش می‌یابد. این افزایش به دلیل بهبود فرایند احتراق، کاهش تلفات گرمایی به دیواره سیلندر، و افزایش راندمان حجمی رخ می‌دهد. شکل ۷ نیز تاثیر فشار میانی چرخه پایین دستی بر روی توان خالص تولیدی، بازده گرمایی و بازده اگزرژی سیستم ترکیبی را نشان می‌دهد.



شکل ۷- تاثیر فشار میانی بر روی توان خالص خروجی، بازده گرمایی و اگزرژی چرخه

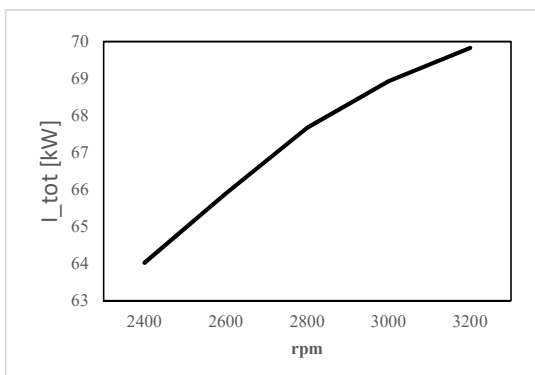
همان‌گونه که از نمودار شکل ۷ مشخص است مقدار کار خالص خروجی از چرخه با افزایش فشار میانی رفته رفته افزایش می‌یابد تا این که در ۱۵۰۰۰ کیلوپاسکال به بیشینه مقدار خود می‌رسد و پس از آن با افزایش فشار میانی کار خالص خروجی روند کاهشی به خود می‌گیرد.

جدول ۶- پارامترهای ترمودینامیکی چرخه فوق بحرانی بازیافت گرما

حالت	فشار (bar)	دما (°C)	آنتالپی (kJ/kg)	آنتروپی (kJ/kg.K)
۱	۲۵۰	۴۵۰	۹۲۵/۹	۱/۲۴۷
۲	۸۰	۳۲۴/۶	۷۲۴/۱	۱/۲۷۱
۳	۸۰	۱۹۰/۲	۴۳۳/۰	۰/۹۲۶
۴	۸۰	۷۳/۴۶	۴۳۲/۳	۰/۹۲۵
۵	۸۰	۳۲	۲۷۰/۰	۰/۶۷۵
۶	۲۵۰	۶۳/۸۱	۴۳۱/۹	۰/۷۰۱
۷	۲۵۰	۱۷۵/۵۰	۴۰۰/۴	۰/۶۶۵
۸	۲۵۰	۲۸۴/۱۰	۶۹۱/۵	۱/۰۲۱
۹	۱۵۰	۱۳۲/۲	۵۳۹/۱	۰/۹۴۵
۱۰	۱۵۰	۲۵۰	۵۱۳/۹	۰/۹۱۴
۱۱	۲/۱۵۹	۶۷۵/۲۵	۱۴۱۵/۰	۲/۲۲۲
۱۲	۲/۱۵۹	۴۱۸/۷۵	۱۱۱۷/۰	۱/۹۴۵
۱۳	۲/۱۵۹	۲۱۸	۸۷۶/۱	۱/۶۶۷

نتایج تحلیل انرژی و اگزرژی چرخه کربن دی اکسید فوق بحرانی با تراکم مجدد برای بازیابی گرما اتلافی از موتور دیزلی در دور موتور ۲۸۰۰ دور بر دقیقه، نشان می‌دهد بازده گرمایی، بازده اگزرژی و کار خالص به ترتیب ۰/۳۱۹۴ ، ۰/۵۶۴۹ ، ۹/۵۴۲ است. همچنین مقدار نابودی اگزرژی در این دور، برابر با ۵۰/۴۲۹ کیلووات است. در ادامه کار به نتایج حاصل از ترکیب دو چرخه موتور و SCO_2 پرداخته شده و تاثیر پارامترهای موتور احتراق داخلی مانند دور موتور و نیز طول پاشش سوخت بر روی پارامترهای ترمودینامیکی چرخه SCO_2 و بازده قانون اول و بازده اگزرژی چرخه مورد بررسی قرار گرفته است.

