



تحلیل عملکرد ترمواکونومیکی یک سیستم تولید همزمان مقیاس کوچک بر پایه موتور دیزل

نوید فرخی¹، جاماسب پیرکندی^{2*}، مهران نصرت الهی³

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی - واحد ایلخچی، ایلخچی

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران

3- دانشیار، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران

*تهران، صندوق پستی 3159916111، jpirkandi@mut.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 13 خرداد 1395

پذیرش: 02 شهریور 1395

ارائه در سایت: 01 آبان 1395

کلید واژگان:

موتور دیزل

سیستم تولید همزمان

آگزروی

ترمواکونومیک

چکیده

در این پژوهش یک سیستم تولید همزمان توان و گرما بر پایه موتورهای دیزل مورد مطالعه قرار می‌گیرد. به همین منظور پس از مدل‌سازی اجزای مختلف چرخه، تحلیل پارامتری بر اساس قوانین اول و دوم ترمودینامیک برای یک سیستم تولید همزمان انجام می‌شود. در این بررسی به جای مدل‌سازی مرسوم چرخه استاندارد هوا، چرخه استاندارد هوا و سوخت و همچنین فرآیند احتراق شبیه‌سازی می‌گردد که باعث بیشتر شدن دقت نتایج می‌شود. با این وجود، از آنجا که چرخه استاندارد دیزل تفاوت‌های بسیاری با چرخه واقعی دارد، نتایج تحلیل آن تا حدی متفاوت با نتایج حاصل از تحلیل چرخه واقعی خواهد بود. به همین دلیل در بخش دیگری از کار حاضر، گاز خروجی از محفظه احتراق یک موتور دیزل واقعی تولید داخل نیز برای شبیه‌سازی سیستم تولید همزمان مورد استفاده قرار می‌گیرد و مبادله‌کن گرمای سیستم تولید همزمان از نظر آگزروی و اقتصادی بررسی می‌شود. با به کارگیری سیستم در نظر گرفته شده ملاحظه می‌گردد که می‌توان از اتلافات گاز خروجی موتور برای گرم نمودن 0.17 کیلوگرم بر ثانیه آب از دمای 25°C تا 68.64°C استفاده نمود. این کار بازده کلی سیستم را در حدود 20% و تا حدود 80% افزایش می‌دهد. البته مقدار تخریب آگزروی در مبادله‌کن گرما به نسبت زیاد است که این مربوط به فرآیند انتقال گرما و اختلاف دمای زیاد در مبادله‌کن گرما می‌باشد.

Thermoeconomic performance analysis of a small-scale CHP system based on diesel engine

Navid Farrokhi¹, Jamasb Pirkandi^{2*}, Mehran Nosratolahi²

1- Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University -Ilkhchi branch, Ilkhchi, Iran

2- Department of Aerospace Engineering, Malek-Ashtar University of Technology, Tehran, Iran

*P.O.B. 3159916111, Tehran, Iran, jpirkandi@mut.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 02 June 2016
Accepted 23 August 2016
Available Online 22 October 2016

Keywords:
Diesel engine
Combined heat and power (CHP) system
Exergy
Thermoeconomic

ABSTRACT

In the current study a combined heat and power (CHP) system based on diesel engines is studied. After modeling the different components of a CHP system, the system is investigated parametrically according to first and second laws of thermodynamics. In this investigation instead of modeling the air standard cycle, the fuel air standard cycle and fuel combustion are simulated, which leads to more accurate results. However, a standard cycle has many differences with an actual cycle, and therefore the results of its analysis will be, to some extent, different from the results of analyzing the corresponding actual cycle. Therefore, the exhaust gas from combustion chamber of a diesel engine is also used to simulate the CHP system, and the heat exchanger of the CHP is investigated from exergetic and economic viewpoints. It was seen that, applying the pre-described system, it is possible to warm up 0.17kg/s water from 25°C to 68.64°C. This enhances the overall efficiency of the system about 20%, raising it up to 80%. Exergy destruction in heat exchanger is slightly high which is due to heat transfer process and high temperature difference in the heat exchanger.

1- مقدمه

قابل‌اطمینان و کم‌خطر برای محیط‌زیست هستند گسترش پیدا کند. در دنیایی با منابع طبیعی محدود و افزایش تقاضای انرژی در اثر توسعه کشورها، بسیار مهم است که روش‌هایی اصولی برای بهبود طراحی سیستم‌های انرژی و نیز کاهش اثرات آن‌ها بر محیط‌زیست ارائه شود [1]. یکی از روش‌های مناسب برای استفاده بیشتر از منابع تولید انرژی و توان، استفاده از واحدهای تولید توان و گرمایی است که از یک منبع سوخت استفاده می‌نمایند و با

انرژی بخش مهمی از زندگی و یکی از عناصر اصلی برای دستیابی به اهداف مشترک اقتصادی، اجتماعی و زیست‌محیطی برای رسیدن به توسعه پایدار در هر کشور است. مقطع زمانی حاضر در زمینه تولید انرژی مقطع بسیار بااهمیتی است. امروزه نه تنها باید وابستگی به منابع نامناسب سوخت و انرژی کمتر شود، بلکه باید منابع طبیعی و کم‌هزینه سوخت و انرژی که

Please cite this article using:

N. Farrokhi, J. Pirkandi, M. Nosratolahi, Thermoeconomic performance analysis of a small-scale CHP system based on diesel engine, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 10, pp. 375-383, 2016 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

N. Farrokhi, J. Pirkandi, M. Nosratolahi, Thermoeconomic performance analysis of a small-scale CHP system based on diesel engine, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 10, pp. 375-383, 2016 (in Persian)

دادند.

بوجوداینکه بیش از 30 سال است که سرمایه‌گذاری‌های زیادی برای افزایش بازدهی در بخش صنعت انجام می‌گیرد، هنوز مقدار قابل توجهی انرژی در این بخش تلف می‌شود. بنابراین پتانسیل بالایی برای بهبود بازدهی در این بخش وجود دارد [9]. مطالعات بسیاری برای امکان‌سنجی CHP در صنایع مختلف انجام شده است که در ادامه به چند مورد اشاره می‌شود. به‌تازگی با همکاری [10] پتانسیل تولید همزمان را در صنایع کاغذسازی ویتنام ارزیابی کردند. صنایع کاغذسازی نیاز مداومی به انرژی‌های حرارتی و الکتریکی دارد. بررسی‌ها در 6 کارخانه بزرگ نشان داد که تولید همزمان یک انتخاب مناسب برای این صنعت است. زمان بازگشت سرمایه 3 تا 5 سال محاسبه شده است. پانو و همکاران [11] امکان‌سنجی CHP را در صنعت ماکارونی ایتالیا به‌منظور صرفه‌جویی در مصرف انرژی و کاهش گازهای آلاینده انجام دادند. نتایج مطالعه صورت گرفته نشان داد که بهترین محرک‌های اصلی CHP برای به‌کارگیری در این صنعت، موتورهای احتراق داخلی و توربین‌های گازی هستند. موجیبا و همکاران [11] سیستم تولید همزمان را برای صنعت تولید تخته بررسی کردند. تحلیل اقتصادی بر پایه‌ی هزینه کل سالانه انجام شد. زمان بازگشت سرمایه برای این سیستم در حدود 2.6 سال است. وانگ و همکاران [12] عملکرد چرخه‌های مختلف CHP را در صنعت سیمان بررسی کردند. نتایج نشان می‌دهد که از میان چرخه‌های متعدد بررسی‌شده، چرخه کالینا بهترین عملکرد را از نظر بازده قانون دوم دارد و در شرایط مشابه، چرخه‌ی رانکین دارای ضعیف‌ترین عملکرد می‌باشد.

کاتسانوس و همکاران [13] ORC یا همان چرخه‌ی رانکین آلی را برای بازیابی گرما در موتورهای دیزلی مورد استفاده قرار دادند. ژانگ و همکاران [14] طراحی اوابراتور لوله‌پره‌ای را برای بازیابی گرما از موتور دیزل از دیدگاه انتقال حرارت مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. در این تحقیق ابتدا یک مدل ریاضی برای طراحی اوابراتور بر اساس هندسه اوابراتور و سیال عامل گذرنده از آن انتخاب گردید، سپس تحلیل انتقال حرارتی آن در دورها و بارهای مختلف موتور دیزل انجام گرفت. فن د بلد و همکاران [15] به‌کارگیری روغن پیرولیتی و سوخت‌های مشتق از آن را در موتور دیزل برای کاربردهای CHP مورد بررسی قرار دادند. این سوخت‌ها از نظر امکان به‌کارگیری قابل‌رقابت با سوخت‌های موجود شناخته شدند. شوکتی و همکاران [16] بازیابی گرما از سلول آزمون موتور را با به‌کارگیری چرخه‌ی رانکین با سیال آلی مورد مطالعه پارامتریک قرار دادند. نتایج نشان داد که چرخه رانکین با سیال آلی با بهره‌گیری از گرمای اتلافی، توانی معادل 8.85% توان موتور را بازیابی می‌کند. موریکونی و همکاران [17] یک نیروگاه حرارتی برای کاربرد CHP با موتور دیزل و سلول سوختی اکسید جامد را طراحی نمودند. نتایج آزمون‌های اولیه و بازده مناسب آن در کار آن‌ها ذکر شده است. یاغلی و همکاران [18] تحلیل انرژی چرخه رانکین آلی فروبهرانی و فرابهرانی را برای بازیابی گرما از سیستم CHP تغذیه‌شده توسط بیوگاز انجام دادند. ایشان هم‌چنین سیستم طراحی‌شده را مورد بهینه‌سازی قرار دادند.

