



بهینه‌سازی عملکرد یک سیکل برایتون بازگشت‌ناپذیر و ارائه تعاریفی جدید برای بازده قانون دوم و اگزرژی حرارتی

محمد مهدی ناصریان، سعید فراहत*، فرامرز سرحدی

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه سیستان و بلوچستان، زاهدان، ایران

چکیده: در این تحقیق، عملکرد یک سیکل بسته برایتون بازگشت‌ناپذیر با بازیاب در توان بیشینه، با استفاده از مفهوم

ترمودینامیک زمان محدود مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. به منظور وارد کردن محدودیت زمان و اندازه در مسئله پیش رو، از پارامتر دبی جرمی بدون بعد استفاده خواهد شد. پس از وارد شدن مفهوم ترمودینامیک زمان محدود به مسئله، سیستم از لحاظ ترمودینامیکی و اگزرژی مورد ارزیابی قرار خواهد گرفت. با استفاده از این ارزیابی، بهینه‌سازی توان به منظور بهینه‌سازی آن براساس این پارامتر بدون بعد انجام می‌شود. رفتارخواص سیستم، مانند بیشینه توان تولیدی، اگزرژی، اتلاف اگزرژی، بازده قوانین اول و دوم و کارایی مبدل‌های حرارتی بر اساس پارامتر جریان جرمی بدون بعد بررسی می‌گردند. همچنین، تأثیر اتلاف اگزرژی غیر قابل اجتناب بوده و با توجه به قید زمان محدود، از طریق توسعه تعریف اگزرژی حرارتی مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. از نتایج مهم این پژوهش می‌توان به افزایش اتلاف اگزرژی خارجی و به دنبال آن، کاهش بازده قوانین اول و دوم و کارایی مبدل‌ها، با افزایش پارامتر دبی جرمی بدون بعد اشاره نمود. با این وجود، با کاهش پارامتر دبی جرمی بدون بعد و میل کردن آن به سمت صفر، شرایط به سمت حالت کارنو، و بیشینه توان تولیدی به سمت صفر میل می‌کند. در نهایت با توجه به نتایج، تعاریف بهبود یافته‌ای برای اگزرژی حرارتی و بازده قانون دوم بیان می‌گردند، و این تعاریف با تعاریف معمول اگزرژی و بازده قانون دوم مقایسه خواهند شد و همچنین اثر آن‌ها بر عملکرد چرخه، مورد بحث قرار خواهد گرفت.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۲۴ بهمن ۱۳۹۴
بازنگری: ۲۸ فروردین ۱۳۹۵
پذیرش: ۹ خرداد ۱۳۹۵
ارائه آنلاین: ۲۰ مرداد ۱۳۹۵

کلمات کلیدی:

سیکل برایتون
بازیاب
اگزرژی
بهینه‌سازی
زمان محدود

۱- مقدمه

کورزن^۱ و آلبورن^۲ [۱]، بازده حرارتی در بیشینه توان را برای موتور حرارتی بازگشت‌ناپذیر خارجی^۳، به صورت نشان داده شده در معادله (۱) به‌دست آوردند. آن‌ها بازگشت‌ناپذیری خارجی ناشی از اختلاف دمای محدود، بین چشمه‌های حرارتی و دمای سیال عامل را در مطالعه خود داخل نمودند. همچنین، آن‌ها فرض کردند شارحرارتی زمان محدود بین چشمه‌های حرارتی و سیال عامل، متناسب با اختلاف دمای بین آن‌ها در حالتی که ضرایب انتقال حرارت کلی بین آن‌ها ثابت فرض شود، می‌باشد.

$$\eta_{CA} = 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \quad (1)$$

هررا^۴ و همکاران [۲] مدلی گسترش یافته از سیکل برایتون بازگشت‌ناپذیر را که با منابع حرارتی با دمای متغیر کوپل شده، با استفاده از ترمودینامیک زمان محدود مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها بازگشت‌ناپذیری‌های داخلی و خارجی و همچنین نشت حرارت را به صورت همزمان در نظر گرفتند. آن‌ها پس از بهینه‌سازی توابع توان تولیدی و نرخ تولید انترپوی، بیشترین مقدار بیشینه توان، کمترین مقدار کمینه انترپوی تولیدی و توزیع بهینه اندازه

عملکرد یک موتور حرارتی در حالت بیشینه توان تولیدی، به همان میزان حالت بازگشت‌ناپذیر، دارای اهمیت می‌باشد. بازده موتور حرارتی به صورت حاصل تقسیم توان خروجی بر نرخ حرارت ورودی، که توسط بازده کارنو محدود می‌گردد، تعریف می‌شود. این بازده تنها در محدوده بازگشت‌ناپذیر قابل دستیابی است. بنابراین، در سیستم‌های واقعی، بازده و ضریب عملکرد کارنو اهمیت زیادی ندارند و راهنماهای ضعیفی برای بررسی عملکرد موتورهای حرارتی، پمپ‌های حرارتی و یخچال‌های واقعی هستند. در عمل، تمام فرایندهای ترمودینامیکی در تجهیزاتی با ابعاد محدود و در زمان محدود (در حالت پایدار، با دبی جرمی محدود) اتفاق می‌افتند. بنابراین، رسیدن یک سیستم به تعادل ترمودینامیکی، غیرممکن است و شرایط بازگشت‌ناپذیری بین سیستم و محیط اطراف، همواره برقرار می‌باشد. به همین دلیل، اگرچه بازده چرخه کارنوی بازگشت‌ناپذیر، کرانی بالا برای بازده حرارتی می‌باشد، اما از نقطه نظر توان خروجی نمی‌تواند به عنوان یک استاندارد مقایسه برای موتورهای حرارتی واقعی در نظر گرفته شود. بنابراین در این تحقیق هدف، بررسی عملکرد سیکل‌های ترمودینامیکی براساس معیار بیشینه توان با استفاده از مفهوم ترمودینامیک زمان محدود می‌باشد.

- 1 Curzon
- 2 Ahlborn
- 3 Endoreversible
- 4 Herrera

مبدل‌های حرارتی را به‌دست آوردند.

گردن^۱ [۳]، موتورهای حرارتی را مورد بررسی قرار داد که در آن‌ها، نرخ انتقال حرارت و ظرفیت حرارتی چشمه‌های حرارتی، محدود بودند. او نشان داد که بازده در توان بیشینه همیشه به صورت تابعی ساده از دمای چشمه‌های حرارتی به‌دست نمی‌آید، بلکه به پارامترهای دیگری از سیستم، مانند ظرفیت چشمه حرارتی (برای موارد چشمه‌های حرارتی با ظرفیت محدود) نیز وابسته است.

اگنیو^۲ و همکاران [۴]، سیکل کارنوی بازگشت‌ناپذیر خارجی را تحت انتقال حرارت جابه‌جایی (با فرض انتقال حرارت خطی) برای یافتن حداکثر کار خروجی بهینه‌سازی نمودند و بار دیگر صحت بازده کورزن و آلبرون [۱] (در بیشینه توان) را تصدیق کردند. آن‌ها همچنین وابستگی بازده در بیشینه توان را به روش‌های مختلف انتقال حرارت، مورد بررسی قرار دادند. دووس^۳ [۵]، موتور حرارتی بازگشت‌ناپذیر خارجی را با قانون انتقال حرارت کلی، مورد بررسی قرار داد. موکالد^۴ و همکاران [۶] مدل دووس را با اضافه کردن جمله نشت حرارت از سیال عامل گرم به سیال عامل سرد، مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها در ادامه با توسعه این کار، مدلی کلی برای آنالیز عملکرد موتورهای حرارتی شبه‌کارنو با بازگشت‌ناپذیری خارجی به همراه نشت حرارت^۵، در حالت توان بیشینه، به‌دست آوردند.

وو^۶ و همکاران [۷]، توان و بازده سیکل ژول برایتون بازگشت‌ناپذیر خارجی را با بازیافت حرارتی، با در نظر گرفتن اتلافات کمپرسور و توربین با استفاده از عبارت بازده آیزنتروپیک و همچنین در نظر گرفتن تمام بازگشت‌ناپذیری‌های مبدل‌های حرارتی با استفاده از کارایی مؤثر، مورد ارزیابی قرار دادند و شرایط فعالیت بهینه را به‌دست آوردند. چنگ^۷ و چن^۸، عملکرد سیکل بازیافت بسته ژول-برایتون بازگشت‌ناپذیر، که با چشمه‌های حرارتی با دمای متغیر در تماس است را بررسی نمودند. آن‌ها روابطی را برای توان خروجی و بازده سیکل مورد نظر، که تابعی از نسبت فشارها، نسبت دماها، کارایی مبدل‌های حرارتی، بازده توربین و کمپرسور و نرخ ظرفیت حرارتی سیال عامل است، به عنوان رویکردی یکتا برای مطالعه و بهینه‌سازی عملکرد تحت قیود مختلف، به‌دست آوردند.

