Archive of SID

نشریه علمی‌پژوهشی مهندسی و مدیریت انرژی
سال پنجم، شمارهٔ دوم/ تابستان ۱۳۹۴/ صفحه ۵۲ـ۶۱

تحلیل انرژی، اگزرژی و اقتصادی موتور احتراق داخلی مجهز به سیستم‌های پرخوران و خنک‌کن میانی

امیر گودرزی[۱*]، محمد مهدی دوستدار[۲]

[۱] کارشناس ارشد مرکز تحقیقات موتور، دانشگاه جامع امام حسین(ع)، تهران، ایران
kpagoudarzi@ihu.ac.ir
[۲] دانشیار مرکز تحقیقات موتور، دانشگاه جامع امام حسین(ع)، تهران، ایران
mdostdar@ihu.ac.ir

چکیده: تحلیل اگزرژی ابزاری برای تعیین سهم فرایندهای دخیل در انتقال قابلیت کاردهی ورودی به سیستم و مکانی است که در آن، افت انرژی مفید در یک سیستم یا فرایند رخ می‌دهد. در این تحقیق، تحلیل اگزرژیک عملکرد موتور احتراق داخلی اشتعال جرقه‌ای مجهز به سیستم‌های پرخوران و خنک‌کن میانی مدنظر است. برای این منظور ابتدا روش مدل‌سازی اجزای سیستم تحت مطالعه یعنی موتور، کمپرسور، توربین و خنک‌کن میانی معرفی می‌شود. سپس پایه‌های مفهومی لازم برای تحلیل اگزرژی سیستم، با تعریف عبارات اگزرژی و ایجاد معادلهٔ تعادلی مربوط بنا نهاده می‌شود و روابط مربوط به بازده قانون دوم، براساس تعریف مربوط به حالت ایدئال عملکردی برای هر جزء ارائه می‌شود. همچنین روش آنالیز اگزرژواکونومیک برای تحلیل اقتصادی و بهینه‌سازی سیستم‌های حرارتی بر مبنای ترکیب مفاهیم مالی و اگزرژی ارائه می‌شود. از نتایج تحلیل اگزرژی مشخص می‌شود که فرایند احتراق عامل غالب در بازگشت‌ناپذیری سیستم است. از نتایج دیگر این تحقیق، می‌توان به عملکرد مطلوب‌تر موتور از منظر پارامترهای اگزرژواکونومیک نسبت به سایر اجزای سیستم اشاره کرد.

واژه‌های کلیدی: موتور احتراق داخلی، پرخوران، خنک‌کن میانی، آنالیز اگزرژی، اگزرژواکونومیک.

* نویسندهٔ مسئول

www.SID.ir

Archive of SID

۱. مقدمه

استفاده از پرخوران[1] یکی از روش‌های دستیابی به موتور با ابعاد کوچک‌تر به‌همراه حفظ قدرت تولیدی و بازده آن است. اساس این روش راندن یک کمپرسور به‌کمک یک توربین و افزایش فشار و چگالی هوای ورودی موتور و درنتیجه، افزایش مقدار دبی جرمی هوای ورودی است [۱، ۲ و ۳]. مطالعات فراوانی روی تأثیر پرخوران‌ها بر عملکرد موتورهای احتراق داخلی انجام گرفته‌اند و تمامی این مطالعات مؤید افزایش توان خروجی موتور در اثر پرخورانی شدن هستند؛ منوط به اینکه انتخاب پرخوران به‌منظور تطابق با موتور به‌طور صحیحی انجام بگیرد [۴ و ۵].

اولین مدل‌های احتراق در موتورهای احتراق داخلی توسط اعمال قانون اول ترمودینامیک روی سیستم بسته با حجم وابسته به زمان، به‌صورت یک یا چند ناحیه‌ای به‌دست آمدند [۱]. بنای مدل‌های چندناحیه‌ای، قانون بقای جرم و قانون اول ترمودینامیک است و در مدل‌سازی موتور به روش ترمودینامیکی، استفاده از قانون دوم به‌عنوان یکی از لوازم مدل‌سازی مطرح نیست، ولی با توسعهٔ مفاهیم ترمودینامیک مشخص شد که استفادهٔ تنها از قانون اول به‌طور کامل، مشخص‌کنندهٔ عملکرد موتور نیست و برای بررسی تخریب انرژی قابل استفاده در فرایندهای مختلف موتور، نیاز به استفاده از قانون دوم است. به این ترتیب، تحلیل اگزرژی فرایندهای موتور به‌منظور شناخت مناطق افت قابلیت کاردهی رواج پیدا کرد [۶ و ۷]. از نمونه‌های کامل کاربرد تحلیل انرژی و اگزرژی روی موتور احتراق داخلی می‌توان به مقاله‌ای از راکپولوس و همکاران [۸] اشاره کرد.