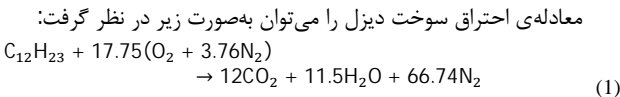
در بیشتر پژوهش‌های از این دست برای سادگی بیشتر کار تنها به بررسی چرخه‌ی استاندارد هوا پرداخته می‌شود که تفاوت‌های زیادی با چرخه‌ی واقعی دارد و انحراف قابل توجهی را از آن نشان می‌دهد. هم‌چنین فرایند احتراق تنها به‌صورت افزودن انرژی در نظر گرفته می‌شود. حال آنکه در این مطالعه، با در نظر گرفتن اجزای واکنش‌دهنده و اجزای محصول احتراق، چرخه‌ی هوا سوخت در نظر گرفته‌شده و فرایند احتراق شبیه‌سازی گردیده

بهره‌برداری از هرگونه انرژی اتلافی، دمای انرژی اتلافی سیستم را به دمای محیط نزدیک‌تر می‌کنند. این کار نه‌تنها باعث بالا رفتن بازده سیستم (از دیدگاه قانون اول ترمودینامیک) می‌شود، بلکه کارایی آن (از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک) را نیز تا حد امکان بالا می‌برد. اینجاست که سیستم تولید همزمان برق و حرارت¹ (CHP) وارد حوزه‌ی تولید انرژی و توان می‌شود و در قالب جایگزینی مناسب عمل می‌کند. در آینده‌ای نزدیک که بازده بالای تولید انرژی نه یک انتخاب، بلکه یک الزام خواهد بود، این جایگزین یک چالش جهانی مهم است و تولید همزمان برق و حرارت، قسمتی از یک راه‌حل کوتاه‌مدت و درازمدت پایدار می‌باشد [2].

مطالعات متعددی در مورد کاربردهای سیستم‌های CHP در بخش خانگی صورت گرفته است که در ادامه به تعدادی از آن‌ها اشاره می‌شود. رن و همکاران [3] اندازه بهینه سیستم CHP را برای مصارف خانگی بررسی کردند و دریافتند که اندازه بهینه سیستم CHP به عواملی مانند سرمایه‌گذاری اولیه، قیمت حامل‌های انرژی و همچنین به قوانین موجود برای کاهش انتشار گازهای مضر بستگی دارد. همچنین وجود یک مخزن ذخیره گرمای بهینه می‌تواند عمر مفید سیستم را افزایش دهد. کن و همکاران [4] بررسی اقتصادی، انرژی و انرژی یک نیروگاه حرارتی تولید همزمان واقع در استانبول ترکیه را انجام دادند. سیستم تحت بررسی در کل 180MW برقی تولید می‌کند و همچنین گرمای بازیابی شده به‌منظور گرمایش خانه‌های شهر و کارخانه‌های اطراف نیروگاه مورداستفاده قرار می‌گیرد. مدت‌زمان بازگشت سرمایه با توجه به سرمایه‌گذاری اولیه 173 میلیون دلاری، در حدود سه و نیم سال به دست می‌آید. بنابراین عملکرد نیروگاه کاملاً اقتصادی و پربازده است. پالیارینی و همکاران [5] مطالعه‌ی عملی سیستم CHP را همراه با سیستم ذخیره گرما برای تأمین نیازهای حرارتی پردیس دانشگاه پارما ارائه کردند. یک مدل ساده برای سیستم ذخیره گرما پیشنهاد شد که با دارا بودن ابزار طراحی انعطاف‌پذیر، امکان تحلیل اقتصادی و انرژی و بررسی ظرفیت سیستم، دور موتور محرک CHP و پروفیل بار حرارتی ساعتی را فراهم می‌سازد. با انتخاب یک سیستم CHP بر پایه‌ی موتور احتراق داخلی گازی با ظرفیت 5MW همراه با یک سیستم ذخیره‌ی گرما به حجم 1500m^3 ، زمان بازگشت سرمایه 3.5 سال و برای حالت بدون سیستم ذخیره گرما زمان بازگشت سرمایه 4.4 سال به‌دست می‌آید. ماگو و همکاران [6] ترکیب سیستم CHP با یک چرخه رانکین را برای برآورد نیازهای حرارتی و الکتریکی یک ساختمان تجاری کوچک مورد مطالعه قرار دادند و عملکرد اقتصادی، زیست‌محیطی و بازدهی سیستم را در مناطقی با آب‌وهوای مختلف ارزیابی کردند. نتایج کار آن‌ها نشان داد که عملکرد سیستم به‌شدت به محل نصب آن بستگی دارد که به دلیل متغیر بودن بار حرارتی ساختمان در مناطقی با آب‌وهوای متفاوت است. اخیایی و همکاران [7] طراحی بهینه و شرایط عملکردی سیستم میکروتوربین گازی را با حداقل هزینه تولید انرژی و با احتساب آلاینده‌های CO_2 ، CO و NO_x موجود در خروجی توربین گاز بررسی کردند. مورد مطالعه، ساختمانی 10 طبقه در تهران در نظر گرفته شده بود. نتایج نشان داد که هزینه‌های مربوط به سرمایه‌گذاری اولیه سهم بزرگی از هزینه تولید انرژی الکتریکی را تشکیل می‌دهد. رودریگز و همکاران [8] مطالعه‌ی در مورد امکان‌سنجی اقتصادی و کاهش مصرف انرژی و آلاینده‌ی ساختمان انجام دادند. ایشان با ترکیب گرمایش خورشیدی و سیستم CHP به‌صورت‌های مختلف، تحلیل جامعی در مورد سیستم‌های هیبریدی صورت

¹ Combined heat and power

8. کلیه اجزای سیستم به جز موتور دیزل، آدیباتیک در نظر گرفته شده‌اند.



البته باید توجه داشت که در صورت استفاده از هوای اضافه باید مقدار این هوای اضافه در معادله وارد گردد که در استخراج نتایج این مسئله لحاظ گردیده است.

2-1-2- روابط حاکم بر تحلیل انرژی و انرژی²

انرژی، کیفیت ترمودینامیکی مقدار معینی انرژی را بیان می‌کند و قانون دوم ترمودینامیک به‌عنوان مکملی برای قانون اول ترمودینامیک، ارزش واقعی ترمودینامیکی انرژی منتقل شده و نیز ناکارایی فرآیند یا سیستم را مشخص می‌سازد [20]. بازده انرژی عملکرد واقعی یک فرآیند یا سیستم را با نمونه‌ی آرمانی آن مقایسه می‌کند و تخریب انرژی تلفاتی را که مانع بازدهی می‌شود مشخص می‌سازد [21].

برای تحلیل قانون اول در مورد مبادله‌کن گرما رابطه‌ی زیر برقرار خواهد بود:

$$\dot{m}_{exh} \cdot (h_6 - h_7) = \dot{m}_w \cdot (h_{w,out} - h_{w,in}) \quad (2)$$

در مورد سیستم CHP مورد مطالعه، کارایی مبادله‌کن گرما برابر 0.8 در نظر گرفته می‌شود. برخلاف انرژی، برگشت‌ناپذیری می‌شود ولی به دلیل وقوع برگشت‌ناپذیری‌ها تخریب می‌شود. دلایل اصلی وقوع برگشت‌ناپذیری‌های داخلی عبارت‌اند از اصطکاک، انبساط نامحدود، اختلاط و واکنش‌های شیمیایی. درحالی‌که برگشت‌ناپذیری‌های خارجی بیشتر به دلیل انتقال حرارت بر اثر اختلاف دمای محدود رخ می‌دهد. در واقع انرژی وقتی تلف می‌شود که انرژی یک جریان به محیط تخلیه شود [22]. در غیاب اثرات هسته‌ای، مغناطیسی، الکتریکی و کشش سطحی، انرژی کل سیستم به چهار جزء متمایز تقسیم می‌شود. دو جزء مهم از این چهار جزء، انرژی فیزیکی و انرژی شیمیایی است. انرژی فیزیکی متناسب است با کار قابل حصول در انتقال یک سیستم از حالت اولیه‌اش به حالتی که در تعادل مکانیکی و گرمایی با محیط باشد. همچنین انرژی شیمیایی متناسب است با کار قابل حصول در انتقال سیستمی که در تعادل مکانیکی و حرارتی با محیط است به حالتی که پایدارترین ساختار را در تعادل با محیط داشته باشد [23].