در مطالعات تحقیقاتی مختلف، پارامترهای حرارتی متفاوتی برای بهینه‌سازی ترمودینامیکی موتورهای حرارتی استفاده شده‌اند. چگالی توان (توان بر واحد اندازه سیستم) و چگالی انرژی (انرژی بر واحد اندازه سیستم) دو مورد از این توابع می‌باشند، که به سیکل برایتون بازگشت‌ناپذیر با بازیافت و سیستم تولید هم‌زمان اعمال شده است [۹ و ۱۰]. براساس نتایج به‌دست آمده

- 1 Gordon
- 2 Agnew
- 3 De Vos
- 4 Moukalled
- 5 Heat leak
- 6 Wu
- 7 Cheng
- 8 Chen

در آن پژوهش‌ها، طراحی براساس حداکثرسازی چگالی انرژی، منجر به سیستم تولید هم‌زمان کوچک‌تر و کارآمدتر شد. بیژان [۱۱]، جایگزین‌هایی را برای فرمول‌بندی معمول بهینه‌سازی ترمودینامیکی، مورد بررسی قرار داد. جایگزین‌ها شامل ارتقاء عملکرد ترمودینامیکی سیستم تحت قیود ابعاد فیزیکی، شامل بهینه‌سازی توان و کمینه‌سازی ابعاد فیزیکی (کمینه‌سازی سطح) برای کاربرد ترمودینامیکی مشخص، می‌شد. او نشان داد که هر دو روش بهینه‌سازی منجر به طرح فیزیکی یکسان می‌شود. یانگ^۹ و همکاران [۱۲] نشان دادند که بازیابی و مراحل خنک‌کنندگی میانی^{۱۰} می‌تواند نرخ سود اقتصادی و بازده انرژی نیروگاه‌های تولید هم‌زمان را بهبود بخشد. هسلی^{۱۱} [۱۳] بازده قانون دوم یک سیکل برایتون بازیافت را بهینه‌سازی کرد. هدف او مشخص کردن این امر بود که آیا این روش را می‌توان به عنوان تقابلی مناسب بین طراحی براساس حداکثر کار خروجی و طراحی براساس حداکثر بازده قانون اول در نظر گرفت؟ او حداکثر راندمان حرارتی یک سیکل برایتون ایده‌آل را مورد بررسی قرار داد و بازده قانون دوم سیکل را به صورت نسبت بازده حرارتی (قانون اول) به حداکثر بازده قابل دسترس، تعریف کرد. آگولو برون^{۱۲} [۱۴]، تابع بهینه‌سازی اکولوژی را به صورت رابطه (۲) تعریف کرد.

$$\dot{E}_e = \dot{W} - T_L \dot{S}_g \quad (2)$$

که در آن \dot{W} توان خروجی و \dot{S}_g نرخ تولید انتروپی است. او نشان داد که برای موتورهای حرارتی کارنوی بازگشت‌ناپذیر خارجی، بازده در بیشینه تابع اکولوژی، تقریباً برابر میانگین بین بازده کارنو و بازده در بیشینه توان (رابطه (۳)) می‌شود.

$$\eta_{me} \approx \frac{1}{2}(\eta_C + \eta_{mp}) \quad (3)$$

به عنوان نتیجه به‌دست آمده از این مطالعه او ادعا نمود که بهینه‌سازی موتور کارنوی بازگشت‌ناپذیر خارجی براساس تابع اکولوژی، منجر به تولید توان به میزان ۸۰٪ معیار بیشینه توان، اما فقط با تولید انتروپی به میزان ۳۰٪ معیار بیشینه توان می‌شود. یان^{۱۳} [۱۵]، نتایج حاصل از پژوهش آگولو را مورد بحث قرار داد و پیشنهاد کرد که تعریف تابع اکولوژی به صورت $\dot{E}_e = \dot{W} - T_0 \dot{S}_g$ منطقی‌تر است. به این ترتیب می‌توان ادعا کرد که تابع اکولوژی نشان دهنده تقابل بین توان خروجی (\dot{W}) و اتلاف توان ($T_0 \dot{S}_g$)، ناشی از تولید انتروپی درون سیستم و در محیط اطراف آن، و همچنین تقابل بین توان خروجی و بازده حرارتی می‌باشد.

ساتسارونیس^{۱۴} و پارک^{۱۵} [۱۶]، اتلاف انرژی را به بخش‌های قابل

- 9 Yang
- 10 Inter cooling
- 11 Haesli
- 12 Angulo-Brown
- 13 Yan
- 14 Tsatsaronis
- 15 Park

- تعاریف اگزرژی حرارتی و بازده قانون دوم با در نظر گرفتن قیود زمان محدود و اندازه محدود سیستم، مورد بازبینی قرار می‌گیرند. علت استفاده از مفهوم اگزرژی به جای انترپوی در این پژوهش این است که هدف اصلی این پژوهش بیشینه‌سازی توان و پیدا کردن بیشینه قابلیت تولید توان سیستم می‌باشد، که با مفهوم اگزرژی کاملاً سازگاری دارد.

۲- مدل‌سازی موتور حرارتی

طرح شماتیک و نمودار انترپوی بر حسب دما برای موتور حرارتی حاضر، به ترتیب در شکل‌های ۱ و ۲ نشان داده شده است. مدل، نشان‌دهنده یک سیکل برایتون بسته بازگشت‌ناپذیر بازیاب است. چشمه‌های حرارتی نرخ ذخیره حرارت محدودی دارند و هدایت حرارتی کل مبدل‌های حرارتی محدود است. این سیستم شامل یک کمپرسور بازگشت‌ناپذیر آدیباتیک، یک بازیاب گرما، یک جفت مبدل حرارتی و توربین آدیباتیک بازگشت‌ناپذیر می‌باشد. مبدل حرارتی در دمای بالا برای انتقال حرارت از چشمه حرارتی به سیستم و مبدل حرارتی در دمای پایین برای انتقال حرارت از سیستم به چاه حرارتی استفاده می‌شود. آنالیز کل سیستم را می‌توان به دو قسمت آنالیز کوچک تر تقسیم نمود: (I) مدل ترمودینامیکی و آنالیز انرژی (II) آنالیز اگزرژی.

۱-۱- مدل‌سازی ترمودینامیکی و آنالیز انرژی

- سیکل ترمودینامیکی مورد نظر، با در نظر گرفتن فرضیات زیر، از لحاظ ترمودینامیکی مدل‌سازی خواهد شد:
۱. ظرفیت گرمایی چشمه حرارتی و چاه حرارتی، محدود فرض خواهد شد. به عبارت دیگر، دمای جریان گرم و جریان سرد در راستای مبدل‌ها متغیر فرض می‌شوند.
 ۲. دبی جریان‌های گرم و سرد با دبی جریان سیکل، یکسان فرض شده است.
 ۳. جریان سیال، پایا و تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز فرض می‌شوند.
 ۴. گاز به صورت گاز ایده‌آل در نظر گرفته شده است.

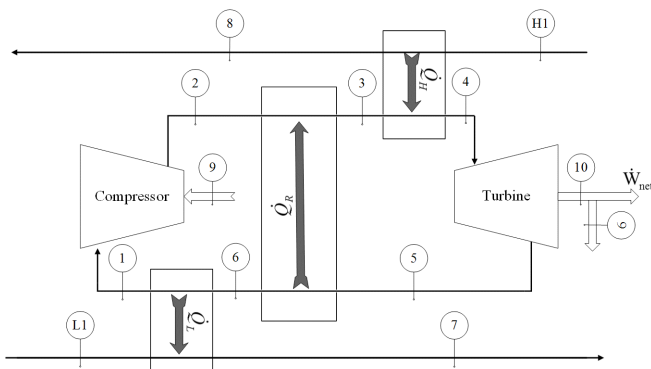


Fig. 1. The schematic of the problem

شکل ۱: طرح‌واره مسئله

اجتناب و غیرقابل اجتناب تقسیم کردند و قابلیت بهبود عملکرد سیستم را با توجه به اتلاف اگزرژی قابل اجتناب و غیرقابل اجتناب اجزای سیستم، مورد ارزیابی قرار دادند. پاترلگوپولو^۱ و همکاران [۱۷] نیروگاه سیکل ترکیبی را با استفاده از تحلیل اگزرژی معمولی و پیشرفته (جدا نمودن بخش‌های قابل اجتناب و غیر قابل اجتناب اگزرژی) آنالیز کردند. آن‌ها دریافتند که اتلاف اگزرژی بسیاری از اجزای کارخانه، اجتناب‌ناپذیر می‌باشند. ووکوویچ^۲ و همکاران [۱۸] یک کارخانه صنعتی را با استفاده از تحلیل اگزرژی معمولی و پیشرفته مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها ادعا کردند که بالاترین تخریب اگزرژی توسط دیگ بخار انجام شد. علاوه بر این ۹۲/۳۴٪ از تخریب اگزرژی کل، در دیگ بخار اجتناب‌ناپذیر بود. آچیکالپ^۳ و همکاران [۱۹] سیستم تولید سه‌گانه را با استفاده از آنالیز پیشرفته اگزرژی بررسی کردند. نتایج حاصل از پژوهش آن‌ها نشان داد که پتانسیل بهبود سیستم کم می‌باشد، زیرا ۸۲٪ از کل اتلاف اگزرژی اجتناب‌ناپذیر بود.

دینگ^۴ و همکاران [۲۰] ترمودینامیک زمان محدود را با اگزرژی اقتصادی^۵ به منظور ایجاد روشی نوین برای بررسی سیکل جامع موتورحرارتی بازگشت‌ناپذیر خارجی ترکیب نمودند. آن‌ها عملکرد اگزرژی اقتصادی زمان محدود سیکل موتورحرارتی عمومی بازگشت‌ناپذیر خارجی را با در نظر گرفتن معیار سود به عنوان تابع هدف، بهینه کردند و معادلاتی تحلیلی برای نرخ توان، بازده و سود این مدل به‌دست آوردند. ناصریان و همکاران [۲۱]، با معرفی دبی جرمی بدون بعد و استفاده از آن برای واردکردن اثرات محدودیت زمان و اندازه به محاسبات مربوط به بهینه‌سازی چند تابع هدفه سیکل برایتون، تعریف تابع اگولوژی را بهبود بخشیدند و بازه بهینه عملکرد سیستم مورد نظر را براساس پارامتر دبی جرمی بدون بعد، تعیین نمودند. تفاوت پژوهش حاضر با پژوهش ذکر شده در این است که در این پژوهش با در نظر گرفتن اثرات دبی جرمی بدون بعد (محدودیت زمان) بر روی اتلاف اگزرژی خارجی سیستم، که اغلب غیر قابل اجتناب می‌باشد، تعریف جدیدی برای اگزرژی حرارتی و بازده قانون دوم ارائه خواهد شد. این تعریف جدید به عملکرد واقعی سیستم نزدیک‌تر می‌باشد.