در دهه‌های اخیر، به‌سبب بالارفتن قیمت‌های انرژی، افزایش آسیب‌های زیست‌محیطی و محدودیت در منابع تجدیدناپذیر عملکرد بهینهٔ سیستم از منظر مصرف انرژی و هزینه‌های تولیدی اهمیت ویژه‌ای یافته است. اهداف مذکور منجر به شکل‌گیری ایدهٔ توجه همزمان به مفاهیم ترمودینامیکی و اقتصادی شده است. به این ترتیب، ترکیب قانون دوم ترمودینامیک با مفاهیم اقتصادی به‌منظور تعیین ارزش مالی جریان‌های انتقال اگزرژی منجر به شکل‌گیری ابزاری توانمند برای بهینه‌سازی سیستم‌های حرارتی پیچیده شده است که به نام تحلیل اگزرژواکونومیک[2] شناخته می‌شود. روش‌های متفاوتی برای استفاده از این دیدگاه توسعه پیدا کرده‌اند [۹ و ۱۰]. از موارد استفادهٔ این تحلیل می‌توان به کار عباسپور و همکاران برای بهینه‌سازی چندهدفهٔ چرخهٔ تبرید جذب آب لیتیم برمید اشاره کرد. ایشان در این تحقیق، از نتایج تحلیل اگزرژواکونومیک به‌همراه الگوریتم ژنتیک استفاده کردند [۱۱]. همچنین می‌توان از مطالعهٔ احمدی و همکارانش به‌عنوان نمونهٔ دیگری از بهینه‌سازی چندهدفه توسط تحلیل اگزرژواکونومیک نام برد [۱۲]. گاپتا و همکاران از این تحلیل به‌منظور بررسی عملکرد دیگ بخار با سوخت زغال‌سنگ استفاده کردند [۱۳]. الماسی و همکارانش از این تحلیل برای بهینه‌سازی عملکرد نیروگاه توربین گاز ماهشهر استفاده کردند [۱۴]. از کاربردهای مهم این تحلیل می‌توان به بررسی کارایی سیستم‌های بازیاب حرارتی اشاره کرد [۱۵ و ۱۶]. در تحقیق حاضر، از روش هزینهٔ مخصوص اگزرژی (SPECO[3]) برای تحلیل مالی سیستم استفاده شده است [۱۷]. نمونهٔ شناخته‌شدهٔ کاربرد این روش، مسئلهٔ بهینه‌سازی چرخهٔ ترکیبی CGAM است [۱۸].

توسط رابطهٔ تعادلی اگزرژی برای سیستم‌های حرارتی می‌توان مقدار و منبع تخریب قابلیت کاردهی را تعیین کرد. در این تحقیق، ابتدا فرایند تطابق موتور و پرخوران شبیه‌سازی می‌شود. برای این منظور، روش مدل‌سازی اجزای سیستم به اختصار توضیح داده می‌شود. سپس تعاریف لازم برای تحلیل اگزرژی سیستم بیان می‌شود و با توجه توأمان به مفاهیم مالی و اگزرژی تحلیل اگزرژواکونومیک بنا نهاده می‌شود. در انتها تحلیل‌های بحث‌شده برای یک نقطهٔ عملکردی سیستم به‌کار گرفته می‌شوند و عملکرد سیستم از منظر قانون دوم ترمودینامیک و تعاریف اقتصادی ارزیابی می‌شود.

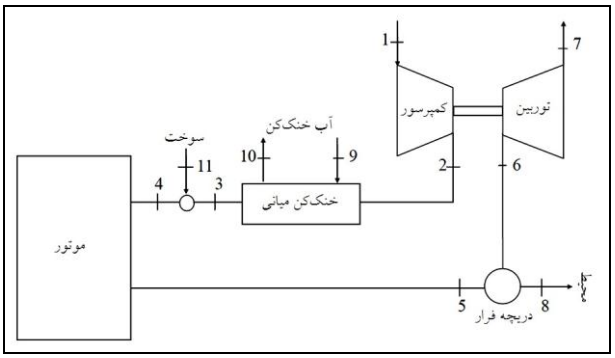
۲. مشابه‌سازی موتور پرخورانی شده

در این قسمت، روش‌های به‌کارگیری‌شده برای مدل‌سازی عملکرد موتور و اجزای سیستم پرخوران بررسی می‌شوند. همچنین توضیحاتی کلی دربارهٔ فرایند شبیه‌سازی تطابق پرخوران با موتور و چگونگی بررسی کیفیت انطباق به بحث گذاشته می‌شود. به‌طور کلی، توربوماشین به‌صورت ایدئال مناسب کارکرد در ترکیب با ماشین‌های رفت و برگشتی نیست، بنابراین ترکیب موتور و پرخوران باید با دقت طراحی شود [۲]. هدف کلی فرایند تطابق، انطباق پرخوران با مناسب‌ترین مشخصات به موتور برای به‌دست‌آوردن بهترین عملکرد کلی از موتور است. برای این منظور، بررسی دقیق سیستم‌های موجود در پرخورانی، مطابق شکل (۱) الزامی است. فرایند شبیه‌سازی تطابق طبق نمودار گردشی ارائه‌شده در بخش ضمائم است.