در ابتدا تحلیل دور موتور بر روی شرایط خروجی از چرخه پایین دستی بررسی می‌شود. در نتایج این قسمت دیده می‌شود که تغییرات دور موتور در چرخه بالادستی مستقیماً بر روی توان خالص، بازده گرمایی و بازده اگزرژی چرخه ترمودینامیکی تاثیرگذار است. شکل ۶ تاثیر دور موتور احتراق داخلی بر روی پارامترهای عملکردی خروجی چرخه تولید توان فوق بحرانی کربن دی‌اکسید یعنی توان خالص، بازده گرمایی و بازده اگزرژی نشان داده شده است. مطابق شکل ۶ مشخص است، تغییرات دور موتور بر روی کار خالص و بازده گرمایی تاثیر مستقیم دارد و با افزایش دور موتور، مقادیر کار خالص و بازده انرژی نیز افزایش می‌یابد. این در حالیست که مقدار بازده اگزرژی با تغییرات دور موتور رابطه عکس دارد و با افزایش دور موتور بازده اگزرژی کاسته می‌شود. در واقع سرعت‌های بالاتر موتور منجر به دمای خروجی بالاتر می‌شود که خود باعث افزایش توان و در نتیجه بازده گرمایی می‌گردد. اما از سوی دیگر، افزایش دمای گازهای خروجی اگزوز باعث افزایش برگشت‌ناپذیری در گرمکن ۱ و ۲ چرخه SCO_2 شده که ماحصل آن کاهش بازده اگزرژی می‌باشد.



شکل ۸- تاثیر دور موتور بر نابودی اگزرژی کل

از این نمودار مشخص می‌شود تغییرات دور موتور بر روی نابودی اگزرژی تاثیر مستقیمی دارد و با افزایش دور موتور میزان برگشت-ناپذیری نیز افزایش می‌یابد. این امر ناشی از عوامل مذکور در افزایش اختلاف دمای گازهای اگزوز و سیال عامل دی اکسید کربن در چرخه SCO_2 می‌باشد. همچنین با افزایش دور موتور، مقدار دما و فشار درون سیلندر افزایش می‌یابد که این موضوع معمولاً سبب افزایش اصطکاک مکانیکی و افزایش تلفات مکانیکی می‌شود.

۴- نتیجه‌گیری

در این مقاله، با هدف بهبود میزان بازده انرژی و اگزرژی و همچنین کاهش انتشار آلاینده‌های زیست‌محیطی، از گرمای اتلافی خروجی از اگزوز موتور احتراق داخلی دیزلی و استفاده آن در چرخه توان برای تون SCO_2 تحلیل و بررسی شده است. بررسی پژوهش‌های گذشته نشان می‌دهد، چرخه تراکم مجدد SCO_2 در بین تمامی چرخه‌های موجود این چرخه، دارای بهترین نتیجه عملکردی است و لذا برای بازیافت حرارت موتور، انتخاب و مورد بررسی قرار گرفته است. شبیه‌سازی یک نمونه موتور احتراق داخلی دیزلی بر اساس زوایای میل‌لنگ در محیط نرم‌افزاری ترمودینامیکی EES، امکان دستیابی به نتایج خروجی از جمله دما و فشار و میزان دبی جرمی گاز خروجی اگزوز در شرایط مختلف عملکردی موتور و در نتیجه بررسی پارامتریک چرخه پایین دستی را به دست می‌دهد. مهمترین نتایج حاصله به شرح ذیل می‌باشد:

- ✓ نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که در دور موتور ۲۸۰۰ دور بر دقیقه میزان دما، فشار و دبی جریان جرمی خروجی به ترتیب برابر با ۶۵۷/۲ کلوین، ۲/۱۵۹ بار و ۰/۵۸۵۹ کیلوگرم بر ثانیه است. همچنین مقادیر بازده مکانیکی و اندیکاتوری به ترتیب ۰/۵۱۶۶ و ۰/۱۸۸۸ است. کار خروجی نیز ۱۸۸/۳۰ کیلووات به دست می‌آید.
- ✓ در نتایج کلی سیستم پیشنهادی تولید توان، مقدار بازده گرمای کل، بازده اگزرژی، کار خالص و نابودی اگزرژی در این دور موتور، به ترتیب ۰/۵۶۴۹، ۰/۳۱۹۴، ۹/۵۴۲ کیلووات و ۵۰ کیلووات است.
- ✓ با افزایش دور موتور، دما و فشار اگزوز به دلیل تزریق سوخت بیشتر و نرخ احتراق بالاتر افزایش می‌یابد. این افزایش دما و فشار