در این تحقیق، چرخه بسته موتور حرارتی برایتون بازگشت‌ناپذیر با بازیاب مورد ارزیابی قرار خواهد گرفت. نوآوری‌های اصلی پژوهش حاضر، به شرح زیر می‌باشند:

- حداکثر توان قابل دسترس در چرخه، با استفاده از روش بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک به عنوان تابعی از پارامتر دبی جرمی بدون بعد، تعیین خواهد شد.
- تاثیر دبی جرمی بدون بعد در اتلاف اگزرژی داخلی و خارجی، بازده حرارتی سیستم و کارایی مبدل‌های حرارتی بررسی خواهد شد.

- 1 Petrakopoulou
- 2 Vučković
- 3 Açıkkalp
- 4 Ding
- 5 Exergoeconomics

فیزیکی را تشکیل می‌دهند. قسمت عمده این مدل سازی، اعمال معادلات بقای جرم و انرژی است. توجه شود که در نوشتن این معادلات از شماره گذاری و نمادهای شکل ۱ استفاده شده است. مدل سازی ترمودینامیکی مسئله به صورت زیر می‌باشد.

معادلات از مراجع [۲ و ۲۱ و ۲۲] استخراج شده‌اند.
کمپرسور هوا:

$$C_{P,L} = C_{P,g} \left(\frac{T_{L1} + T_7}{2} \right) \quad (5)$$

$$T_2 = T_1 \times \left\{ 1 + \frac{1}{h_{ac}} \times \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} - 1 \right] \right\} \quad (6)$$

مبدل حرارتی دما بالا:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{HTHE} &= \dot{m} \times C_{P,H} \times (T_{H1} - T_8) \\ &= \dot{m} \times C_{P,W1} \times (T_4 - T_3) \\ &= e_{HTHE} \times \dot{m} \times C_{P,HTHE \min} \times (T_{H1} - T_3) \end{aligned} \quad (7)$$

مبدل حرارتی دما پایین:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{LTHE} &= \dot{m} \times C_{P,L} \times (T_7 - T_{L1}) \\ &= \dot{m} \times C_{P,W2} \times (T_6 - T_1) \\ &= e_{LTHE} \times \dot{m} \times C_{P,LTHE \min} \times (T_6 - T_{L1}) \end{aligned} \quad (8)$$

پارامترهای ε_{HTHE} و ε_{LTHE} ، به ترتیب کارایی مبدل‌های حرارتی چشمه حرارتی با دمای بالا و چشمه حرارتی با دمای پایین می‌باشند. پارامترهای مورد نیاز در این رابطه، از روابط (۹) تا (۱۳) به دست می‌آیند. در این روابط $C_{p,HTHE \min}$ و $C_{p,LTHE \min}$ ، به ترتیب کمترین مقدار ظرفیت گرمایی ویژه برای مبدل‌های حرارتی دما بالا و دما پایین می‌باشند.

$$C_{P,HTHE \min} = \min \{ C_{P,H}, C_{P,W1} \} \quad (9)$$

$$C_{P,LTHE \min} = \min \{ C_{P,L}, C_{P,W2} \} \quad (10)$$

$$C_{P,H} = C_{P,g} \left(\frac{T_{H1} + T_8}{2} \right) \quad (11)$$

$$C_{P,W1} = C_{P,g} \left(\frac{T_3 + T_4}{2} \right) \quad (12)$$

$$C_{P,W2} = C_{P,g} \left(\frac{T_6 + T_1}{2} \right) \quad (13)$$

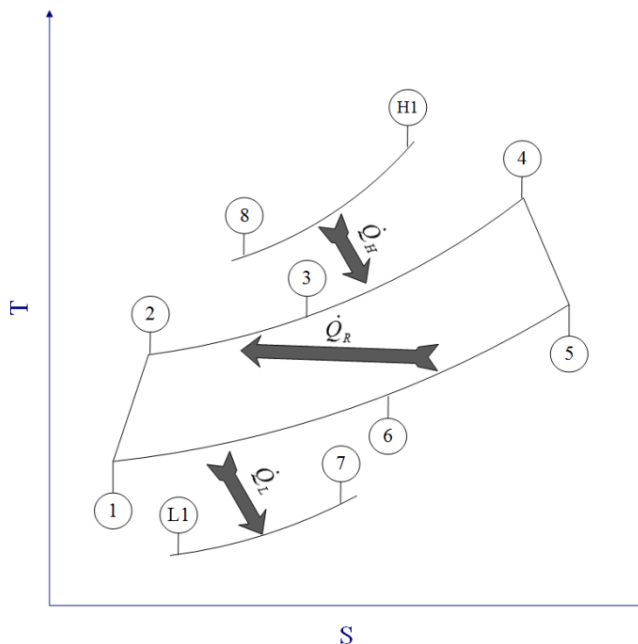


Fig. 2. T-S diagram
شکل ۲: نمودار T-S

۵. دمای سیال عامل در فرآیندهای انتقال حرارت در سیکل، متغیر فرض خواهد شد.
 ۶. فرآیندهای انبساط و تراکم در این سیکل به صورت بازگشت‌ناپذیر داخلی و آدیاباتیکی می‌باشند.
 ۷. بازده آیزنتروپیک کمپرسور و توربین به ترتیب ۰/۹ و ۰/۹۵ فرض می‌شود.
 ۸. بازگشت‌ناپذیری خارجی در نظر گرفته خواهد شد.
 ۹. برای اینکه تولید انتروپی ناشی از اختلاف دما در مبدل‌های حرارتی کمینه شود، مبدل‌ها به صورت جریان معکوس فرض می‌شوند.
 ۱۰. فشار و دمای حالت مرده به ترتیب $P_0 = 1/0.1 \text{ bar}$ و $T_0 = 293/15 \text{ K}$ فرض می‌شوند.
 ۱۱. دمای جریان‌ها در L_1 و H_1 به ترتیب ۱۲۰۰ و ۲۹۳/۱۵ کلوین در نظر گرفته می‌شوند.
- گرمای ویژه گازها تابعی از دما می‌باشد و گرمای ویژه سیال مورد نظر (گازهای احتراق) را می‌توان از رابطه زیر بر حسب دما به دست آورد [۲۲]:

$$C_{P,gas}(T) = 0.93750 + \frac{0.01215}{10^2} \times T + \frac{0.01670}{10^5} \times T^2 - \frac{0.07164}{10^9} \times T^3 \quad (4)$$

برای تعیین مقدار اگزرژی خطوط مختلف می‌بایست سیکل از نظر پارامترهای ترمودینامیکی مشخص شده باشد. این کار معمولاً از طریق مدل سازی فیزیکی صورت می‌گیرد. این بخش شامل معادلاتی است که مدل

۱۱-۱- آنالیز انرژی سیستم

تحلیل انرژی و بهینه‌سازی فرآیندهای استفاده از آن، عملکرد فرآیندهای ترمودینامیکی را ارتقا می‌دهد و نتایج چنین تجزیه و تحلیل‌هایی به پیشرفت‌های عملیاتی و فن‌آوری منجر خواهد شد. به منظور تحلیل انرژی یک سیستم انرژی، مدل انرژی سیستم انرژی مورد نظر بایستی ارائه شود. در این پژوهش از انرژی پتانسیل و انرژی جنبشی صرف‌نظر می‌شود. انرژی فیزیکی در حالتی که ظرفیت گرمایی ویژه وابسته به درجه حرارت باشد، به صورت زیر تعریف می‌شود [۲۱].

$$\dot{E} = \dot{m} \times \left(\int_{T_0}^T C_p(T) \times dT - T_0 \left(\int_{T_0}^T c_p(T) \cdot \frac{dT}{T} - R \ln \frac{P}{P_0} \right) \right) \quad (22)$$

انرژی فیزیکی جریان‌های گاز بررسی شده در این پژوهش، به صورت زیر می‌باشند.

for $i=H_1, L_1, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8$

$$\dot{E}_i = \dot{m} \cdot \left[\begin{array}{l} \left[\begin{array}{l} 0.93750T + \frac{0.006075}{10^2} T^2 \\ + \frac{0.00567}{10^5} T^3 - \frac{0.01791}{10^9} T^4 \\ \left(0.93750 \ln(T) + \frac{0.01215}{10^2} T \right) \\ - T_0 \left(\frac{0.00835}{10^5} T^2 - \frac{0.02388}{10^9} T^3 \right) \end{array} \right]_{T_0}^{T_i} \\ + T_0 R \ln \frac{P_i}{P_0} \end{array} \right] \quad (23)$$

$$\dot{E}_9 = \dot{m} \times C_{p,ac} \times (T_2 - T_1) \quad (24)$$

$$\dot{E}_{10} = \dot{m} \times C_{p,gt} \times (T_4 - T_3) \quad (25)$$

$$C_{p,gt} = C_{p,g} \left(\frac{T_4 + T_3}{2} \right) \quad (26)$$

$$C_{p,ac} = C_{p,g} \left(\frac{T_1 + T_2}{2} \right) \quad (27)$$

نرخ انرژی سوخت و محصول اجزا سیکل مورد نظر، بر طبق جدول ۱ قابل محاسبه می‌باشند. اتلاف انرژی کل سیکل از رابطه زیر قابل محاسبه می‌باشد [۲۲].