1. Turbocharger
2. Exergoeconomic
3. Specific Exergy Costing

www.SID.ir

Archive of SID



شکل (۱): نمای شماتیک سیستم مورد بررسی

۱.۲. موتور

مدل‌سازی چرخهٔ عملکردی موتور در این تحقیق، بر مبنای قوانین مکانیک سیالات، قوانین ترمودینامیک، قانون بقای جرم، واکنش‌های تعادلی و روابط حاکم بر گاز شبه‌کامل استوار است و به این ترتیب، خواص ماکروسکوپی مخلوط درون سیلندر، مانند فشار و دما و دیگر کمّیت‌های مورد نظر، با فرض وقوع فرایندهای ترمودینامیکی به‌صورت شبه‌تعادلی، در درجات مختلف لنگ محاسبه می‌شوند. به‌طور خاص، مشابه‌سازی احتراق براساس روش‌های چندناحیه‌ای صورت گرفته که بر پایهٔ یکسان‌سازی خواص ترمودینامیکی در هر ناحیه و یکسان‌سازی فشار در تمام سیلندر توسعه پیدا کرده‌اند [۱۹]. مرز تشخیص نواحی در این مدل بر پایهٔ پیشروی آشفتهٔ شعله بنا نهاده شده است. سرعت پیشروی شعله بسته به نوع سوخت و خواص ترمودینامیکی مخلوط درون محفظهٔ احتراق متفاوت است [۲۰]. همچنین میزان انتقال حرارت در چرخهٔ کاری موتور، براساس مدل اناند[1] محاسبه شده است [۱]. به‌منظور نیل به نتایج صحیح در شبیه‌سازی، لازم است ضرایب تجربی مربوط به مدل احتراقی و انتقال حرارت با استفاده از داده‌های آزمون کالیبره شوند [۲۱].

در مدل‌سازی فرایندهای چرخهٔ تولید، توان موتور از هر درجه لنگ به‌عنوان یک گام محاسباتی برای گسسته‌سازی معادلات توسعه‌یافته بهره‌گیری می‌شود. به این ترتیب، خواص ترمودینامیکی در هر گام به روش حل تکرارشونده توسط روابط ارائه‌شده و با داشتن خواص گام قبل قابل محاسبه است. شرح کامل معادلات حاکم در هر بخش و روش حل در مراجع [۲۱-۲۳] ذکر شده است.

۲.۲. کمپرسور و توربین شعاعی

در سیستم‌های پرخورانی به‌دلیل مواجهه با دبی زیاد و محدودهٔ وسیع عملکردی، توربوماشین‌های شعاعی به‌کار گرفته می‌شوند [۲]. تحلیل عملکرد توربوماشین‌ها در هر سطحی بر شناخت دقیق فرایندهای ترمودینامیکی و مکانیک سیالاتی آن استوار است. در این تحقیق، از فرض وجود جریان یک‌بعدی گاز ایدئال برای مدل‌سازی ساده‌تر و پرهیز از ورود به پیچیدگی‌های مربوط به جریان دوبعدی و سه‌بعدی در توربوماشین‌ها و صرفه‌جویی در زمان و هزینه استفاده می‌شود و توسط ضرایب افت که غالباً به شکل تجربی به‌دست می‌آیند، اثرات جریان ثانویه و سایر افت‌های جریان واقعی به مدل اضافه می‌شوند [۲۴]. جریان یک‌بعدی به‌صورت جریانی شناخته می‌شود که خواص آن در صفحهٔ عمود بر راستای حرکت سیال ثابت می‌ماند و تنها در جهت حرکت سیال تغییر می‌کند. در این مدل‌سازی، فرض بر این است که سیال در راستای خطوط جریان که خود منبعث از هندسهٔ توربوماشین است، حرکت می‌کند. به این ترتیب، جریان در هر نقطه توسط چهار مقدار، به‌عنوان مثال دما، فشار، سرعت و زاویهٔ جریان شناسایی می‌شود.

در مدل یک‌بعدی، هر جزء کمپرسور شامل مجرای ورودی، پروانه، دیفیوزر و کلکتور و هر جزء توربین، شامل مجرای ورودی، حلزونی، نازل و روتور، به‌صورت مجزا مدل‌سازی می‌شود و ضرایب افت مربوط به‌صورت تابعی از تولید آنتروپی بر معادلات حاکم اعمال می‌شوند. شرح کامل معادلات حاکم در هر بخش و روش حل در مراجع [۲۵، ۲۶ و ۲۷] ذکر شده است.

به‌منظور دستیابی به یک تطابق صحیح بین موتور و پرخوران، در ابتدا باید تمامی نقاط کارکردی موتور مجهز به پرخوران مورد نظر به‌دست آیند. این نقاط کارکردی شامل خطوط سرعت ثابت و بار ثابت هستند. خطوط سرعت ثابت با ثابت نگه‌داشتن سرعت موتور و تغییر میزان بازشدگی دریچهٔ گاز به‌دست می‌آیند و به‌جای خطوط بار ثابت که نیازمند به‌کارگیری مکانیزم‌های کنترلی است و در شرایط آزمایشگاهی حالت انتزاعی دارد، از ثابت نگه‌داشتن مکان دریچهٔ گاز و تغییر سرعت موتور استفاده می‌شود [۴]. برهم‌نهی این خطوط با منحنی عملکرد کمپرسور تصویر لازم برای ارزیابی کیفیت تطابق را شکل می‌دهد. قرارگرفتن شرایط کارکردی موتور در منطقهٔ امن و پربازده منحنی کمپرسور متضمن تطابق مناسب پرخوران مورد نظر با موتور است. در ادامه، روابط مورد نیاز برای شبیه‌سازی تطابق آورده شده است.