برای تحلیل قانون دوم رابطه‌ی زیر برقرار خواهد بود:

$$\dot{E}_Q + \sum \dot{m}_i e_i = \dot{E}_W + \sum \dot{m}_e e_e + \dot{E}_{dest} \quad (3)$$

اندیس‌های i و e نشانگر حالت‌های ورودی و خروجی به حجم کنترل و خروجی از آن هستند و \dot{E}_{dest} نرخ تخریب انرژی است. جملات دیگر معادله‌ی (3) عبارت‌اند از:

$$\begin{aligned} \dot{E}_Q &= \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \cdot \dot{Q}_i \\ \dot{E}_Q &= \sum \dot{W} \\ \dot{E} &= \dot{E}_{ph} + \dot{E}_{ch} \\ \dot{E} &= \dot{m}e \\ e_{ph} &= (h - h_0) - T_0(s - s_0) \end{aligned} \quad (4)$$

انرژی شیمیایی مخلوط گازی از رابطه زیر به دست می‌آید:

است و اثر نسبت هوا به سوخت بر روی متغیرهای مورد مطالعه بررسی گردیده است.

2- مواد و روش‌ها

در این بخش در ابتدا یک چرخه‌ی کامل شامل موتور دیزل، توربوشارژر و سیستم CHP متصل شده به آن مورد بررسی کامل انرژی قرار می‌گیرد. در ادامه گاز خروجی موتور تیپ 1006.6TG2A شرکت پرکینز¹ و سیستم CHP در نظر گرفته شده برای آن با در نظر گرفتن این که یک موتور واقعی انحراف قابل توجهی از چرخه‌های استاندارد را نشان می‌دهد، مورد مطالعه‌ی ترموآکونومیکی قرار می‌گیرد.

2-1- شبیه‌سازی مدل بر اساس فرآیند احتراق

شکل 1 طرح‌واره‌ی از سیستم CHP مورد بررسی را نشان می‌دهد. همان‌گونه که مشخص است، گازهای گرم ناشی از احتراق خروجی از منیفولد خروجی پس از گذر از توربوشارژر وارد مبادله‌کن گرما و در آنجا باعث گرم شدن آب گذرنده از مبادله‌کن می‌شود [19].

موتور مورد بررسی دارای نسبت تراکم 15، نسبت هوا به سوخت 20 و نسبت فشار کمپرسور 3 است. دبی و دمای گاز در خروجی توربوشارژر و همچنین دبی و دمای آب وارد شونده به مبادله‌کن به ترتیب برابر 0.21kg/s، 514°C و 0.5kg/s، 25°C می‌باشد. لازم به یادآوری است که نقاط 3 و 4 که به ترتیب نشان‌دهنده دمای گازهای درون سیلندر پس از مرحله تراکم و احتراق می‌باشند، درون موتور قرار می‌گیرند.

2-1-1- فرضیات

فرضیات صورت گرفته در این بررسی به شرح زیر است:

- سیستم تولید همزمان مورد مطالعه در شرایط پایا کار می‌کند.
- روابط گازهای آرمانی برای هوا و گازهای خروجی به کار گرفته شده است.
- چرخه‌ی کاری موتور، چرخه‌ی دیزل در نظر گرفته شده است.
- واکنش احتراق در موتور کامل فرض شده است.
- از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر شده است.
- شرایط مرجع $T_0=25^\circ\text{C}$ و $P_0=10^5\text{Pa}$ در نظر گرفته شده است.
- به دلیل اینکه حالت آب در خروجی موتورهای احتراق داخلی در اصل بخار است، محاسبات بر مبنای ارزش حرارتی پایین سوخت (LHV) انجام گرفته است.

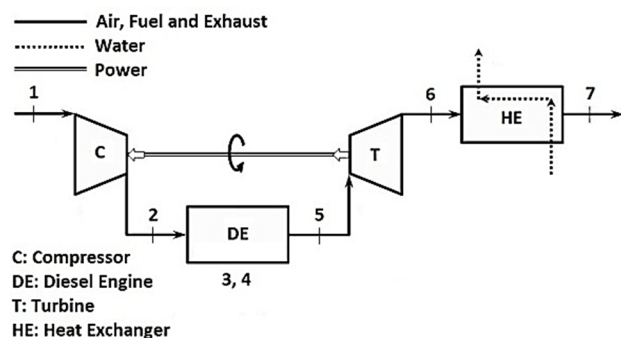


Fig. 1 Schematic of the studied CHP system [19]

شکل 1 طرح‌واره‌ی از سیستم CHP مورد بررسی [19]

² Exergy

¹ Perkins

محصول است و لزوماً یک سوخت واقعی مانند گاز طبیعی، سوخت دیزل و غیره نیست. سوخت و محصول هر دو برحسب جملات آگزرژی بیان می‌شوند.

2-1-3-1-3- روابط حاکم بر تحلیل آگزرژواکونومی¹

برای تحلیل آگزرژواکونومی دیدگاه‌های مختلفی در منابع علمی مطرح شده است. در این مطالعه از دیدگاه (SPECO)² استفاده شده است. این روش بر پایه آگزرژی، بازده آگزرژی و معادلات کمکی برای اجزای سیستم حرارتی بنا شده است و شامل سه مرحله زیر است: الف. شناسایی جریان‌های آگزرژی، ب. تعریف سوخت و محصول برای هر یک از اجزای سیستم و پ. تخصیص معادلات هزینه [26].

2-1-3-1-2- مدل اقتصادی

مدل اقتصادی هزینه‌ای را که برای خرید تجهیزات، تعمیرات و نگهداری آن‌ها مورد نیاز است (هزینه‌ی اولیه) تخمین می‌زند. به‌منظور تعریف تابع هزینه‌ای که به پارامترهای بهینه‌سازی وابسته باشد ابتدا باید هزینه اولیه هر یک از اجزای سیستم برحسب مشخصات ترمودینامیکی آن بیان شود. هزینه‌ی موردنیاز برای خرید جزء k با نماد Z_k نشان داده می‌شود. این هزینه برای هر یک از اجزای سیستم مطابق با بهای آن‌ها در سال 2014 برابر است با:

الف. کمپرسور [27]

$$Z_C = \left(\frac{75\dot{m}_{air}}{0.9 - \eta_C} \right) \left(\frac{P_e}{P_i} \right) \ln \left(\frac{P_e}{P_i} \right) \quad (17)$$

ب. موتور دیزل [28]

$$Z_{DE} = -69.355 \times \ln(W_{DE}) + 863.55 \quad (18)$$

پ. توربین [27]

$$Z_T = \left(\frac{1536\dot{m}_g}{0.92 - \eta_T} \right) \ln \left(\frac{P_i}{P_e} \right) (1 + \exp(0.036T_i - 54.4)) \quad (19)$$

ت. مبدل حرارتی [27]

$$Z_{HE} = 130 \left(\frac{A_{HE}}{0.093} \right)^{0.78} \quad (20)$$

برای تبدیل هزینه‌ی خرید هر یک از اجزای سیستم به هزینه اولیه در واحد زمان می‌توان نوشت [27]:

$$\dot{Z}_k = Z_k \cdot CRF \cdot \phi / (N \times 3600) \quad (21)$$

درواقع \dot{Z}_k نرخ هزینه‌ی اولیه هر یک از تجهیزات برحسب دلار بر ثانیه می‌باشد. در رابطه بالا ϕ ضریب نگهداری برابر 1.06، N تعداد ساعات کارکرد سیستم در سال (در این مطالعه 7500 ساعت) و CRF ضریب بازگشت سرمایه و برابر است با:

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (22)$$

در رابطه بالا i نرخ بهره‌ی سرویس‌های مالی (10%) [29] و n عمر سیستم برحسب سال (20 سال) است.

2-2-3-1-2- معادلات توازن هزینه

برای هر جریان آگزرژی در سیستم، پارامتری به نام نرخ هزینه‌ی جریان C [\$/s] تعریف می‌شود. معادله توازن هزینه برای هر جزء از سیستم که گرما گرفته و کار انجام می‌دهد به صورت زیر است [30]:

$$\sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{w,k} = \dot{C}_{q,k} + \sum_i \dot{C}_{i,k} + \dot{Z}_k \quad (23)$$

که در آن \dot{Z}_k نرخ هزینه‌ی اولیه جزء k ام، اندیس‌های i و e معرف جریان‌های ورودی و خروجی و $\dot{C}_{w,k}$ و $\dot{C}_{q,k}$ به ترتیب نشانگر هزینه‌های مرتبط با انتقال

$$e_{ch}^{mix} = \left[\sum_{i=1}^n X_i e_{ch,i} + RT_0 \sum_{i=1}^n X_i \ln(X_i) \right] \quad (5)$$

در معادله‌ی بالا X_i نسبت مولی اجزای مخلوط و $e_{ch,i}$ آگزرژی شیمیایی هر یک از اجزاست.