$$\dot{E}_D = \sum_{k=1}^5 \dot{E}_{D,k} \quad (28)$$

پیش‌گرمکن سیال عامل (بازیاب):

$$\dot{m} \times C_{p,HR1} \times (T_3 - T_2) = \dot{m} \times C_{p,HR2} \times (T_5 - T_6) \quad (14)$$

$$e_{HR} = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2} \quad (15)$$

$$C_{p,HR1} = C_{p,g} \left(\frac{T_3 + T_2}{2} \right) \quad (16)$$

$$C_{p,HR2} = C_{p,g} \left(\frac{T_6 + T_5}{2} \right) \quad (17)$$

توربین گاز:

$$T_3 = T_4 \times \left\{ 1 + h_{gt} \times \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\} \quad (18)$$

توان تولیدی برای این سیکل از رابطه (۱۹) به دست می‌آید.

$$\dot{W}_{net} = \dot{Q}_{HTHE} - \dot{Q}_{LTHE} \quad (19)$$

با جایگذاری معادلات (۷) و (۸) در معادله (۱۹)، توان خالص خروجی از رابطه (۲۰) قابل محاسبه می‌باشد.

$$\dot{W}_{net} = e_{HTHE} \times \dot{m} \times C_{p,HTHE \min} \times (T_{H1} - T_3) - e_{LTHE} \times \dot{m} \times C_{p,LTHE \min} \times (T_6 - T_{L1}) \quad (20)$$

به منظور وارد کردن مفاهیم زمان محدود و ابعاد محدود در مدل‌سازی، از مفهوم دبی جرمی بدون بعد (F) استفاده می‌شود. ناصریان و همکاران [۲۱]، با فرض ثابت بودن هدایت حرارتی کل مبدل‌های سیستم مورد نظر، $(UA)_T$ ، دبی جرمی بدون بعد را به صورت معادله (۲۱) تعریف کردند. در صورت کسر این پارامتر از دبی جرمی استفاده شده است. قید محدود بودن این پارامتر در حالتی که سیستم از لحاظ اندازه محدود باشد (مخرج کسر محدود است)، منجر به محدود شدن دبی جرمی خواهد شد، که محدود بودن دبی جرمی خود، منجر به محدودیت زمان خواهد شد. پارامتر F همیشه بزرگتر از صفر فرض شده است، پس زمان همواره محدود می‌باشد و هیچ‌گاه بی‌نهایت نخواهد شد.

$$F = \frac{\dot{m}}{\left[\frac{(UA)_T}{C_{p,min}} \right]}, \quad 0 < F < 1 \quad (21)$$

که در آن $C_{p,min}$ کمترین مقدار ظرفیت گرمایی ویژه گاز درون سیستم می‌باشد.

جدول ۲: پارامترهای بهینه‌سازی
Table 2. Optimization parameters

| مقدار | پارامتر |
|------------------|-----------------------------|
| ۴۰۰ | اندازه جمعیت اولیه |
| Tournament | عملگر انتخاب |
| Elitist | استراتژی انتخاب |
| ۰/۸ | کسر تلفیق |
| ۰/۰۱ | کسر جهش |
| ۱۰۰۰ | تعداد نسل |
| ۱۰ ^{-۶} | تولانس تابع (معیار همگرایی) |

جدول ۱: انرژی سوخت و محصول اجزاء سیکل

Table 1. Fuel and product exergies of cycle components

| جزء سیکل (شماره جزء) | انرژی سوخت جزء | انرژی محصول جزء |
|-----------------------------------|----------------------------|----------------------------|
| توربین (۴) | $\dot{E}_4 - \dot{E}_5$ | \dot{E}_{10} |
| کمپرسور (۱) | \dot{E}_9 | $\dot{E}_2 - \dot{E}_1$ |
| پیش گرم کن هوا (۲) | $\dot{E}_{HI} - \dot{E}_8$ | $\dot{E}_3 - \dot{E}_2$ |
| مبدل چشمه حرارتی دما بالا (۳) | $\dot{E}_4 - \dot{E}_5$ | $\dot{E}_4 - \dot{E}_3$ |
| مبدل چشمه حرارتی دما پایین (۵) | $\dot{E}_6 - \dot{E}_1$ | $\dot{E}_7 - \dot{E}_{LI}$ |

بر طبق رابطه (۲۸)، می‌توان اتلاف انرژی را برای اجزاء سیکل از روابط زیر محاسبه نمود.

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{F,k} - \dot{E}_{P,k} \quad (29)$$

$$\dot{E}_{D,1} = \dot{E}_{F,1} - \dot{E}_{P,1} = \dot{E}_9 - (\dot{E}_2 - \dot{E}_1) \quad (30)$$

$$\dot{E}_{D,2} = \dot{E}_{F,2} - \dot{E}_{P,2} = (\dot{E}_5 - \dot{E}_6) - (\dot{E}_3 - \dot{E}_2) \quad (31)$$

$$\dot{E}_{D,3} = \dot{E}_{F,3} - \dot{E}_{P,3} = (\dot{E}_{HI} - \dot{E}_8) - (\dot{E}_4 - \dot{E}_3) \quad (32)$$

$$\dot{E}_{D,4} = \dot{E}_{F,4} - \dot{E}_{P,4} = (\dot{E}_4 - \dot{E}_5) - \dot{E}_{10} \quad (33)$$

$$\dot{E}_{D,5} = \dot{E}_{F,5} - \dot{E}_{P,5} = (\dot{E}_6 - \dot{E}_1) - (\dot{E}_7 - \dot{E}_{LI}) \quad (34)$$

(r_p) ، نسبت هدایت حرارتی مبدل‌های گرمایی در درجه حرارت بالا به کل سیستم (معادله (۳۶)) و نسبت هدایت حرارتی مبدل گرمایی در دمای پایین به کل سیستم (معادله (۳۷)) می‌باشند [۲].

$$r_{HTHE} = \frac{(UA)_{HTHE}}{(UA)_T} \quad (36)$$

$$r_{LTHE} = \frac{(UA)_{LTHE}}{(UA)_T} \quad (37)$$

۱۱-۲- محدودیت‌ها

طراحی عملی دارای محدودیت‌های فیزیکی است که باید برای بهینه‌سازی در نظر گرفته شوند. دو محدودیت قابل توجهی که در این تحقیق مورد بررسی قرار گرفته‌اند، عبارتند از: (I) اندازه مبدل‌های حرارتی و (II) نسبت فشار کمپرسور. رسانش گرمایی کلی مبدل‌های حرارتی ثابت فرض شده است [۲ و ۱۱ و ۲۱ و ۲۳]. این فرضیات منجر به روابط زیر (معادلات (۳۸) و (۳۹)) می‌شوند، که در آن r_R طبق معادله (۴۰) تعریف می‌شود. بازه تغییرات متغیرهای تصمیم‌گیری در جدول ۳ ارائه شده است.

$$(UA)_T = \text{Constant} \quad (38)$$

$$r_{HTHE} + r_{LTHE} + r_R = 1 \quad (39)$$

$$r_R = \frac{(UA)_R}{(UA)_T} \quad (40)$$

جدول ۳: بازه تغییرات متغیرهای تصمیم‌گیری

Table 3. Decision variables range

| بازه | متغیر تصمیم‌گیری |
|---------|-------------------|
| [۱, ۲۰] | نسبت فشار کمپرسور |
| [۰, ۱] | r_{HTHE} |
| [۰, ۱] | r_{LTHE} |

۳- بهینه‌سازی

در مقادیر مشخص F ، با شبیه‌سازی سیستم در نرم افزار متلب، دما و انرژی جریان‌های سیستم محاسبه شدند. نتیجه این محاسبه در الگوریتم ژنتیک تک‌هدفه برای بهینه‌سازی استفاده شد. زیرا از این الگوریتم در بسیاری از مسائل بهینه‌سازی ترمودینامیکی استفاده شده و نتایج قابل قبولی ارائه داده است [۲۱ و ۲۲]. مقادیر پارامترهای بهینه‌سازی طبق جدول ۲ تعیین شده‌اند. برای مقادیر مشخص F ، بهینه‌سازی براساس فلوجارت نشان داده شده در شکل ۳ انجام شده است. توان کل خروجی سیستم به عنوان تابع هدف در بهینه‌سازی (معادله (۳۵)) مشخص شده است.

$$\dot{W} = \dot{E}_{10} - \dot{E}_9 \quad (35)$$

متغیرهای تصمیم‌گیری برای بهینه‌سازی سیستم، نسبت فشار کمپرسور

۴- نتایج

نمودار تغییرات توان خالص بدون بعد بر حسب F در حالت بیشینه توان در شکل ۴ نشان داده شده است. همان طور که در شکل زیر ملاحظه می شود، با افزایش F از مقدار صفر، میزان توان خالص در حالت بیشینه توان، ابتدا با شیب ملایم و سپس با شیب نسبتاً زیاد افزایش یافته و در $F=0/3$ به بیشترین مقدار خود می رسد. با افزایش بیشتر F مقدار توان خالص با شیب زیاد کاهش می یابد. به منظور استخراج رابطه ای بین توان بیشینه بدون بعد و دبی جرمی بدون بعد، منحنی چند جمله ای از مرتبه ۵ بر نمودار شکل ۴ تطبیق داده شد. معادله به دست آمده به صورت رابطه (۴۱) می باشد. با استفاده از این رابطه می توان به ازای مقادیر مختلف F ، بیشینه مقدار توان خالص قابل تولید توسط سیستم را تعیین نمود.