مقدار هوای عبوری از موتور براساس مشخصات هندسی، شرایط کارکردی موتور و میزان تقویت فشار در کمپرسور، طبق رابطهٔ (۱) تعیین می‌شود.

$$\dot{m}_a = \eta_v \frac{N}{2} \rho_{a,1} V_d \qquad (۱)$$

1. Annand

www.SID.ir

Archive of SID

که در این رابطه η_v راندمان حجمی، N دور موتور، $\rho_{a,I}$ چگالی هوای مکشی و V_d حجم جابجایی می‌باشند. توان مورد نیاز کمپرسور برای ایجاد نسبت فشار مورد نظر، از رابطهٔ (۲) قابل محاسبه است.

$$\dot{W}_C = \frac{1}{\eta_C}\dot{m}_a h_{0i}\left[\left(\frac{P_e}{P_{0i}}\right)^{\frac{\gamma_i-1}{\gamma_i}} - 1\right] \qquad (۲)$$

که در این رابطه η_C بازده کمپرسور، h_0 انتالپی سکون، γ ضریب اتمیسیته گاز و پانویس‌های i و e به ترتیب بیانگر خواص ورودی و خروجی می‌باشند. توان مورد نیاز کمپرسور توسط توربین و با در نظر گرفتن بازده محور متصل‌کنندهٔ کمپرسور و توربین، طبق رابطهٔ (۳) تأمین می‌شود.

$$\dot{W}_C = \eta_{mech}\dot{W}_T \qquad (۳)$$

که در رابطه فوق η_{mech} بازده مکانیکی می‌باشد. مقدار توان تولیدی توربین از سیال عبوری طبق رابطهٔ (۴) محاسبه می‌شود.

$$\dot{W}_T = \eta_T\left(\dot{m}_a + \dot{m}_f - \dot{m}_W\right)h_{0i}\left[1-\left(\frac{P_e}{P_{0i}}\right)^{\frac{\gamma_i-1}{\gamma_i}}\right] \qquad (۴)$$

که در رابطه اخیر η_T بیانگر بازده توربین است. در روابط (۲) و (۴)، توجه به این نکته ضروری است که بازده کمپرسور و توربین در سیستم پرخورانی، معمولاً براساس منطق سکون به استاتیک مورد نظر قرار می‌گیرد. دلیل این امر بهره‌گیری کمتر از سرعت جریان و اتلاف آن در سیستم پرخورانی است [۱]. در رابطهٔ (۴)، $\dot{m}_f$ دبی سوخت پاشیده‌شده در چند راههٔ ورودی است و براساس نسبت سوخت به هوا، طبق رابطهٔ $\dot{m}_f = \dot{m}_a[FAR]$ قابل‌محاسبه است. همچنین در رابطهٔ (۴)، $\dot{m}_W$ دبی عبوری از دریچهٔ فرار است که براساس مشخصات هندسی و مکانیزم‌های تحریک دریچهٔ فرار برای دستیابی به مشخصات عملکردی هدف و کارکرد بهینه در نواحی مورد نظر قابل تنظیم است.

۳.۲. دریچه فرار

دبی جرمی عبوری از یک شیر معمولاً براساس رابطهٔ عبور جریان تراکم‌پذیر از یک مانع توصیف می‌شود. این رابطه براساس تحلیل یک‌بعدی جریان تراکم‌پذیر با درنظرگرفتن تأثیرات جریان واقعی به‌صورت ضریب تخلیه حاصل شده است. برای محاسبهٔ دبی جرمی جریان عبوری به فراخور عدم مواجهه و مواجهه با خفگی جریان در گلوگاه مجرای عبور جریان، به‌ترتیب از روابط (۵) و (۶) بهره برده می‌شود. معیار تعیین کننده وقوع خفگی نسبت فشار بیشتر از $\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$ در دو سمت گلوگاه است [۵].

$$\dot{m} = \frac{C_D A_R P_0}{\sqrt{RT_0}}\left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{1}{\gamma}}\left\{\frac{2\gamma}{\gamma-1}\left[1-\left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]\right\}^{\frac{1}{2}} \qquad (۵)$$

$$\dot{m} = \frac{C_D A_R P_0}{\sqrt{RT_0}}\sqrt{\gamma}\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \qquad (۶)$$

که در روابط (۵) و (۶)، C_D ضریب تخلیه، A_R سطح مقطع کمینه عبور جریان، R ثابت گاز، P_0 و T_0 به‌ترتیب بیانگر فشار و دمای سکون جریان بالادست و P بیانگر فشار استاتیک جریان پایین‌دست هستند.