آگزرژی شیمیایی سوخت‌های مایع (LF) که به‌صورت C_4H_{10} هستند در واحد جرم برابر است با [24]:

$$\frac{e_{ch,LF}}{LHV_{LF}} = \gamma_{LF} = 1.04224 + 0.011925 \frac{b}{a} - \frac{0.042}{a} \quad (6)$$

که γ نشانگر تابع درجه آگزرژی سوخت است.

همچنین نرخ تخریب آگزرژی با فرض جریان پایا در هر یک از اجزای

سیستم برابر است با:

$$\dot{E}_{dest} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (7)$$

که \dot{S}_{gen} نرخ تولید آنتروپی در جزء موردنظر است. تحلیل ترمودینامیکی سیستم‌های توان شامل ارزیابی عملکرد هر یک از اجزای سیستم نیز می‌شود.

بازده آگزرژی به‌صورت زیر تعریف می‌شود [25]:

$$\varepsilon = \left(\frac{\text{exergy in products}}{\text{total exergy input}} \right) \quad (8)$$

بازده آگزرژی برای هر یک از اجزای سیستم برابر است با:

$$\varepsilon_C = \frac{h_e - h_i - T_0(s_e - s_i)}{h_e - h_i} \quad (9)$$

$$\varepsilon_T = \frac{h_i - h_e - T_0(s_i - s_e)}{h_i - h_e} \quad (10)$$

$$\varepsilon_{HE} = \frac{(\dot{E}_{out} - \dot{E}_{in})_{cold}}{(\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out})_{hot}} \quad (11)$$

بازده آگزرژی موتور دیزل را می‌توان به‌صورت حاصل تقسیم توان خالص خروجی به آگزرژی سوخت ورودی تعریف نمود:

$$\varepsilon_{DE} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_f} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_f e_f} \quad (12)$$

برای کل سیستم تولید همزمان برق و حرارت، بازده آگزرژی به‌صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\varepsilon_{cogen} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}_{process}}{\dot{E}_{in}} \quad (13)$$

$\dot{E}_{process}$ آگزرژی کل گرمای تولیدشده توسط سیستم است.

همچنین برای کل سیستم تولید همزمان برق و حرارت، ضریب

بهره‌برداری از سوخت برابر است با:

$$\eta_{cogen} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{process}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{m}_w(h_e - h_i)}{\dot{m}_f LHV} \quad (14)$$

به‌طور مشابه $\dot{Q}_{process}$ کل گرمای تولیدشده توسط سیستم CHP می‌باشد.

تحلیل کامل آگزرژی سیستم‌های تولید توان شامل محاسبه تخریب

آگزرژی در هر یک از اجزای سیستم و ارتباط دادن این تخریب با آگزرژی سوخت و تخریب آگزرژی کل سیستم است. نرخ تخریب آگزرژی در جزء k ام

سیستم را می‌توان با استفاده از رابطه‌ی زیر با نرخ آگزرژی سوخت کل سیستم مقایسه کرد:

$$\gamma_{dest,k} = \frac{\dot{E}_{dest,k}}{\dot{E}_f} \quad (15)$$

همچنین نرخ تخریب آگزرژی در جزء k ام سیستم را می‌توان با استفاده از

رابطه زیر با نرخ تخریب آگزرژی کل سیستم مقایسه کرد:

$$\gamma_{dest,k}^* = \frac{\dot{E}_{dest,k}}{\dot{E}_f} \quad (16)$$

برای تعریف جریان آگزرژی در هر یک از اجزای سیستم، لازم است مفاهیم سوخت و محصول برای اجزای سیستم تعریف شود. محصول نشانگر نتایج

مطلوب یک جزء یا سیستم و سوخت نشانگر منابع مصرف‌شده برای تولید

¹Exergoeconomic

²Specific exergy costing

می‌گیرد و در ادامه نتایج مطالعه‌ی ترموآکونومیکی موتور تیپ 1006.6TG2A و سیستم CHP در نظر گرفته شده برای آن -با در نظر گرفتن این که یک موتور واقعی انحراف قابل توجهی از چرخه‌های استاندارد را نشان می‌دهد- مورد بحث قرار می‌گیرد.

3-1- نتایج شبیه‌سازی مدل بر اساس فرآیند احتراق

شکل 2 تأثیر نسبت هوا به سوخت بر روی بازده موتور را نشان می‌دهد. همان گونه که مشخص است با افزایش این نسبت، به دلیل کاهش دمای آدیاباتیک شعله، توان موتور کاهش می‌یابد. همانند توان خالص خروجی بازده نیز با نسبت هوا به سوخت رابطه‌ی عکس دارد. بر این اساس برای استحصال بالاترین توان خروجی باید سوخت در نسبت استوکیومتری بسوزد که البته با توجه به ملاحظات هم‌چون دمای بیشینه چرخه در عمل این نسبت بالاتر و در محدوده‌ی 18-30 لحاظ می‌گردد.

شکل 3 تأثیر نسبت تراکم بر روی بازده موتور را نشان می‌دهد. مشخص است که با افزایش این نسبت می‌توان بیشتر از موتور دریافت و بازده بیشتری را ایجاد نمود. باین حال از آن جا که افزایش بیش‌ازاندازه‌ی نسبت تراکم می‌تواند ملاحظات در مورد دما و فشار بیشینه‌ی چرخه را به دنبال داشته باشد، نمی‌توان آن را از حد معینی فراتر برد. در نسبت‌های هوا به سوخت بالاتر مقدار پایین‌تری خواهد داشت که علت آن در بررسی شکل پیشین توضیح داده شد.

جدول 1 در پیوست مقدار خواص ترمودینامیکی مختلف برای نقاط 7 گانه‌ی چرخه را نشان می‌دهد. مقادیر آگرژی فیزیکی و شیمیایی و مقدار آگرژی کل در هر نقطه از چرخه در این جدول موجود می‌باشد.

شکل 4 نمودار مقدار تخریب آگرژی برای اجزای مختلف سیستم را نشان می‌دهد. همان گونه که از شکل مشخص است، بالاترین میزان تخریب آگرژی مربوط به موتور است. دلیل این مسئله به فرآیند احتراق بازمی‌گردد که فرآیندی است به شدت افزایش‌دهنده‌ی آنتروپی. پس از آن مبادله‌کن گرما قرار دارد که آن هم به دلیل اختلاف دمای زیاد جریان گازهای خروجی از توربین و آب گرم‌شونده تخریب آگرژی زیادی را در پی دارد. پس از آن کمپرسور و توربین قرار می‌گیرند (به ترتیب 36.75، 90.58 و 3.957 و 3.445 بر حسب kW).

شکل 5 تغییرات آهنگ تخریب آگرژی کل سیستم با نسبت هوا به سوخت را نشان می‌دهد. همان گونه که از شکل مشخص است، افزایش این نسبت با افزایش دبی گازهای تولیدی در فرآیند احتراق موجب افزایش آهنگ

گرما و کار است. معادله‌ی توازن هزینه در اصل به صورتی نوشته می‌شود که همه جملات آن مثبت باشد. بنابراین وقتی یکی از اجزای سیستم مانند کمپرسور که کار دریافت می‌کند مورد نظر باشد، جمله‌ی دوم طرف اول معادله می‌تواند با علامت مثبت به طرف راست معادله منتقل شود [21].

معادله‌ی بالا را می‌توان به صورت زیر نوشت [30]:

$$\sum (c_e \dot{E}_e)_k + c_{w,k} \dot{W}_k = c_{q,k} \dot{E}_{q,k} + \sum_i (c_i \dot{E}_i)_k + \dot{Z}_k \quad (24)$$

که در آن:

$$\dot{C}_j = c_j E_j \quad (25)$$

برای پیدا کردن هزینه تخریب آگرژی در هر یک از اجزای سیستم ابتدا لازم است که معادله توازن هزینه برای اجزای سیستم حل شود. در کاربرد معادله توازن هزینه برای اجزای سیستم معمولاً بیش از یک جریان ورودی و خروجی برای هر جزء وجود دارد. بنابراین تعداد هزینه‌های مجهول بیشتر از معادلات موجود است. برای حل این مشکل از قواعد سوخت (F) و محصول (P) دیدگاه SPECO استفاده می‌شود.