دلیل این امر کاهش کار کمپرسورها بدلیل افزایش فشار میانی (فشار ورودی به کمپرسور) است. اما افزایش فشار میانی باعث کاهش کار توربین‌ها نیز می‌شود؛ تا یک فشار بهینه، تاثیر کاهش کار کمپرسور بیشتر از کاهش توان تولیدی توربین‌هاست و بعد از آن بدلیل کاهش کار توربین‌ها و نیز افزایش دمای سیال ورودی به کمپرسور که باعث کاهش روند کاهشی کار کمپرسورها می‌شود، توان خالص خروجی کاهش می‌یابد. با توجه مجدد به نمودار شکل ۷ همین رفتار برای بازده گرمایی چرخه پایین‌دستی نیز قابل مشاهده است و روند به ترتیب افزایش و کاهشی برای بازده گرمایی نیز با افزایش فشار میانی به دلیل وابستگی بازده گرمایی به کار خالص خروجی دیده می‌شود.

نمودار شکل ۷، روند متفاوتی برای تاثیرپذیری بازده اگزرژی از افزایش فشار میانی را نشان می‌دهد. از این نمودار مشخص است که افزایش فشار میانی تاثیری معکوس بر رفتار بازده اگزرژی گذاشته و افزایش فشار منجر به کاهش بازده اگزرژی می‌گردد. دلیل این امر افزایش اختلاف دما در گرمکن‌ها و به تبع آن افزایش برگشت‌ناپذیری آنها و نهایتاً افزایش نابودی اگزرژی کل چرخه می‌باشد.

طبق جدول ۷ مقادیر نابودی اگزرژی در چرخه توان SCO_2 محاسبه شده است که میزان نابودی اگزرژی بازیاب دما بالا و میزان نابودی اگزرژی در کمپرسور به ترتیب دارای بیشترین و کمترین مقدار در دور موتور ۲۸۰۰ rpm است. بقیه مقادیر نیز به این ترتیب آورده شده است.

جدول ۷- میزان نابودی اگزرژی در اجزای مختلف چرخه SCO_2

اجزای سیستم	رابطه	نابودی اگزرژی
توربین فشار بالا	$\dot{E}_1 - \dot{E}_2 - \dot{W}_{HPT}$	۰/۴۹۸۶
بازیاب دما بالا	$\dot{E}_2 - \dot{E}_3 - \dot{E}_7 + \dot{E}_8$	۱۶/۸۴
بازیاب دما پایین	$(\dot{E}_3 - \dot{E}_4) - (\dot{E}_7 - \dot{E}_6)$	۲/۴۶۲
کمپرسور	$\dot{E}_5 - \dot{E}_6 + \dot{W}_{Com}$	۰/۲۵۵
کمپرسور مجدد	$\dot{E}_4 - \dot{E}_9 + \dot{W}_{Recom}$	۱۶/۰۳
توربین فشار پایین	$\dot{E}_{10} - \dot{E}_3 - \dot{W}_{LPT}$	۰/۲۷۲
گرم کن ۱	$\dot{E}_8 - \dot{E}_1 + \dot{E}_{in,H_1}$	۶/۶۰۵
گرم کن ۲	$\dot{E}_9 - \dot{E}_{10} + \dot{E}_{in,H_2}$	۷/۴۶۶
خنک کن	$(\dot{E}_4 - \dot{E}_5) - \dot{Q}_{Cooler} \times \left(\frac{1-T_0}{T_{average}}\right)$	۱۷/۲۶

مقادیر نابودی اگزرژی در هر یک از اجزا طبق فرمول‌های مشخص شده، محاسبه گردیده که نابودی اگزرژی کل سیستم برابر با ۶۷/۶۸ است. شکل ۸ نیز، نابودی اگزرژی اجزای سیستم با تغییرات دور موتور را نشان می‌دهد.