۴.۲. خنک‌کن میانی

به‌منظور افزایش میزان هوای ورودی به موتور، معمولاً پس از کمپرسور، از خنک‌کن میانی بهره گرفته می‌شود. این سیستم سبب جبران افزایش دما در کمپرسور می‌شود و موجب افزایش چگالی هوا پیش از ورود به موتور می‌گردد. در سیستم‌های پرخورانی به دلیل فضای اندک نصب و مواجهه با سیال گازی معمولاً از مبدل‌های فشرده استفاده می‌شود [۲۸]. مشخصهٔ اصلی این مبدل‌ها نسبت سطح انتقال حرارت به حجم بزرگ است که توسط تعداد زیاد فین با فواصل کم حاصل می‌شود. اولین مرحله در تحلیل ترمودینامیکی مبدل، مربوط به مشخصه‌سازی هندسی آن است. در مرحلهٔ بعدی، نیاز به تعیین شرایط کاری مبدل است. این شرایط شامل دبی سیال‌های عبوری و دما و فشار ورودی آن‌هاست. در مرحلهٔ بعد، به‌منظور دستیابی به دمای توده‌ای سیال‌های عبوری، حدس اولیه‌ای از دما و فشار خروجی هر سیال در نظر گرفته می‌شود. دماهای توده‌ای حاصل، برای تعیین خواص میانگین ترمودینامیکی هر سیال حین عبور از سطوح مبدل الزامی هستند. به‌منظور حصول حدس اولیهٔ دقیق می‌توان با توجه به ساختار مبدل، از حالت ایدئال خروجی آن استفاده کرد. در مرحلهٔ بعد، به محاسبهٔ ضریب انتقال حرارت و ضریب افت فشار پرداخته می‌شود. برای این منظور، می‌توان به نتایج آزمایشگاهی روی انواع مبدل‌های فشرده رجوع کرد [۲۹]. این نتایج نشانگر تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی و اصطکاک سیال برحسب عدد رینولدز جریان عبوری می‌باشد. در مرحلهٔ بعد، به محاسبهٔ ضریب کلی انتقال حرارت مبدل توسط ساختار و خواص ترمودینامیکی سطوح و ضرایب انتقال حرارت به‌دست‌آمده برای هر سیال از مرحلهٔ قبل پرداخته می‌شود. در مرحلهٔ بعد، با استفاده از روش ε-Ntu دمای خروجی هر سیال به‌دست می‌آید و توسط ضرایب افت فشار به‌دست آمده، خواص

www.SID.ir

Archive of SID

ترمودینامیکی هر سیال و هندسه سطوح میزان افت فشار هر سیال محاسبه می‌شود. حال می‌توان حدس اولیهٔ خواص خروجی هر سیال را تصحیح کرد و مسیر پیموده‌شده به‌منظور دستیابی به خواص خروجی را مجدداً از سر گرفت تا همگرایی در نتایج حاصل شود. شرح کامل معادلات حاکم در هر بخش، در مراجع [۲۲ و ۳۰] ذکر شده است.

۳. تحلیل اگزرژی

محتوای اگزرژی یک ماده نشانگر میزان پتانسیل انجام کار مفید توسط آن است. این محتوای اگزرژی با فاصله‌گرفتن سیستم از شرایط محیط افزایش می‌یابد. در واقع قابلیت کاردهی، اگزرژی، سیستم در یک حالت مشخص، به‌عنوان بیشترین کار قابل تولید از طریق برهم‌کنش سیستم با محیط اطرافش تا رسیدن به تعادل گرمایی، تعادل مکانیکی و تعادل شیمیایی و درحالی‌که تنها انتقال حرارت سیستم با محیط صورت گیرد، تعریف می‌شود. به حالتی که در آن سیستم، به تعادل با محیط می‌رسد، حالت مرده گفته می‌شود [۳۱]. وجود تعادل مکانیکی و گرمایی بین سیستم و محیط به‌اصطلاح تعادل ترمومکانیکی نامیده می‌شود. اگر تنها تعادل ترمومکانیکی بین سیستم و محیط اطرافش برقرار باشد، گفته می‌شود که سیستم در حالت مردهٔ محدود قرار دارد. معمولاً حالت مردهٔ محدود، این‌گونه تعریف می‌شود که در آن، ترکیب شیمیایی سیستم با ترکیب شیمیایی آن در حالت اول یکسان است. عبارات اگزرژی گرمایی و اگزرژی مکانیکی مجموعاً اگزرژی ترمومکانیکی نامیده می‌شود. اگزرژی شیمیایی به‌صورت قابلیت کاردهی سیستم در اثر وقوع واکنش شیمیایی برگشت‌پذیر بین اجزای سیستم و اجزای محیط یا عبور بازگشت‌پذیر اجزای سیستم به شرایط محیط و اختلاط با محیط تا رسیدن از حالت مردهٔ محدود به حالت مرده تعریف شده و به‌صورت مجزا از اگزرژی ترمومکانیکی مطالعه می‌شود [۸]. تعادل گرمایی زمانی که دمای سیستم با دمای محیط اطرافش برابر شود و تعادل مکانیکی زمانی که اختلاف فشاری بین سیستم و محیط اطرافش موجود نباشد، حاصل می‌شوند [۷]. تعادل شیمیایی تنها زمانی حاصل می‌شود که سیستم شامل هیچ جزئی نباشد که بتواند از طریق برهم‌کنش با محیط اطرافش کار تولید کند. تنها اجزایی از سیستم که نمی‌توانند با اتمسفر واکنش شیمیایی بدهند و درنتیجه اجزای مخلوط در حالت مرده را تشکیل می‌دهند، اجزای محیط‌اند [۳۲].