قاعده‌ی F به برداشت آگرژی از یک جریان در داخل یک جزء هنگامی که تفاضل آگرژی‌های ورودی و خروجی به عنوان سوخت جزء تعریف شده باشد، برمی‌گردد. قاعده F بیان می‌کند که هزینه‌ی مخصوص (هزینه در واحد آگرژی) برداشت آگرژی از جریان سوخت برابر است با هزینه‌ی مخصوصی که در آن همان آگرژی برداشته شده، در بالادست جزء مورد نظر به همان جریان داده می‌شود. قاعده P به افزایش آگرژی به یک جریان در داخل یک جزء برمی‌گردد. قاعده P بیان می‌کند که هر واحد آگرژی که به هر جریانی داده می‌شود با محصولات در همان هزینه‌ی متوسط (c_p) مرتبط است [26].

2-2- انتخاب توان مناسب

در این پژوهش به عنوان نمونه دیزل ژنراتور مورد نیاز برای تأمین برق مصرفی یک مجتمع مسکونی 50 واحدی مورد تحلیل و بررسی قرار می‌گیرد. اگر بار هر واحد برابر با 5kW در نظر گرفته شود، با استفاده از مقدار 0.4 برای ضریب همزمانی [31] می‌توان توان مصرفی کل مجتمع را حساب نمود.

$$P_t = SF \cdot N \cdot P \quad (26)$$

که SF ضریب همزمانی بار، P توان هر واحد مسکونی و N تعداد واحدها می‌باشد.

از رابطه‌ی بالا بار کل مجتمع برابر 100kW به دست می‌آید و بنابراین می‌توان از موتور تیپ 1006.6TG2A یا نظیر آن استفاده نمود.

3-2- انتخاب مبادله‌کن گرمای مناسب

در مبادله‌کن‌هایی که ضریب انتقال گرمای یک یا هر دو سیال کوچک باشد، مساحت انتقال گرمای زیادی مورد نیاز است. یکی از روش‌های افزایش این مساحت استفاده از سطوح گسترش‌یافته (پره‌ها) در یک یا هر دو طرف می‌باشد. سطوح گسترش‌یافته بسته به کاربرد می‌تواند شکل‌های مختلفی داشته باشد که در این پژوهش از مبادله‌کن گرمای پره لوله پیوسته استفاده می‌شود. پیوسته به این معنا که پره قرار گرفته روی یک لوله، به همگی لوله‌ها متصل می‌باشد. اندازه سطح تبادل نیز برابر 1.519m² به دست می‌آید.

3- نتایج و بحث

در این بخش نخست نتایج تحلیل چرخه‌ی کامل شامل موتور دیزل، توربوشارژر و سیستم CHP متصل شده به آن مورد بررسی کامل آگرژی قرار

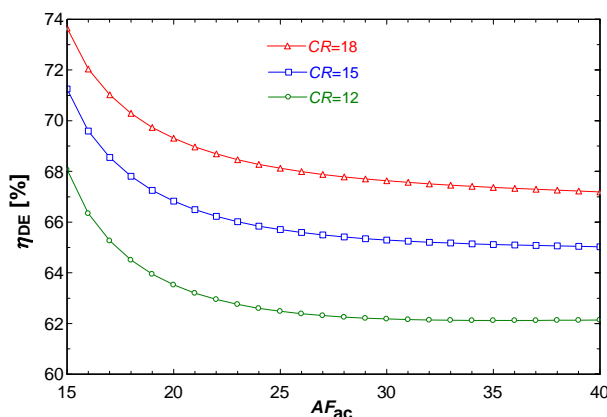


Fig. 2 Changes of engine efficiency with air-fuel ratio

شکل 2 تغییرات بازده موتور با نسبت هوا به سوخت

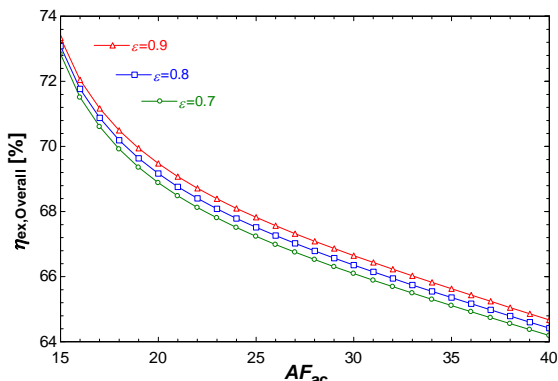


Fig. 6 Variations of exergy efficiency of the engine with air-fuel ratio
شکل 6 تغییرات بازده انرژی سیستم با نسبت هوا به سوخت

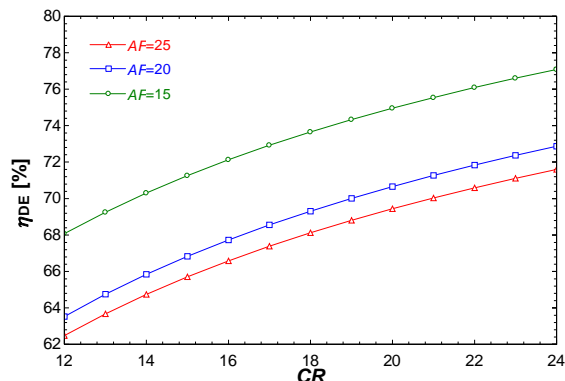


Fig. 3 Effect of compression ratio on the engine efficiency
شکل 3 تأثیر نسبت تراکم بر روی بازده ترمودینامیکی موتور

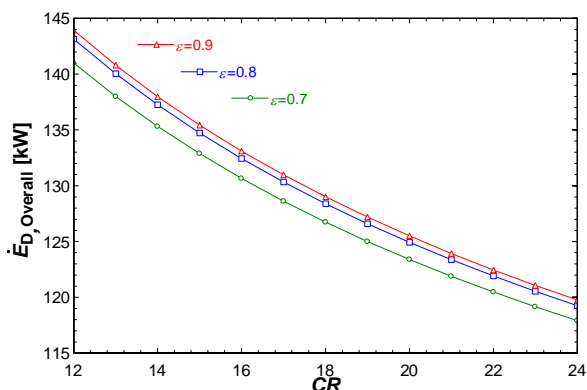


Fig. 7 Effect of compression ratio on the total exergy destruction of the system
شکل 7 تأثیر نسبت تراکم بر روی آهنگ تخریب انرژی کل سیستم

کاهش آهنگ تخریب انرژی به معنای افزایش بازده قانون دوم سیستم می‌باشد. این مسئله در شکل 8 به تصویر درآمده است. مشخص است که افزایش کارایی مبادله‌کن گرما بازده انرژی کل را افزایش می‌دهد. این مسئله به دلیل بیشتر شدن مقدار انتقال گرما و به دنبال آن افزایش بازیابی گرمای گاز خروجی از آگروز می‌باشد.

در کنار همه پارامترهای گفته شده، شاید بهترین مقایسه‌ای که بیانگر تأثیر به کارگیری CHP بر روی عملکرد دیزل ژنراتور است، بررسی میزان افزایش بازده کل سیستم از نظر قانون اول ترمودینامیک در صورت وجود CHP می‌باشد. همان گونه که در شکل 9 دیده می‌شود، نصب CHP بر روی

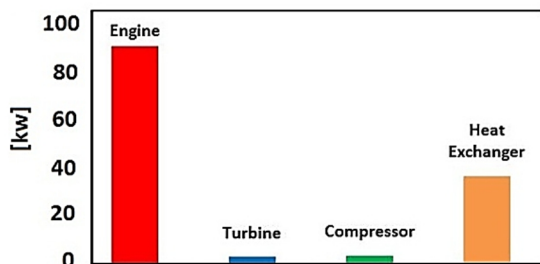


Fig. 4 Exergy destruction for different parts of the system
شکل 4 تخریب انرژی برای اجزای مختلف سیستم

تخریب انرژی در سیستم می‌شود. ملاحظه می‌گردد که تغییرات تقریباً به صورت خطی می‌باشد. افزایش کارایی مبادله‌کن گرما میزان تخریب انرژی را افزایش می‌دهد که این ناشی از بیشتر شدن مقدار انتقال گرما می‌باشد. تغییرات بازده انرژی (بازده قانون دوم) سیستم با نسبت هوا به سوخت در شکل 6 به نمایش درآمده است که روندی نزولی را نشان می‌دهد. هم‌چنین مشخص است که افزایش کارایی مبادله‌کن گرما بازده انرژی کل را افزایش می‌دهد. این مسئله به دلیل بیشتر شدن مقدار انتقال گرما و به تبع افزایش بازیابی گرمای گاز خروجی از آگروز می‌باشد. تأثیر نسبت تراکم بر روی آهنگ تخریب انرژی کل سیستم در شکل 7 نشان داده شده است. افزایش این نسبت با بالا بردن دمای بیشینه چرخه و در نتیجه بازده ترمودینامیکی سیستم، میزان تخریب انرژی را کاهش می‌دهد. ملاحظه می‌شود که افزایش کارایی مبادله‌کن گرما میزان تخریب انرژی را افزایش می‌دهد و این ناشی از بیشتر شدن مقدار انتقال گرما می‌باشد.