$$\frac{\dot{W}_{net}}{(UA)_T \times T_0} = 0.9660 \times F - 3.6804 \times F^2 + 6.4322 \times F^3 - 5.4697 \times F^4 + 1.7919 \times F^5 \quad (41)$$

$(R^2 = 0.99, 0 \leq F \leq 1)$

اطلاعات دقیق از جریان های سیستم و اتلاف اگزرژی اجزاء، در بیشترین نقطه حالت بیشینه توان (در $F=0/3$) در جداول ۴ تا ۶ آورده شده اند. با توجه به جدول ۴ و رابطه (۳۹)، مقدار r_R برابر با صفر است، این بدان معنی است که استفاده از بازیاب حرارتی تأثیر قابل توجهی در عملکرد سیستم در بیشینه توان ندارد. علاوه بر این، با اینکه در بیشینه مقدار توان r_{LTHE} بیشتر از r_{HTHE} است، اما مقدار هر دو نزدیک به $0/5$ می باشد. بیژان [۲۴] نشان داد که بازده سیکل بازگشتناپذیر خارجی ژول برای تون مستقل از توزیع هدایت حرارتی در مبدل های حرارتی طرف گرم و سرد است و در ادامه نتیجه گرفت هنگامی که هدایت حرارتی کل به طور یکسان توزیع شود، توان خروجی به بیشینه مقدار خود می رسد. به علاوه چنگ و چن [۹] با بررسی سیکل بازگشتناپذیر به این نتیجه رسیدند زمانی که بازده اجزا سیکل کمتر از 10% است، نسبت بهینه هدایت مبدل حرارتی طرف گرم به هدایت کل اندکی کمتر از $0/5$ می شود، که مطالب بیان شده با نتایج جدول ۴ همخوانی دارد. همان طور که می توان در جدول ۶ مشاهده نمود، منشأ اصلی اتلاف اگزرژی سیستم، مبدل های حرارتی دما بالا و دما پایین می باشند و همچنین مبدل حرارتی دما پایین بالاترین نرخ اتلاف اگزرژی را دارد.

جدول ۴: متغیرهای تصمیم گیری در بیشینه، بیشینه توان

Table 4. Decision variables at maximum of maximum power

| r_{LTHE} | r_{HTHE} | نسبت فشار کمپرسور |
|------------|------------|-------------------|
| ۰/۵۵۲۹ | ۰/۴۴۷۱ | ۴/۷۹۰۴ |

به منظور بررسی روند همگرایی بهینه سازی، نمودار برازش برای $F=0/3$ در شکل ۵ به نمایش درآمده است. همان طور که در این شکل

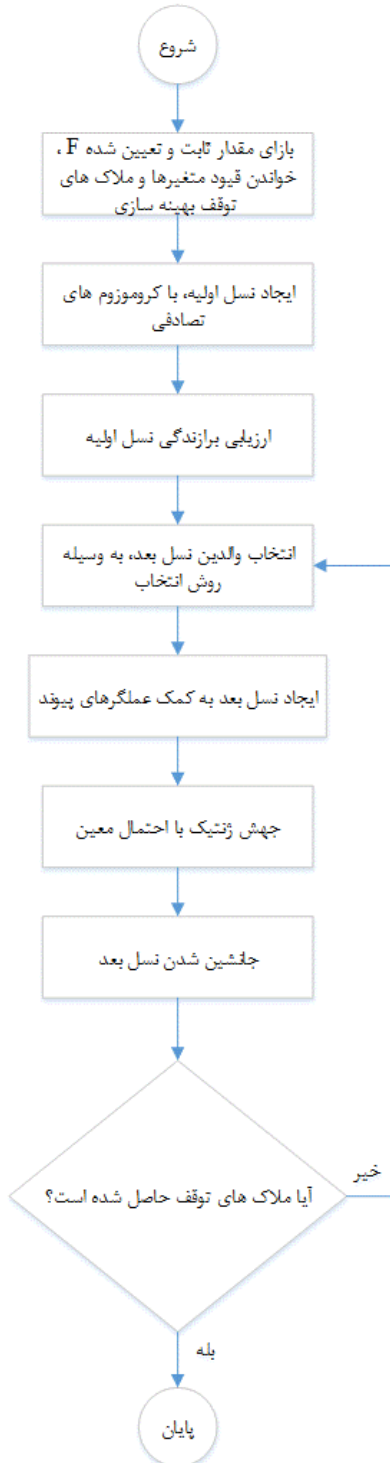


Fig. 3. Optimization process flow chart

شکل ۳: فلوچارت فرآیند بهینه سازی

ملاحظه می گردد، پس از ۵۵۰ تکرار، معیار همگرایی ذکر شده در جدول ۲ ارضا شده است.

نمودارهای اگزرژی بدون بعد جریان گرم قبل از مبدل دما بالا، حرارت بدون بعد ورودی به سیستم، اگزرژی حرارتی بدون بعد ورودی به سیستم و اگزرژی بدون بعد حرارت ورودی به سیستم بر حسب F ، در شکل ۶ نشان

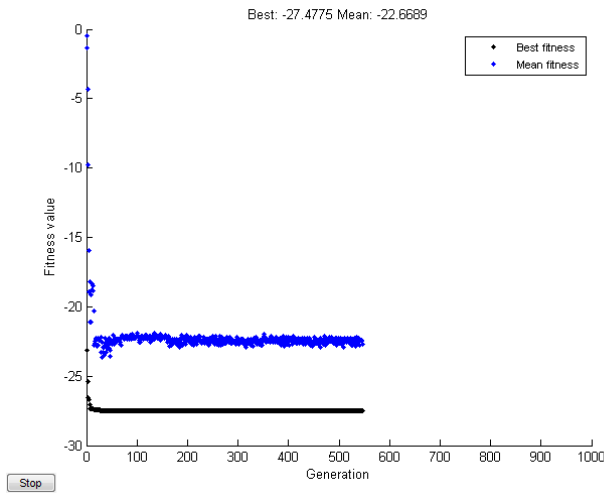


Fig. 5. Convergence process of fitness function at $F=0.3$

شکل ۵: روند همگرایی تابع برازش در $F=0.3$

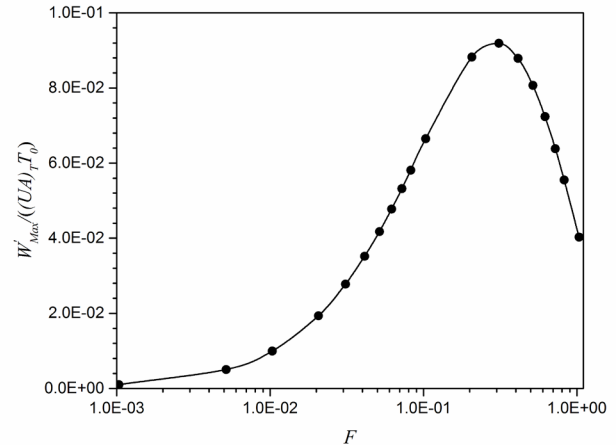


Fig. 4. Effect of F on mean temperature of streams passing through heat exchangers

شکل ۴: تاثیر F بر روی مقدار بیشینه توان خالص بدون بعد

جدول ۵: مقادیر دما و انگرژی جریان در بیشینه مقدار بیشینه توان

Table 5. Temperature and exergy values of streams at maximum of maximum power condition

| جریان | $E(kW)$ | $T(K)$ |
|-------|----------|--------|
| ۱ | ۰ | ۴۴۲/۴۹ |
| ۲ | ۸۴/۳۲۶۵۶ | ۶۷۶/۰۶ |
| ۳ | ۸۴/۳۲۶۵۶ | ۶۷۶/۰۶ |
| ۴ | ۱۵۰/۵۱۳ | ۹۷۴/۱۰ |
| ۵ | ۴۳/۶۸۹۹۸ | ۶۷۶/۰۶ |
| ۶ | ۴۳/۶۸۹۹۸ | ۶۷۶/۰۶ |
| ۷ | ۲۰/۹۰۵۹۶ | ۵۴۱/۱۲ |
| ۸ | ۹۵/۶۸۳۷۴ | ۹۱۶/۳۴ |

جدول ۶: مقادیر انگرژی سوخت، انگرژی محصول و اتلاف انگرژی اجزا مختلف در نقطه بیشینه توان

Table 6. Fuel exergy, product exergy and exergy destruction values of cycle components at maximum point of maximum power

| جزء سیکل | انگرژی سوخت (kW) | انگرژی محصول (kW) | اتلاف انگرژی (kW) |
|------------------|------------------|-------------------|-------------------|
| کمپرسور | ۷۶/۷۳۴۰ | ۷۵.۹۱۳۷ | ۱/۲۴۰۷ |
| بازویاب | ۰ | ۰ | ۰ |
| مبدل چشمه | ۷۴/۶۴۲۱ | ۶۶/۱۸۶۴ | ۸/۴۵۵۷ |
| حرارتی دما بالا | ۱۰۶/۸۲۳۰ | ۱۰۴/۱۲۴۸۹ | ۲/۲۷۷۸ |
| توربین | ۳۵/۲۷۷۱ | ۲۰/۹۰۴۹ | ۱۴/۳۷۱۲ |
| مبدل چشمه | | | |
| حرارتی دما پایین | | | |