انتخاب شرایط محیطی مرجع تأثیر بسزایی در تعیین میزان قابلیت کاردهی سیستم دارد، زیرا این مرجع تعیین‌کنندهٔ شرایط وقوع تعادل بین سیستم و محیط است. برای دما و فشار معمولاً شرایط محیطی به‌صورت T_0= ۲۹۸/۱۵ K و P_0= ۱۰۱۳۲۵ Pa درنظر گرفته می‌شوند؛ البته براساس شرایط کاری سیستم قابل تغییرند. ترکیب شیمیایی محیط به‌صورت مخلوطی از اکسیژن و نیتروژن و دی‌اکسیدکربن و بخار آب با شرط مخلوط گازهای ایدئال در نظر گرفته می‌شود. در رابطه با درصد حجمی هر جزء در مخلوط هوا، به‌دلیل وجود بخار آب، براساس رطوبت نسبی هوا تصمیم‌گیری می‌شود. برای نمونه، می‌توان به درصد حجمی اجزا در رطوبت نسبی هوای ۶۰ درصد اشاره کرد. در این حالت، ترکیب مولی محیط به‌صورت اکسیژن ۲۰/۵۵ درصد، نیتروژن ۷۶/۶۲ درصد، دی‌اکسیدکربن ۰/۰۳ درصد، بخار آب ۱/۸۸ درصد و سایر اجزا ۰/۹۲ درصد است. مقادیر نسبت مولی هر جزء در رطوبت نسبی‌های مختلف از مرجع [۳۲] قابل دستیابی‌اند.

۱.۳. رابطهٔ تعادلی اگزرژی

با توجه به تعاریف انجام‌گرفته و حذف انتقال حرارت سیستم به محیط، بین روابط قانون اول و قانون دوم ترمودینامیک، می‌توان رابطهٔ تعادلی اگزرژی را برای یک سیستم، طبق رابطهٔ (۷) تعریف کرد. بدیهی است در صورت مواجهه با سیستم بسته عبارات مربوط به ورود و خروج جریان جرمی از معادله حذف می‌شوند.

$$\frac{dA_{sys}}{dt} - \dot{E}_Q + \dot{E}_W + \dot{E}_{f,out} - \dot{E}_{f,in} + \dot{I} = 0 \qquad (۷)$$

در رابطهٔ (۷)، عبارت اول مربوط به نرخ تغییر اگزرژی درون سیستم است. عبارت دوم مربوط به نرخ اگزرژی منتقل‌شده توسط انتقال حرارت است که از رابطهٔ (۸) قابل محاسبه است. در این رابطه، Q_j انتقال حرارت از سیستم به محیط و T_j دمای مرز انتقال حرارت است. در تحلیل اگزرژی موتورهای احتراق داخلی، معمولاً از دمای آنی درون محفظه به‌عنوان دمای مرز سیستم استفاده می‌شود [۸].

$$\dot{E}_Q = \int_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right)\dot{Q}_j \qquad (۸)$$

عبارت سوم در رابطهٔ (۷) نرخ انتقال اگزرژی همراه با کار است که از رابطهٔ (۹) محاسبه می‌شود. در این رابطه، عبارت دوم سمت راست معادله بیانگر کار انجام‌گرفته توسط محیط روی سیستم است و برای سیستم قابل دستیابی نیست و باید برای رسیدن به اگزرژی منتقل‌شده توسط کار، از کار کل کسر شود.

$$\dot{E}_W = \dot{W}_{sys} - P_0 \frac{dV_{sys}}{dt} \qquad (۹)$$

عبارات چهارم و پنجم در رابطهٔ (۷)، به‌ترتیب نرخ اگزرژی جریان ورودی به سیستم و خروجی از آن است و از رابطهٔ (۱۰) به‌دست می‌آیند.

$$\dot{E}_f = \sum_k \dot{n}_k \bar{b}_k \qquad (۱۰)$$

www.SID.ir

Archive of SID

در رابطهٔ (۱۰)، $\bar{b}$ اگزرژی مولی جریان جرمی است و مشتمل بر دو قسمت اگزرژی ترمومکانیکی و اگزرژی شیمیایی طبق رابطهٔ (۱۱) است.

$$\bar{b} = \sum_i y_i \left(\bar{b}_i^{tm} + \bar{b}_i^{ch}\right) \quad (۱۱)$$

اگزرژی جاری ترمومکانیکی جزء i از اختلاف شرایط حاضر با شرایط محیطی، طبق رابطهٔ (۱۲) به‌دست می‌آید.

$$\bar{b}_i^{tm} = \bar{h}_i - \bar{h}_{i,0} - T_0\left(\bar{s}_i - \bar{s}_{i,0}\right) \quad (۱۲)$$

که در رابطه فوق پانویس 0 مربوط به خواص محیط می‌باشد.

اگزرژی شیمیایی جزء i برحسب وجود یا عدم وجود در محیط، به‌ترتیب طبق روابط (۱۳) و (۱۴) محاسبه می‌شود. هر جزء ناموجود در محیط یک سوخت بالقوه در نظر گرفته شده است.

$$\bar{b}_i^{ch} = \bar{R}T_0 \ln\frac{y_i}{y_{i,00}} \quad (۱۳)$$

که در رابطهٔ (۱۳)، $\bar{R}$ ثابت جهانی گازها، y نسبت مولی در مخلوط و y_{00} نسبت مولی در شرایط محیطی هستند.