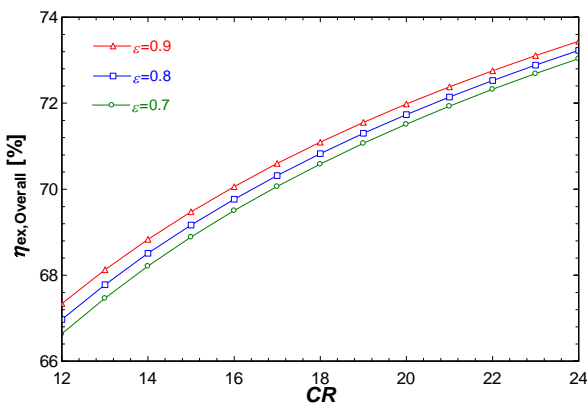


Fig. 8 Effect of compression ratio on the total exergy efficiency of the system
شکل 8 تأثیر نسبت تراکم بر روی بازده انرژی کل سیستم

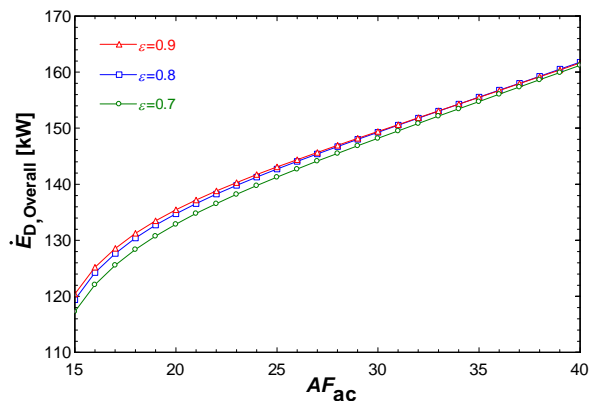


Fig. 5 Exergy destruction for different parts of the system
شکل 5 آهنگ تخریب انرژی کل سیستم بر اساس نسبت هوا به سوخت

نیز در نظر می‌گرفت. در این بخش به مطالعه‌ی سیستم CHP متصل به موتور واقعی 1006.6TG2A پرداخته می‌شود. از آنجا که این موتور را نمی‌توان با دقت زیادی توسط چرخه‌ی دیزل شبیه‌سازی نمود، مطالعه‌ی اگزروزواکونومیکی مربوط به سیستم CHP و بر اساس دمای گاز وارد شونده به مبادله‌کن گرما از خروجی توربین توربوشاژر می‌باشد. دبی و دمای گاز در خروجی توربوشاژر و همچنین دبی و دمای آب وارد شونده به مبادله‌کن به ترتیب برابر 0.07kg/s ، 550°C ، 0.17kg/s و 25°C می‌باشد.

مقدار بازده اگزروزی به‌دست آمده برای سیستم CHP موردبحث برابر 13.45% به دست می‌آید و می‌تواند دمای آب را تا 68.64°C بالا ببرد. شکل 11 بازده قانون دوم یا همان بازده اگزروزی برحسب کارایی مبادله‌کن گرما را نشان می‌دهد. همان‌گونه که مشاهده می‌شود با افزایش کارایی مبادله‌کن گرما، بازده اگزروزی مبادله‌کن نیز افزایش می‌یابد، به‌گونه‌ای که برای دمای گاز ورودی برابر 550°C از 7.76% برای کارایی 0.5 تا 14.62% برای کارایی 0.85 افزایش می‌یابد. همچنین ملاحظه می‌شود که افزایش دمای گاز داغ ورودی باعث افزایش بازده اگزروزی می‌گردد، که این به دلیل افزایش دمای منبع دمابالای سیستم می‌باشد.

همچنین شکل 12 نمودار تخریب اگزروزی برحسب کارایی مبادله‌کن را نشان می‌دهد. آن‌گونه که از شکل مشخص است، با افزایش کارایی تا حدود 0.85 تخریب اگزروزی با آهنگی کندشونده افزایش می‌یابد.

در کل با در نظر گرفتن افزایش بازدهی اگزروزی ناشی از بالا بردن کارایی مبادله‌کن می‌توان تأثیر کارایی را مثبت در نظر گرفت. مشخص است که افزایش دمای گاز داغ ورودی باعث افزایش تخریب اگزروزی می‌گردد و این به دلیل افزایش تلفات اگزروزی ناشی از انتقال گرما است. در ادامه تحلیل اگزروزواکونومی برای سیستم CHP موردنظر انجام می‌شود که نتایج آن به شرح زیر است. شکل 13 نشان‌دهنده هزینه اولیه مبادله‌کن Z_{HE} برای مقادیر مختلف کارایی مبادله‌کن ε می‌باشد.

همان‌گونه که مشخص می‌باشد افزایش ε که به معنای بیشتر شدن سطح تبادل است، منجر به افزایش هزینه اولیه ساخت یا خرید مبادله‌کن گرما می‌باشد. مشخص است که افزایش دمای گاز داغ ورودی تأثیر چندانی بر روی هزینه اولیه نخواهد داشت.

شکل 14 نمودار تغییرات هزینه‌هایی ناشی از تخریب اگزروزی در واحد ساعت $\dot{C}_{D,H,HE}$ برای مقادیر متفاوت ε می‌باشد. همان‌گونه که در شکل دیده می‌شود، افزایش سطح تبادل هزینه‌های تخریب اگزروزی را افزایش می‌دهد.

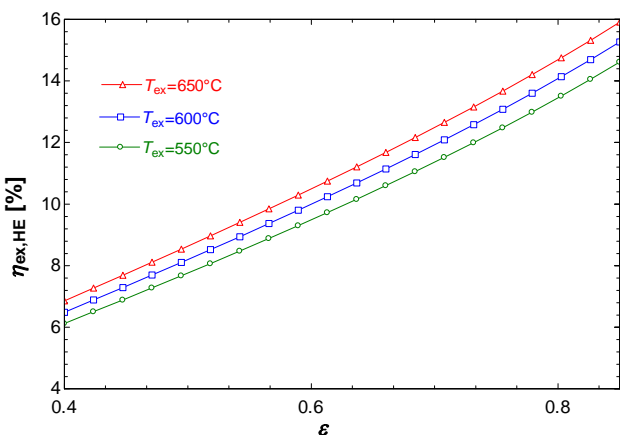


Fig. 11 Variations of exergy efficiency with the HE efficiency
شکل 11 بازده اگزروزی برحسب کارایی مبادله‌کن

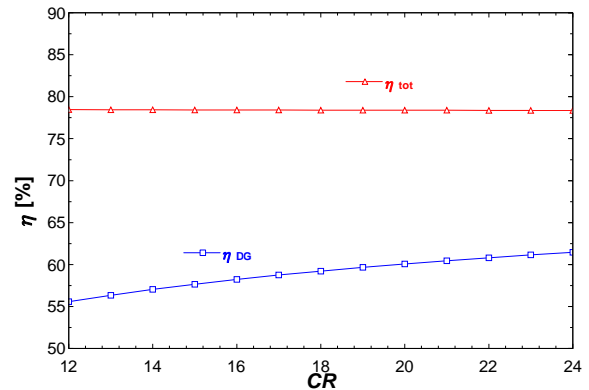


Fig. 9 Effect of applying CHP on the diesel generator efficiency for different AFs

شکل 9 تأثیر به‌کارگیری CHP بر روی بازده دیزل ژنراتور برای مقادیر مختلف AF

دیزل ژنراتور بازده سیستم را به‌شدت افزایش می‌دهد. این مسئله در اختلاف منحنی بالایی و پایینی شکل مشخص است. به‌گونه‌ای که مثلاً برای نسبت هوا به سوخت 20، بازدهی دیزل ژنراتور از 57.66% به 78.42% افزایش یافته است و این یعنی 21% افزایش بازده و به‌تبع آن کاهش مصرف سوخت و افزایش بهره‌وری. همان‌گونه که در شکل مشخص است افزایش نسبت هوا به سوخت، به دلیل کاهش دمای آدیاباتیک شعله، توان موتور و بازده را کاهش می‌دهد.

با تغییر نسبت هوا به سوخت کسر جرمی گازهای اکسیژن و دی‌اکسید کربن در محصولات احتراق تغییر پیدا می‌کند. این رفتار در شکل 10 نشان داده شده است. آن‌گونه که در شکل دیده می‌شود، افزایش نسبت هوا به سوخت به دلیل بیشتر نمودن اکسیژن دست‌نخورده باعث افزایش کسر جرمی این گاز در مخلوط می‌شود. همچنین مشخص است که اکسیژن موجود در هوای اضافه در پایان فرآیند احتراق دست‌نخورده باقی می‌ماند و در کنار نیتروژن که در فرآیند احتراق بی‌اثر است، موجب کاهش نسبت جرمی دی‌اکسید کربن و بخار آب خواهد شد.