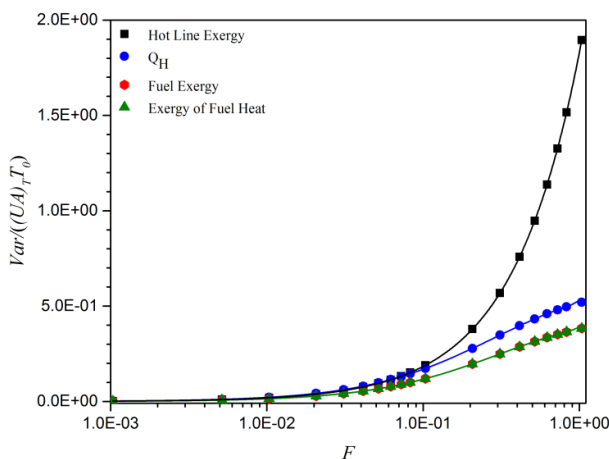


Fig. 6. Effect of F on dimensionless exergy of high temperature flow, fuel exergy, exergy of inlet heat, inlet heat to the system

شکل ۶: تاثیر F بر روی انگرژی بدون بعد جریان دما بالا، انگرژی سوخت بدون بعد، انگرژی بدون بعد حرارت ورودی و حرارت بدون بعد ورودی به سیستم

مداوم با افزایش F افزایش می‌یابد. بیشینه توان در ابتدا با F افزایش می‌یابد ولی در مقادیر بالاتر F از مقدار آن کاسته می‌شود. برای مقادیر F کوچکتر از ۰/۱، توان و اگزرژی سوخت، تقریباً یکسان می‌باشند و تفاوت بین این دو پس از آن با توجه به رشد سریع تخریب اگزرژی ناشی از انتقال حرارت، افزایش می‌یابد. در مقادیر بالاتر F ، به دلیل نادیده گرفتن اگزرژی منابع گرمایی (بازگشت‌ناپذیری‌های خارجی) اگزرژی سوخت معیاری مناسب برای اگزرژی قابل دسترس، نمی‌باشد. تعریف جدید ارائه شده برای اگزرژی حرارتی این کمبود را در نظر می‌گیرد. تعریف جدید اگزرژی حرارتی و تعریف متداول آن، رفتار مشابهی تا $F=0/1$ دارند. پس از این مقدار، روند افزایش اگزرژی جدید، کندتر می‌شود و در $F=0/5$ به بیشینه مقدار خود می‌رسد. تعریف دومی طبق معادله (۴۵) می‌توان برای اگزرژی جدید ارائه نمود. به منظور استخراج این تعریف از رابطه (۴۲) استفاده شده است. بدین منظور، جمله T_0/\bar{T}_H طبق رابطه (۴۴) به صورت حاصل ضربی از نسبت دماها با توجه به شکل ۶ بازنویسی می‌شود. جملات دوم و چهارم این حاصل ضرب به ترتیب نسبت دمای جریان سرد به دمای سیال عامل دما پایین و نسبت دمای سیال عامل دما بالا به دمای جریان گرم می‌باشند. این دو جمله نمایانگر بازگشت‌ناپذیری‌های خارجی هستند (در صورت عدم وجود بازگشت‌ناپذیری‌های خارجی، مقدار این دو جمله برابر با ۱ به دست می‌آید). با حذف شدن این دو جمله از حاصل ضرب، بازگشت‌ناپذیری‌های خارجی از تعریف اگزرژی حذف خواهند شد و تعریف جدید، طبق رابطه (۴۵) بدست می‌آید. به منظور مقایسه و صحت‌گذاری این دو تعریف، هر دو معادله (۴۴) و (۴۵) به عنوان تابعی از F ، در شکل ۵ ترسیم شده‌اند. این دو تعریف (به جز اختلاف ناچیز در مقادیر زیاد F) با یکدیگر سازگار می‌باشند، که نشان‌دهنده دقت محاسبات در پژوهش حاضر است.

$$\frac{T_0}{T_H} = \frac{T_0}{T_L} \times \frac{\bar{T}_l}{\bar{T}_c} \times \frac{\bar{T}_c}{T_h} \times \frac{\bar{T}_h}{\bar{T}_H} = \frac{T_0}{T_L} \times \frac{\bar{T}_c}{\bar{T}_h} \quad (44)$$

$$\dot{E}_{FT} = \dot{Q}_H \times \left(1 - \left(\frac{T_0}{T_L} \times \frac{\bar{T}_c}{\bar{T}_h} \right) \right) \quad (45)$$

بر اساس تعریف جدید اگزرژی حرارتی، بازده قانون دوم طبق معادله (۴۶) اصلاح می‌شود.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{FT}} \quad (46)$$

شکل ۸ تأثیر F بر روی دمای متوسط جریان‌های عبوری از مبدل‌های دما بالا و دما پایین در حالت بیشینه توان را نشان می‌دهد. اختلاف بین دمای میانگین جریان‌های گرم و سرد با افزایش F افزایش می‌یابد، حال آن که اختلاف بین دمای میانگین بالا و پایین سیال عامل با افزایش F کاهش می‌یابد. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که اتلاف اگزرژی در مبدل‌های

ورودی و اگزرژی بدون بعد حرارت ورودی به سیستم، $(\dot{Q}_H \times (1 - T_0/\bar{T}_H))$ ، با این که از دو روش متفاوت به دست آمده‌اند، کاملاً با هم مطابقت دارند که این امر، درست بودن محاسبات مربوط به اگزرژی این مقاله را صحت‌گذاری می‌کند.

اتلاف اگزرژی به طور عمده در داخل اجزای سیستم مانند محافظه احتراق و مبدل‌های حرارتی وجود دارد [۱۹]. در هر سیستم داده شده، تخریب اگزرژی ناشی از قیود سیستم، اجتناب‌ناپذیر است [۱۷]. محدودیت اندازه و زمان، منابع تولید آنتروپی در چنین شرایطی می‌باشند. به منظور جلوگیری از اضافه شدن این اتلاف اگزرژی غیرقابل اجتناب به محاسبات اتلاف اگزرژی و در نتیجه تخمین غیرواقعی آن، رویکرد معقول و منطقی این است که اگزرژی به عنوان تابعی از اندازه و زمان بیان شود. تأثیر تخریب (اتلاف) اگزرژی ناشی از قید زمان محدود با استفاده از حذف اتلاف اگزرژی منابع حرارتی، که غیر قابل اجتناب می‌باشد، از تعریف اگزرژی معمولی (طبق معادله (۴۲))، مد نظر قرار گرفته می‌شود.

$$\dot{E}_F = \dot{Q}_H \times \left(1 - \frac{T_0}{T_H} \right) \quad (42)$$

$$\dot{E}_{FT} = \dot{E}_F - \dot{E}_{D, Heat Sources} \quad (43)$$

اثر F بر اگزرژی سوخت بدون بعد، توان بدون بعد، مجموع اتلاف اگزرژی بدون بعد در منابع حرارتی و تعریف جدید اگزرژی حرارتی بدون بعد در شکل ۷ نشان داده شده است. این پارامترها در $F=0/01$ دارای حداقل مقدار خود می‌باشند.

اگزرژی سوخت و مجموع اتلاف اگزرژی چشمه‌های حرارتی به طور

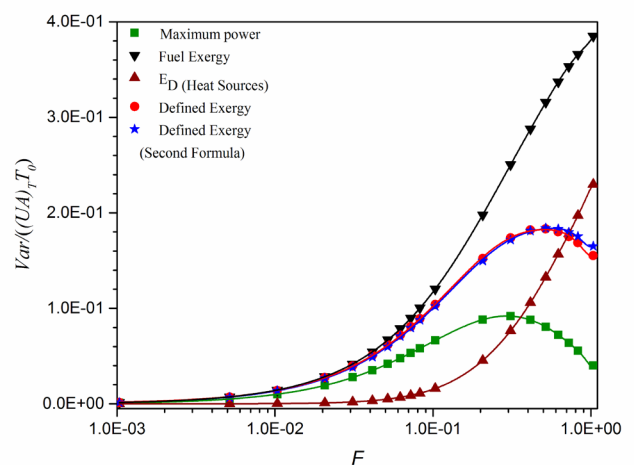


Fig. 7. Effect on F on dimensionless fuel exergy, exergy destructions of heat sources, new defined exergy

شکل ۷: اثر F بر اگزرژی سوخت بدون بعد، توان بدون بعد، اتلاف کامل اگزرژی بدون بعد در منابع حرارتی و تعریف جدید اگزرژی حرارتی بدون بعد

تغییرات این پارامترها می‌توان نتیجه گرفت که قسمت اعظم اتلاف انرژی، به خصوص برای مقادیر زیاد F ، ناشی از اجزای دیگر سیستم (برای مثال مبدل‌های حرارتی) می‌باشد.

شکل ۱۰ نمودار تغییرات بازده قانون اول و بازده بازگشت‌پذیر داخلی را برای حالت بیشینه توان، بر حسب F نشان می‌دهد. هر دو بازده در ابتدا با شیب بسیار کمی تا $F=0.1$ کاهش می‌یابد. اما پس از آن با افزایش مقادیر F ، شیب کاهش مقدار این بازده افزایش می‌یابد و نهایتاً به صفر می‌رسد. علت کاهش مقدار بازده برای مقادیر زیاد F ، کاهش توان و همزمان افزایش حرارت ورودی به سیستم می‌باشد. با توجه به شکل، مقدار بازده قانون اول برای تمام مقادیر F از بازده I.R کمتر می‌باشد. علت اختلاف بازده قانون اول و بازده I.R، در این دو حالت، تولید انترپوی داخلی سیستم می‌باشد. اگر اتلاف انرژی داخلی نبود، دو منحنی روی هم قرار می‌گرفتند. همان‌طور در این نمودار ملاحظه می‌شود، در ابتدا به علت این که زمان به سمت بی‌نهایت (F به سمت صفر) می‌رود اتلاف انرژی داخلی سیستم به سمت صفر میل می‌کند (شکل ۹). بنابراین، بازده قانون اول تقریباً برابر با بازده بازگشت‌پذیر داخلی خواهد شد. بازده کورزن آلبرن (CA) [۱] حالتی خاص از بازده I.R (بازده در $F=0.3$) می‌باشد.