رابطهٔ (۱۴) با توجه به واکنش سوختن جزء ناموجود در محیط که فراورده‌های آن اجزای محیط‌اند، حاصل شده است و مقادیر ν به ضرایب استوکیومتری این واکنش مربوط است.

$$\bar{b}_{fuel}^{ch} = \bar{b}_{fuel,pure}^{ch} + \bar{R}T_0 \ln y_{fuel} \quad (۱۴)$$

$$\bar{b}_{fuel,pure}^{ch} = -\Delta\bar{g}_{T_0}^{\circ} + \bar{R}T_0 \ln\frac{\left(y_{O_2,00}\right)^{\nu_{O_2}}}{\prod_P \left(y_{i,00}\right)^{\nu_i}}$$

$$\Delta\bar{g}_{T_0}^{\circ} = \sum_P \nu_i \bar{g}_{i,T_0}^{\circ} - \nu_{O_2}\bar{g}_{O_2,T_0}^{\circ} - \bar{g}_{fuel,T_0}^{\circ}$$

$$\bar{g}_i = \bar{h}_i - T\bar{s}_i$$

که در رابطهٔ (۱۴)، $\bar{h}$ انتالپی مولی، $\bar{s}$ آنتروپی مولی و $\bar{g}^{\circ}$ انرژی آزاد استاندارد گیبس مولی است. دربارهٔ سوخت‌های هیدروکربنی محاسبه اگزرژی می‌تواند براساس روابط تجربی موجود انجام شود. نتایج برخی از این روابط برای تعدادی از سوخت‌های پرکاربرد در جدول (۱)، به‌صورت نسبت اگزرژی به ارزش حرارتی پایین سوخت آورده شده است. همان‌طور که از اطلاعات این جدول مشخص است، برای یک سوخت، مقادیر متفاوتی پیشنهاد شده است.

جدول (۱): تقریب اگزرژی شیمیایی سوخت‌های خالص مختلف در شرایط استاندارد [۸]

سوخت	$\frac{\bar{b}_{fuel,pure}^{ch}}{LHV}$
دودکان نرمال ($C_{12}H_{26}$)	۱/۰۶۴۵، ۱/۰۷۷۵
دیزل ($C_{14.4}H_{24.9}$)	۱/۰۵۹۹، ۱/۰۶۹۹
اکتان (C_8H_{18})	۱/۰۶۳۸، ۱/۰۷۸۹، ۱/۰۲۸۶
بنزین (C_7H_{17})	۱/۰۶۵۲، ۱/۰۸۲

عبارت آخر در رابطهٔ (۷)، نشانگر نرخ بازگشت‌ناپذیری، نرخ تخریب اگزرژی، درون سیستم طی فرایند سپری‌شده است. تعیین محل مرز سیستم تأثیر بسزایی بر مقدار به‌دست‌آمده برای این عبارت دارد. روش دیگر محاسبهٔ این عبارت استفاده از رابطهٔ تعادلی آنتروپی درون سیستم به‌منظور محاسبهٔ نرخ تولید آنتروپی است که به‌وسیلهٔ آن می‌توان از رابطهٔ $I = T_0 S_{gen}$ به میزان بازگشت‌ناپذیری رسید. شرح مبسوط چگونگی به‌دست‌آمدن روابط (۷) تا (۱۴) در مراجع [۷، ۸، ۲۲ و ۳۲] آورده شده است.

۲.۳. بازده اگزرژی

محاسبهٔ بازده براساس تعریفی که از عایدی، مصرفی و حالت ایدئال در سیستم صورت می‌گیرد، انجام می‌شود. بر این اساس، طیف وسیعی از روابط برای محاسبهٔ راندمان قابل ارائه است. در جدول (۲)، روابط به‌کارگرفته‌شده در این تحقیق، برای محاسبهٔ بازده قانون دوم برای اجزای سیستم مورد مطالعه ارائه شده است.

جدول (۲): روابط بازده قانون دوم برای اجزای سیستم

جزء	رابطهٔ بازده قانون دوم
کمپرسور	$\eta_{II,C} = \frac{\dot{E}_e - \dot{E}_i}{\dot{W}}$
خنک‌کن میانی	$\eta_{II,I} = \frac{\sum \dot{E}_e}{\sum \dot{E}_i}$
موتور	$\eta_{II,E} = \frac{\dot{W}}{\dot{E}_i}$
توربین	$\eta_{II,T} = \frac{\dot{W}}{\dot{E}_i - \dot{E}_e}$

۳.۳. آنالیز اگزرژواکونومیک

اگزرژواکونومیک یا ترمواکونومیک شاخه‌ای از مهندسی است که به ترکیب تحلیل اگزرژی و اصول اقتصادی می‌پردازد و به این ترتیب، برای طراحان یک سیستم، اطلاعاتی را فراهم می‌کند که از طریق تحلیل‌های معمول انرژی و بررسی‌های اقتصادی در دسترس نیست، ولی برای طراحی و عملکرد یک سیستم با هزینهٔ بهینه حیاتی است. بنابراین، اهداف تحلیل اگزرژواکومومیک شامل محاسبهٔ جداگانه هزینه‌های هر محصول تولیدشده توسط سیستم چندمحصوله، ادراک فرایند تشکیل هزینه و جریان هزینه در سیستم، بهینه‌سازی متغیرهای خاص در یک جزء مجرد و بهینه‌سازی کلی سیستم است [۳۳].