2-3- نتایج شبیه‌سازی موتور تیپ 1006.6TG2A و سیستم CHP متصل به آن

همان‌گونه که پیش‌تر گفته شد، شبیه‌سازی بخش پیشین مربوط به سیستم CHP با یک موتور دیزل با چرخه‌ی استاندارد بود که البته واکنش احتراق را

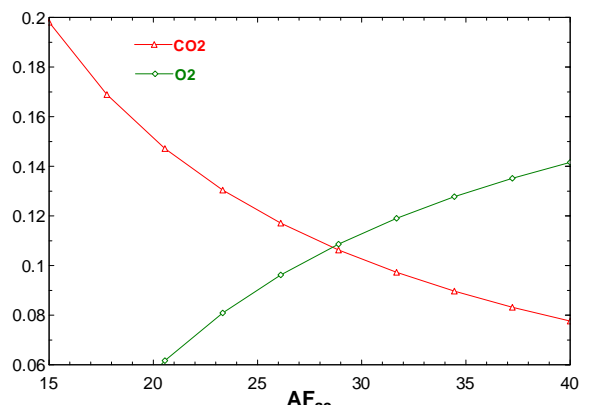


Fig. 10 Change of mass fraction of O_2 and CO_2 in the products with air-fuel ratio

شکل 10 تغییر کسر جرمی گازهای اکسیژن و دی‌اکسید کربن در محصولات احتراق با تغییر نسبت هوا به سوخت

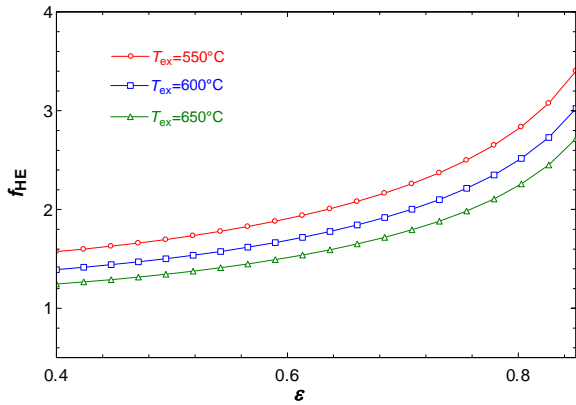


Fig. 15 Variations of exergoeconomic factor with the HE efficiency

شکل 15 تغییرات ضریب آگزروآکونومی مبادله کن گرما به ازای مقادیر گوناگون کارایی مبادله کن

شکل 15 نشان دهنده تغییرات ضریب آگزروآکونومی مبادله کن گرما به ازای مقادیر گوناگون ε می باشد. همان گونه که از نمودار مشخص است، افزایش کارایی مبادله کن موجب افزایش ضریب آگزروآکونومی می شود که به معنای افزایش سهم هزینه اولیه در هزینه های مربوط به مبادله کن می باشد. افزایش دمای گاز داغ ورودی چون موجب افزایش هزینه های ناشی از تخریب آگزروژی می شود در حالی که بر روی هزینه اولیه ساخت یا خرید مبادله کن گرما تأثیر چندانی ندارد، بر روی ضریب آگزروآکونومی تأثیر عکس خواهد داشت و آن را کاهش خواهد داد.

البته باید به این نکته توجه داشت که در کل با توجه به مقدار f_{HE} باید گفت که سهم نه چندان کوچکی از هزینه ها ناشی از تخریب آگزروژی می باشد که این مسئله باید در ملاحظات مربوط به طراحی سیستم CHP مورد توجه قرار گیرد.

4- نتیجه گیری

در این بررسی یک سیستم تولید همزمان به همراه دیزل ژنراتور پایه ای آن مورد مطالعه عملکردی از دید قوانین اول و دوم ترمودینامیک قرار گرفت. همچنین یک سیستم تولید همزمان مناسب انتخاب شده بر اساس دیزل ژنراتورهای تولید شده در داخل کشور، مورد تحلیل پارامتری قرار گرفت و از نظر اقتصادی نیز بررسی گردید که نتایج آن به شرح زیر است:

- استفاده از CHP بازدهی سیستم را در حدود 21% افزایش می دهد و به تبع آن کاهش مصرف سوخت و افزایش بهره وری را به دنبال خواهد داشت.
- مقایسه ی بازده 78.42% به دست آمده برای یک سیستم تولید همزمان با بازده بسیار پایین شبکه ی تولید و توزیع برق کشور مزیت بسیار عالی استفاده از چنین سیستمی برای جایگزینی بخشی از نظام تولید برق را نشان می دهد.
- ملاحظه گردید که با به کارگیری سیستم در نظر گرفته شده می توان

از بازیابی اتلافات گاز خروجی یک موتور با توان تقریباً 100kW گرم نمودن 0.17 کیلوگرم بر ثانیه آب از دمای 25°C تا 68.64°C استفاده نمود. مقدار تخریب آگزروژی در مبادله کن گرما و به تبع آن هزینه ی تخریب آگزروژی به نسبت زیاد است که این مربوط به فرآیند انتقال گرما و اختلاف دمای زیاد در مبادله کن می باشد و ممکن است بتوان با برخی ملاحظات آن را کاهش داد.

5- پیوست

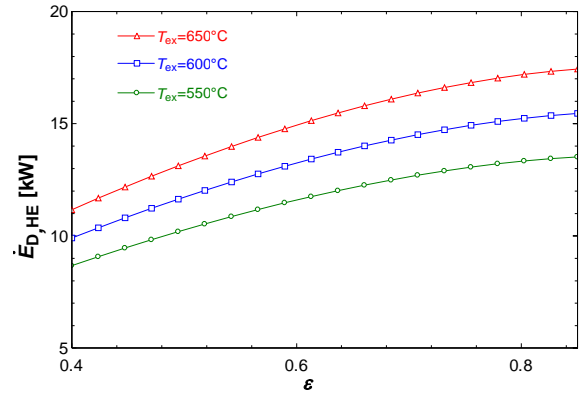


Fig. 12 Variations of exergy destruction with the HE efficiency

شکل 12 تخریب آگزروژی برحسب کارایی مبادله کن

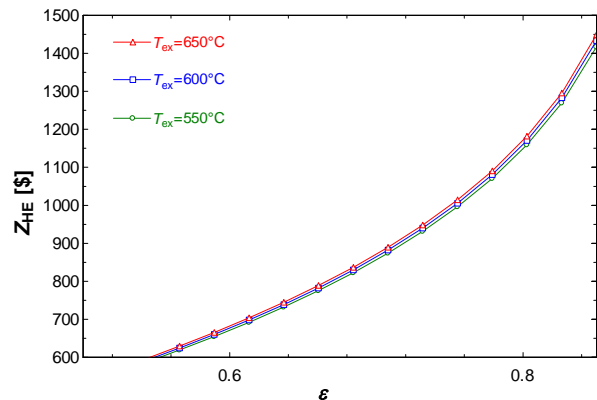


Fig. 13 Changes of initial cost of HE with HE efficiency for different temperatures of exhausted gas

شکل 13 هزینه اولیه مبادله کن Z_{HE} برای مقادیر مختلف کارایی مبادله کن

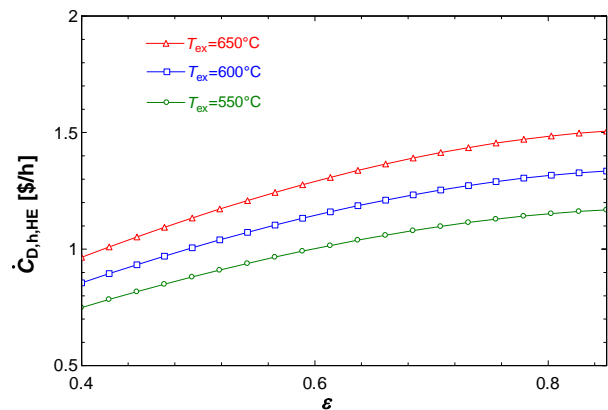


Fig. 14 Changes of exergy destruction costs in an hour with HE efficiency

شکل 14 تغییرات هزینه های ناشی از تخریب آگزروژی در واحد ساعت برای مقادیر متفاوت کارایی مبادله کن