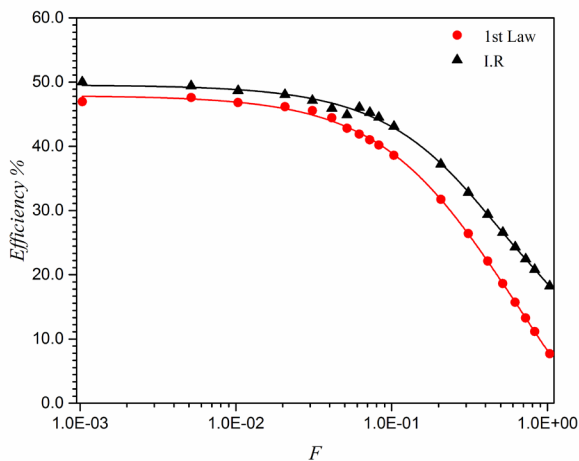


Fig. 10. Variations of first law and internal reversible efficiencies with F at maximum power condition

شکل ۱۰: تغییرات بازده قانون اول و بازده بازگشت‌پذیر داخلی بر حسب F برای حالت بیشینه توان

شکل ۱۱ تغییرات بازده قانون دوم و بازده قانون دوم تعریف شده در این مقاله (معادله ۴۵) را برای حالات بیشینه توان، بر حسب F نشان می‌دهد. برای تمام مقادیر F ، بازده تعریف شده در این مقاله، به علت حذف اثر اتلافات انرژی غیر قابل اجتناب سیستم، بیشتر از بازده معمول قانون دوم می‌باشد. هر دو بازده انرژی، برای مقادیر F نزدیک به صفر، به علت کاهش اتلاف انرژی چشمه‌های حرارتی با هم برابر می‌شوند. مقادیر هر دو بازده، با افزایش F کاهش می‌یابند. به طوری که با رفتن F به سمت ۱، بازدها به سمت صفر میل می‌کنند. علت کاهش بازده قانون دوم، افزایش انرژی

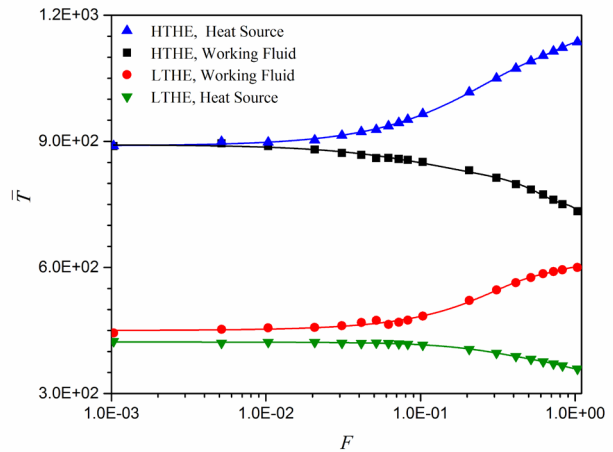


Fig. 8. Effect of F on mean temperature of high temperature and low temperature heat sources passing streams at maximum power condition

شکل ۸: تأثیر F بر روی دمای متوسط جریان‌های عبوری از مبدل‌های دما بالا و دما پایین در حالت بیشینه توان

حرارتی و به تبع آن اتلاف انرژی خارجی سیستم، ناشی از اختلاف بین دمای جریان‌های سرد و گرم با سیال عامل در تماس با آن‌ها، می‌باشد.

تغییرات اتلاف انرژی کل بدون بعد، اتلاف انرژی بدون بعد کمپرسور و توربین بر حسب F در شکل ۹ نشان داده شده‌اند. همان‌طور که در شکل ملاحظه می‌شود، در ابتدا و در کمترین مقدار F اتلاف انرژی در کمترین مقدار می‌باشد. علت این امر این است که در این حالت زمان انجام فرآیند به سمت بی‌نهایت میل می‌کند، در نتیجه اتلاف انرژی خارجی و اتلاف انرژی داخلی در واحد زمان به سمت صفر میل خواهد کرد و بازده برابر بازده کارنو خواهد شد (البته در این حالت همان‌طور که در شکل ۴ نشان داده شد، توان تولیدی نیز به سمت صفر میل خواهد کرد). مقادیر هر سه پارامتر نشان داده شده در نمودار، با افزایش F افزایش می‌یابند. از مقایسه

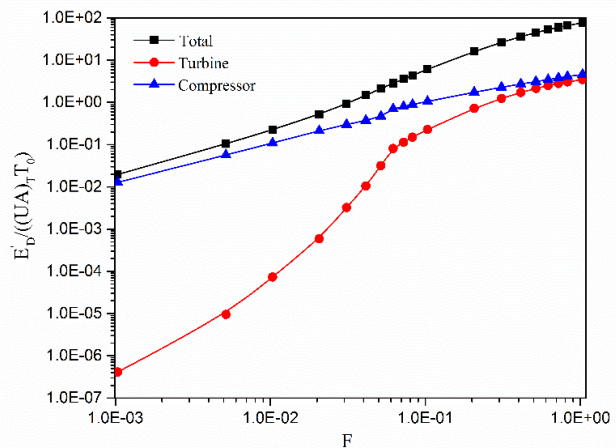


Fig. 9. Variation of dimensionless total, turbine and compressor exergy destructions with F

شکل ۹: تغییرات اتلاف انرژی بدون بعد کل، اتلاف انرژی بدون بعد کمپرسور و توربین بر حسب F

۵- نتیجه گیری

اهمیت این تحقیق در نظر گرفتن مفهوم ترمودینامیکی اندازه محدود و زمان محدود در تعریف اگزرژی است. به منظور وارد کردن محدودیت زمان و اندازه در مسئله فعلی، از دبی جرمی بدون بعد (F) استفاده شده است. اثر پارامتر F بر اتلاف اگزرژی داخلی سیستم و اتلاف اگزرژی خارجی مبدل‌های گرمایی مورد ارزیابی قرار گرفت. حداکثر توان قابل دسترسی در چرخه، با استفاده از روش بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک به عنوان تابعی از پارامتر F تعیین شده است. بیشینه مقدار توان قابل تولید توسط سیستم، به ازای تمامی مقادیر F ، در $F=0.3$ حاصل شد. بررسی اگزرژی اجزای سیستم در این حالت نشان داد که بیشترین اتلاف اگزرژی، به ترتیب مربوط به مبدل حرارتی چشمه حرارتی دما پایین و مبدل حرارتی چشمه حرارتی دما بالا می‌باشد، که اغلب این اتلافات، براساس شکل ۵، ناشی از محدودیت زمان بوده و غیرقابل اجتناب می‌باشند. افزایش F منجر به افزایش اتلاف اگزرژی خارجی و به تبع آن کاهش بازده قوانین اول و دوم و کارایی مبدل‌ها شد. با این وجود با کاهش F و میل کردن آن به سمت صفر، شرایط به سمت حالت کارنو و بیشینه توان تولیدی به سمت صفر میل نمودند. نوآوری‌های دیگر این پژوهش شامل تعاریف جدید اگزرژی گرمایی و بازده قانون دوم می‌باشند. تعاریف جدید برای اگزرژی، و بازده قانون دوم به شرح زیر هستند:

- اگزرژی حرارتی: حداکثر مقدار توان مفید است که یک سیستم اندازه محدود تحت یک فرایند زمان محدود (تحت قیود ذکر شده در متن مقاله)، بین حالت اولیه و مرده مشخص، می‌تواند تولید کند.
- بازده قانون دوم: نسبت واقعی توان کل خروجی از یک سیستم اندازه محدود مشخص، تحت یک فرایند زمان محدود (تحت قیود ذکر شده در متن مقاله)، به تعریف جدید اگزرژی حرارتی ورودی به سیستم.

فهرست علائم

| | |
|-----------|--|
| C_p | گرمای ویژه ($\text{kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}$) |
| \dot{E} | نرخ اگزرژی (kW) |
| F | دبی جرمی بدون بعد |
| \dot{m} | دبی جرمی (kgs^{-1}) |
| P | فشار ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$) |
| \dot{Q} | نرخ انتقال گرما (kW) |
| r | نسبت هدایت حرارتی مبدل گرمایی |
| \dot{S} | نرخ انتروپی (kWK^{-1}) |
| T | دما (K) |
| U | ضریب انتقال حرارت کلی ($\text{kWm}^{-2}\text{K}^{-1}$) |
| \dot{W} | توان (kW) |

علائم یونانی

بازده η

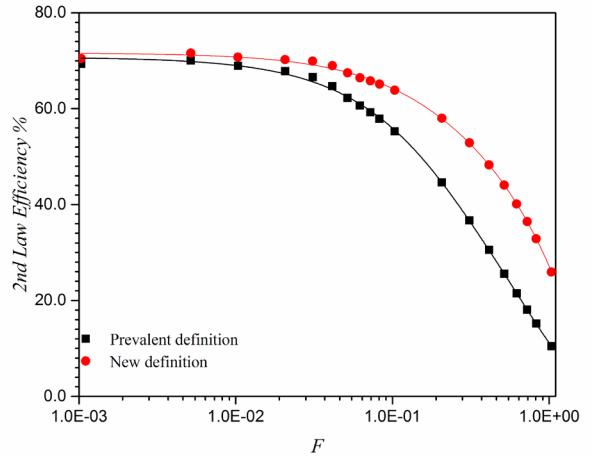


Fig. 11. Variation of prevalent and new defined second law efficiencies with F at maximum power condition

شکل ۱۱: تغییرات بازده قانون دوم و بازده قانون دوم جدید بر حسب F برای حالات بیشینه توان

ورودی و همزمان کاهش توان تولیدی به علت افزایش اتلاف اگزرژی می‌باشد.