در پایان نیز به مطالعه تاثیر دور موتور بر روی نابودی اگزرژی کل پرداخته شده‌است نتایج در شکل ۸ آورده شده‌است.

heat recovery. Energy Conversion and Management. 2018 April;161: 225-233.

[5] Song J, Li X, Wang K. and Markides CN. Parametric optimization of a combined supercritical CO₂ cycle and organic Rankine cycle system for internal combustion engine waste heat recovery. Energy Conversion and Management, 2020 August;218:1-15.

[6] Pan M, Bian X, Zhu Y and Xiao G. Thermodynamic analysis of a combined supercritical CO₂ and ejector expansion refrigeration cycle for engine waste heat recovery. Energy Conversion and Management. 2020 August; 224:1-15.

[7] Wu C, Xu X, Li Q, Wang Sh and Liu Ch. Proposal and assessment of a combined cooling and power system based on the regenerative supercritical carbon dioxide Brayton cycle integrated with an absorption refrigeration cycle for engine waste heat recovery. Energy Conversion and Management. 2020 March;207:1-12.

[8] Mohammadkhani F, Yari M and Ranjbar F. A zero-dimensional model for simulation of a diesel engine and exergoeconomic analysis of waste heat recovery from its exhaust and coolant employing a high-temperature Kalina cycle. Energy Conversion and Management, 2019 July;198:1-15.

[9] Yun KT, Cho H, Luck R and Mago P. Modeling of reciprocating internal combustion engines for power generation and heat recovery. Applied Energy. 2020 July;102:327-335.

اگرزور به بهبود عملکرد موتور و کاهش زمان خروج گازهای خروجی کمک می‌کند.

✓ تغییرات دور موتور بر روی کار خالص و بازده گرمایی چرخه فوق بحرانی کربن دی‌اکسید تاثیر مستقیم دارد و با افزایش دور موتور، مقادیر کار خالص و بازده انرژی نیز افزایش می‌یابد. اما، بازده اگرزوری بدلیل افزایش برگشت‌ناپذیری ناشی از افزایش اختلاف دما افزایش می‌یابد.

✓ با افزایش دمای میانگین چرخه SCO₂ توان و بازده چرخه ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد، اما بازده اگرزوری روندی کاملاً کاهشی را بدلیل افزایش برگشت‌ناپذیری‌ها دارد.

۵- نمادها

B	قطر سیلندر (متر)
BDC	نقطه مرگ بالا
$bmeP$	فشار موثر ترمزی
$fmeP$	فشار موثر اصطکاکی
H	آنتالپی
$imeP$	فشار موثر متوسط اندیکاتوری
LHV_{fuel}	ارزش گرمایی پایین سوخت
M_{ex}	جرم گاز خروجی
N	تعداد سیلندر
N_e	دور موتور (دور بر دقیقه)
P	فشار (بار)
$3P_b$	توان ترمزی (کیلووات)
P_{max}	حداکثر فشار
R	ثابت گاز
R_C	نسبت تراکم
S	کورس پیستون (متر)
T	دما (کلوین)
TDC	نقطه مرگ بالا
T_w	دمای دیواره
U	انرژی درونی
V	حجم سیلندر (متر مکعب)
V_c	حجم تراکم (متر مکعب)
V_d	حجم جابجایی (متر مکعب)
W	کار
W_{net}	کار خالص

۶- مراجع

[۱]. ح. شامخی، مبانی موتورهای احتراق داخلی، انتشارات دانشگاه خواجه نصیر طوسی، تهران، ۱۳۹۶.

[۲]. س. صنایع، مبانی موتورهای احتراق داخلی، انتشارات دانشگاه علم و صنعت، تهران، ۱۳۹۳.

[3] Zhang R, Su W, Lin X, and Zhao L. Thermodynamic analysis and parametric optimization of a novel S-CO₂ power cycle for the waste heat recovery of internal combustion engines, Energy, 2020 June; 209:1-14.

[4] Song J, Li X, Ren X and Gu C. Performance improvement of a preheating supercritical CO₂ based system for engine waste