مقدار $\dot{C}_{D,h,HE}$ برای $\varepsilon=0.8$ در حالی که دمای گاز داغ ورودی برابر 550°C باشد، برابر 1.151\$/h می گردد که مقدار قابل توجهی می باشد. افزایش دمای گاز داغ ورودی، هزینه های ناشی از تخریب آگزروژی را بیشتر می کند که این مسئله در مورد شکل 12 توضیح داده شد. در نهایت مهم ترین پارامتر تعیین کننده در تحلیل آگزروآکونومی ضریب آگزروآکونومی یا نسبت هزینه اولیه به مجموع هزینه هاست که به صورت زیر تعریف می شود:

$$f_{HE} = \frac{\dot{Z}_{HE}}{\dot{Z}_{HE} + \dot{C}_{D,h,HE}} \quad (27)$$

جدول 1 خواص ترمودینامیکی مختلف برای نقاط چرخه

Table 1 Thermodynamic properties for different points of the cycle

نقطه	دما (°C)	فشار (kPa)	انتالی (kJ/kg)	آنتروپی (kJ/kg.K)	حجم ویژه (m ³ /kg)	دبی (kg/s)	اگرژی فیزیکی (kJ/kg)	اگرژی شیمیایی (kJ/kg)	اگرژی کل (kW)
1	25	101.3	-164.4	6.955	3.553	0.2	0	2.528	0.5056
2	160.8	303.9	-24.98	7.021	1.724	0.2	119.7	2.528	24.44
3	793.2	9046	674.1	7.021	0.1149	0.2	818.8	2.528	164.3
4	1938	9046	2170	7.892	0.295	0.21	1996	10.02	421.2
5	724.2	318.1	651	7.892	1.724	0.21	476.5	10.02	102.2
6	514.8	106	411.3	7.947	8.969	0.21	220.4	10.02	48.39
7	123	106	-11.89	7.207	4.509	0.21	17.83	10.02	5.848

6-مراجع

- Transfer*, Vol. 50, No. 12, pp. 1661-1671, 2014.
- [17] N. Moriconi, P. Laranci, M. D'Amico, P. Bartocci, B. D'Alessandro, G. Cinti, A. Baldinelli, G. Discepoli, G. Bidini, U. Desideri, Design and preliminary operation of a gasification plant for micro-CHP with internal combustion engine and SOFC, *Energy Procedia*, Vol. 81, No. 1, pp. 298-308, 2015.
- [18] H. Yağlı, Y. Koç, A. Koç, A. Görgülü, A. Tandiroğlu, Parametric optimization and exergetic analysis comparison of subcritical and supercritical organic Rankine cycle (ORC) for biogas fuelled combined heat and power (CHP) engine exhaust gas waste heat, *Energy*, Vol. 111, No. 1, pp. 923-932, 2016.
- [19] S. M. Aceves, J. Martinez-Frias, G. M. Reistad, Analysis of Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) engines for cogeneration applications, *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 128, No. 1, pp. 16-27, 2006.
- [20] G. Wall, Exergy flows in industrial processes, *Energy*, Vol. 13, No. 2, pp. 197-208, 1988.
- [21] A. Abusoglu, M. Kanoglu, Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 2-Application, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 2, pp. 242-249, 2009.
- [22] C. O. Colpan, T. Yeşin, Energetic, exergetic and thermoeconomic analysis of Bilkent combined cycle cogeneration plant, *International Journal of Energy Research*, Vol. 30, No. 11, pp. 875-894, 2006.
- [23] F. Kreith, *The CRC handbook of thermal engineering*, Berlin: Springer Science & Business Media, 2000.
- [24] O. Balli, H. Aras, A. Hepbasli, Thermodynamic and thermoeconomic analyses of a trigeneration (TRIGEN) system with a gas-diesel engine: Part I-Methodology, *Energy Conversion and Management*, Vol. 51, No. 11, pp. 2252-2259, 2010.
- [25] M. Kanoglu, A. Ayanoglu, A. Abusoglu, Exergoeconomic assessment of a geothermal assisted high temperature steam electrolysis system, *Energy*, Vol. 36, No. 7, pp. 4422-4433, 2011.
- [26] A. Lazzaretto, G. Tsatsaronis, SPECO: a systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems, *Energy*, Vol. 31, No. 8, pp. 1257-1289, 2006.
- [27] F. Mohammadkhani, N. Shokati, S. Mahmoudi, M. Yari, M. Rosen, Exergoeconomic assessment and parametric study of a Gas Turbine-Modular Helium Reactor combined with two Organic Rankine Cycles, *Energy*, Vol. 65, No. 1, pp. 533-543, 2014.
- [28] S. Javan, V. Mohamadi, P. Ahmadi, P. Hanafizadeh, Fluid selection optimization of a combined cooling, heating and power (CCHP) system for residential applications, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 96, No. 1, pp. 26-38, 2016.
- [29] A. Baghernejad, M. Yaghoubi, Exergoeconomic analysis and optimization of an Integrated Solar Combined Cycle System (ISCCS) using genetic algorithm, *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, No. 5, pp. 2193-2203, 2011.
- [30] P. Ahmadi, I. Dincer, Exergoenvironmental analysis and optimization of a cogeneration plant system using Multimodal Genetic Algorithm (MGA), *Energy*, Vol. 35, No. 12, pp. 5161-5172, 2010.
- [31] S. Volut, J. Schonek, *Electrical installation guide 2010*, p. A17, Valence: Schneider Electric S.A., 2010.
- [1] D. Panno, A. Messineo, A. Dispenza, Cogeneration plant in a pasta factory: Energy saving and environmental benefit, *Energy*, Vol. 32, No. 5, pp. 746-754, 2007.
- [2] M. Meckler, L. B. Hyman, *Sustainable on-site CHP systems*, pp. 10-20, New York: McGraw-Hill, 2010.
- [3] H. Ren, W. Gao, Y. Ruan, Optimal sizing for residential CHP system, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, No. 5, pp. 514-523, 2008.
- [4] O. F. Can, N. Celik, I. Dagtekin, Energetic-exergetic-economic analyses of a cogeneration thermic power plant in Turkey, *International Communications in heat and mass transfer*, Vol. 36, No. 10, pp. 1044-1049, 2009.
- [5] G. Pagliarini, S. Rainieri, Modeling of a thermal energy storage system coupled with combined heat and power generation for the heating requirements of a University Campus, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, No. 10, pp. 1255-1261, 2010.
- [6] P. J. Mago, A. Hueffed, L. M. Chamra, Analysis and optimization of the use of CHP-ORC systems for small commercial buildings, *Energy and Buildings*, Vol. 42, No. 9, pp. 1491-1498, 2010.
- [7] M. Ehyaei, A. Mozafari, Energy, economic and environmental (3E) analysis of a micro gas turbine employed for on-site combined heat and power production, *Energy and Buildings*, Vol. 42, No. 2, pp. 259-264, 2010.
- [8] L. R. Rodríguez, J. M. S. Lissén, J. S. Ramos, E. Á. R. Jara, S. Á. Domínguez, Analysis of the economic feasibility and reduction of a building's energy consumption and emissions when integrating hybrid solar thermal/PV/micro-CHP systems, *Applied Energy*, Vol. 165, No. 1, pp. 828-838, 2016.
- [9] Y. Ammar, S. Joyce, R. Norman, Y. Wang, A. P. Roskilly, Low grade thermal energy sources and uses from the process industry in the UK, *Applied Energy*, Vol. 89, No. 1, pp. 3-20, 2012.
- [10] S. C. Bhattacharyya, N. Thuy Hien, Cogeneration potential in pulp and paper industry of Vietnam, *International Journal of Energy Research*, Vol. 29, No. 4, pp. 345-358, 2005.
- [11] M. A. Mujebeu, S. Jayaraj, S. Ashok, M. Abdullah, M. Khalil, Feasibility study of cogeneration in a plywood industry with power export to grid, *Applied Energy*, Vol. 86, No. 5, pp. 657-662, 2009.
- [12] J. Wang, Y. Dai, L. Gao, Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry, *Applied Energy*, Vol. 86, No. 6, pp. 941-948, 2009.
- [13] C. Katsanos, D. Hountalas, E. Pariotis, Thermodynamic analysis of a Rankine cycle applied on a diesel truck engine using steam and organic medium, *Energy Conversion and Management*, Vol. 60, No. 1, pp. 68-76, 2012.
- [14] H. Zhang, E. Wang, B. Fan, Heat transfer analysis of a finned-tube evaporator for engine exhaust heat recovery, *Energy Conversion and Management*, Vol. 65, No. 1, pp. 438-447, 2013.
- [15] B. Van de Beld, E. Holle, J. Florijn, The use of pyrolysis oil and pyrolysis oil derived fuels in diesel engines for CHP applications, *Applied energy*, Vol. 102, No. 1, pp. 190-197, 2013.
- [16] N. Shokati, F. Mohammadkhani, N. Farrokhi, F. Ranjbar, Thermodynamic and heat transfer analysis of heat recovery from engine test cell by Organic Rankine Cycle, *Heat and Mass*