روند تغییرات کارایی مبدل‌ها بر حسب F ، برای حالت بیشینه توان در شکل ۱۲ نشان داده شده است. منحنی تغییرات کارایی مبدل‌ها، نشان‌دهنده این است که زمانی که F به سمت صفر میل می‌کند، مقدار این پارامترها به سمت ۱ میل می‌کند و این نشان‌دهنده این امر است که سیستم به سمت حالت کارنو پیش می‌رود و دمای سیال عامل در مبدل‌ها، به سمت دمای جریان گرم و سرد مجاور خود میل می‌کند. برای تمام مقادیر F ، مقدار کارایی مبدل‌ها، با افزایش مقدار F کاهش می‌یابند. برای مقادیر کوچک F مقدار کارایی مبدل چشمه سرد از مبدل چشمه گرم بیشتر می‌باشد. این الگو برای مقادیر بزرگتر از $F=0.3$ معکوس می‌شود و اختلاف بین این ۲ پارامتر با افزایش مقدار F افزایش می‌یابد.

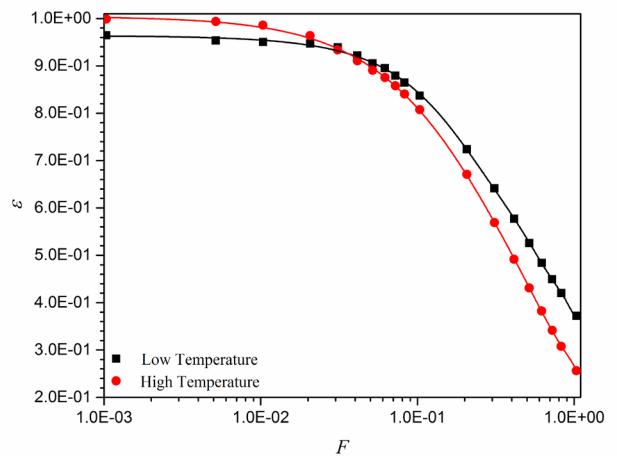


Fig. 12. Variation of heat exchangers effectiveness with F at maximum power condition

شکل ۱۲: تغییرات کارایی مبدل‌ها بر حسب F ، برای حالت بیشینه توان

- [6] F. Moukalled, RY. Nuwayhid, and N. Noueihed, The efficiency of endoreversible heat engines with heat leak, *Int J Energy Res* 19 (1995) 377–389. ε کارآیی مبدل
- [7] C. Wu, Power optimization of a finite time Carnot heat engine, *Energy* 13(9) (1998) 681–687. 0 حالت مرده
- [8] CY. Cheng, and CK. Chen, Power optimization of an endo reversible regenerative Brayton cycle, *Energy* 2(4) (1996) 241–247. ac کمپرسور
- [9] CY. Cheng, and CK. Chen, Power optimization of an irreversible Brayton heat engine, *Energy Sources* 1(5) (1997) 461–474. C کارنو، سیال عامل با دمای پایین
- [10] LG. Chen, FR. Sun, C. Wu, and RL. Kiang, Theoretical analysis of the performance of a regenerative closed Brayton cycle with internal irreversibilities, *Energy Conversion and Management* 3(9)(1997) 871–877. CA کوروزن آلبرون
- [11] A. Bejan, Thermodynamic optimization alternatives: minimization of physical size subject to fixed power, *Int J Energy Res* 23(1999)1111–1121. D اتلاف
- [12] B. Yang, L. Chen, and F. Sun, Exergoeconomic performance analyses of an endoreversible intercooled regenerative Brayton cogeneration type model, *Int J Sustainable Energy* 30 (2011) 65-81. F سوخت
- [13] Y. Haseli, Optimization of a regenerative Brayton cycle by maximization of a newly defined second law efficiency, *Energy Conversion and Management* 68 (2013) 133–140. FT زمان محدود
- [14] F. Angulo-Brown, An ecological optimization criterion for finite-time heat engines, *J Appl Phys* 6(11) (1991) 7465–7469. gt توربین گاز
- [15] Comment on Z. Yan, Comment on An ecological optimization criterion for finite-time heat engines, *J Appl Phys* 73(7) (1993) 3583. h سیال عامل با دمای بالا
- [16] G. Tsatsaronis, and MH. Park, On avoidable and unavoidable exergy destructions and investment costs in thermal systems, *Energy Conversion and Management* 43 (2002) 1259-1270. H چشمه حرارتی با دمای بالا
- [17] F.Petrakopoulou, G. Tsatsaronis, T. Morosuk, and A. Carassai, Conventional and advanced exergetic analyses applied to a combined cycle power plant, *Energy* 41 (2012) 146-152. HE مبدل حرارتی
- [18] G. D. Vučković, M. V. Vukić, M. M. Stojiljković, and D. D. Vučković, Avoidable and unavoidable exergy destruction and exergoeconomic evaluation of the thermal processes in a real industrial plant, *Thermal Science* 16 (2012) 433-446. HTHE مبدل حرارتی چشمه حرارتی با دمای بالا
- [19] E. Açıkkalp, H. Aras, and A. Hepbaslı, Advanced exergoeconomic analysis of a trigeneration system using a diesel-gas engine Modeling and optimization of combined cycle power plant based on exergoeconomic I.R بازگشت پذیر داخلی
- [20] Comment on Z. Yan, Comment on An ecological optimization criterion for finite-time heat engines, *J Appl Phys* 73(7) (1993) 3583. k شماره اجزای سیستم
- [21] Comment on Z. Yan, Comment on An ecological optimization criterion for finite-time heat engines, *J Appl Phys* 73(7) (1993) 3583. L چشمه حرارتی با دمای پایین (چاه حرارتی)
- [22] Comment on Z. Yan, Comment on An ecological optimization criterion for finite-time heat engines, *J Appl Phys* 73(7) (1993) 3583. LTHE مبدل حرارتی چشمه حرارتی با دمای پایین
- [23] Comment on Z. Yan, Comment on An ecological optimization criterion for finite-time heat engines, *J Appl Phys* 73(7) (1993) 3583. me بیشینه تابع اکولوژی
- [24] Comment on Z. Yan, Comment on An ecological optimization criterion for finite-time heat engines, *J Appl Phys* 73(7) (1993) 3583. mp بیشینه توان
- [25] Comment on Z. Yan, Comment on An ecological optimization criterion for finite-time heat engines, *J Appl Phys* 73(7) (1993) 3583. P محصول
- [26] Comment on Z. Yan, Comment on An ecological optimization criterion for finite-time heat engines, *J Appl Phys* 73(7) (1993) 3583. R بازیاب
- [27] Comment on Z. Yan, Comment on An ecological optimization criterion for finite-time heat engines, *J Appl Phys* 73(7) (1993) 3583. T کل
- [28] Comment on Z. Yan, Comment on An ecological optimization criterion for finite-time heat engines, *J Appl Phys* 73(7) (1993) 3583. II قانون دوم

منابع

- [1] FL. Curzon, and B. Ahlborn, Efficiency of a Carnot engine at maximum power output, *Am J Phys*, 43(1) (1975) 22-24.
- [2] C. A. Herrera, A. S. Jairo, and E. R. Miguel, Power and entropy generation of an extended irreversible Brayton cycle: optimal parameters and performance, *J Phys D: Appl Phys*, 39 (2006) 3314-3324.
- [3] JM.Gordon, Observations on efficiency of heat engines operating at maximum power, *Am J Phys* 58(4) (1990) 370-375.
- [4] B. Agnew, A. Anderson, and TH. Frost, Optimisation of a steady flow Carnot cycle with external irreversibilities for maximum specific output, *Appl Therm Engng* 1(1997).3–15.
- [5] A. DeVos, Efficiency of some heat engines at maximum power conditions, *Am J Phys* 5 (1985) 570–573.

- environmental analyses, and multi-objective optimization of a gas turbine power plant, *Applied Thermal Engineering* 31 (2011) 2529-2540.
- [23] L. Chen, B. Yang, and F. Sun, Finite time exergoeconomic performance of a real intercooled regenerated gas turbine cogeneration plant. Part 1: model description and parametric analyses, *Int. J. Low-Carbon Tech* 9 (2014)29-37.
- [24] A. Bejan, Theory of heat-transfer irreversible power-plants, *Int J Heat Mass Transm* 31(6) (1988) 1211–1219.
- and environmental analyses, *Applied Thermal Engineering* 67 (2014) 388-395.
- [20] Z. Ding, L. Chen, and F. Sun, Finite time exergoeconomic performance for six endoreversible heat engine cycles: Unified description, *Applied Mathematical Modelling* 35 (2011) 728–736.
- [21] M. M. Naserian, S. Farahat, and F. Sarhaddi, Finite time exergy analysis and multi-objective ecological optimization of a regenerative Brayton cycle considering the impact of flow rate variations, *Energy Conversion and Management* 103 (2015) 790-800.
- [22] P. Ahmadi, and I. Dincer, Thermodynamic and exergoe

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

Please cite this article using:

M. M. Naserian, S. Farahat, F. Sarhaddi, Performance Optimization of an Irreversible Brayton Cycle, and Proposing New Definitions for Second Law Efficiency and Exergy, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 50(2) (2018) 385-397.
DOI: 10.22060/mej.2016.713