روش‌های متفاوتی برای تحلیل اگزرژواکونومیک پیشنهاد شده‌اند. در این تحقیق، از روش هزینهٔ مخصوص اگزرژی استفاده شده است. این

www.SID.ir

Archive of SID

روش بر پایهٔ هزینه بر واحد اگزرژی، راندمان اگزرژی و معادلات کمکی برای اجزای متفاوت سیستم حرارتی استوار است. این روش شامل مراحل شناسایی جریان‌های اگزرژی، شناسایی سوخت و محصول برای هر جزء سیستم حرارتی و استفاده از روابط هزینه است [۱۷].

در قیمت‌گذاری اگزرژی، به هر جریان اگزرژی، یک هزینه تخصیص داده می‌شود. این جریان‌های اگزرژی شامل اگزرژی منتقل‌شده توسط جریان‌های ورودی و خروجی، توسط کار و توسط گرما هستند. به این ترتیب برای یک جزء k می‌توان رابطهٔ تعادلی هزینه را طبق رابطهٔ (۱۵) نوشت [۳۴].

$$\sum_{out}\dot{C}_{f,k}+\dot{C}_{w,k}=\dot{C}_{Q,k}+\sum_{in}\dot{C}_{f,k}+\dot{Z}_k \qquad (۱۵)$$

که در رابطهٔ فوق، $\dot{C}_f=c_f\dot{E}_f$ ، $\dot{C}_W=c_W\dot{E}_W$ و $\dot{C}_Q=c_Q\dot{E}_Q$ هستند و c بیانگر قیمت واحد اگزرژی می‌باشد. همچنین $\dot{Z}_k$ نرخ هزینه‌های سرمایه‌گذاری و تعمیر و نگهداری جزء مربوط است و از رابطهٔ (۱۶) محاسبه می‌شود [۳۳].

$$\dot{Z}_k=\left(\frac{CC_L+OMC_L}{\tau}\right)\frac{PEC_k}{\sum_k PEC_k} \qquad (۱۶)$$

که در رابطهٔ فوق، CC_L هزینهٔ سرمایه‌گذاری ترازشده، OMC_L هزینهٔ تعمیر و نگهداری ترازشده، τ مدت کارکرد سالانه و PEC_k هزینهٔ خرید تجهیزات جزء مربوط هستند. به این ترتیب، هزینه‌های سالانه ترازشدهٔ سرمایه‌گذاری، سوخت مصرفی، آب خام و تعمیر و نگهداری و همچنین هزینه‌های خرید تجهیزات و میزان کاکرد سالانه ملزومات آنالیز اگزرژواکونومیک هستند.

معادلهٔ (۱۵) نشان می‌دهد که کل ارزش جریان اگزرژی موجود برابر کل مخارج موجود برای تولید آن است. در حالت کلی، اگر تعداد جریان‌های اگزرژی خروجی یک جزء n باشد، رابطهٔ (۱۵) منجر به یک معادله و n مجهول می‌شود. بنابراین n-1 رابطهٔ کمکی مورد نیاز است و با اصول F و P، که در ادامه توضیح داده می‌شوند، حاصل می‌گردند.

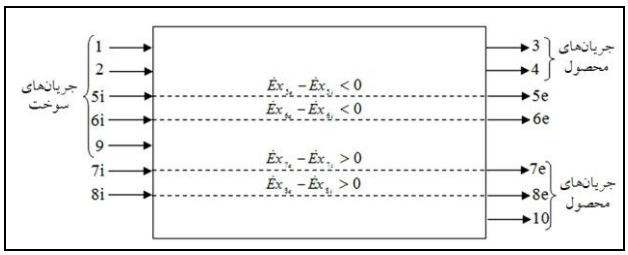
اصل F (سوخت) مربوط به کاهش اگزرژی یک جریان در جزء مورد مطالعه است و برای این جریان، اختلاف اگزرژی بین ورودی و خروجی به‌عنوان سوخت تعریف می‌شود. طبق این اصل ارزش مخصوص این جریان باید برابر ارزش مخصوص جریان مشابه در جزء بالادست باشد. اصل P (محصول) مربوط به تزریق اگزرژی به یک جریان، درون جزء مورد نظر است. طبق این اصل هر واحد اگزرژی به هر جریان محصول با هزینهٔ متوسط یکسان تزریق می‌شود. توضیح این اصول توسط شکل (۲) صورت می‌گیرد [۳۳].

برای شکل (۲)، از اصل F روابط (۱۷) و (۱۸) و از اصل P رابطهٔ (۱۹) حاصل می‌شود.

$$c_{5e}=c_{5i} \qquad (۱۷)$$

$$c_{6e}=c_{6i} \qquad (۱۸)$$

$$c_3=c_4=\frac{\dot{C}_{7e}-\dot{C}_{7i}}{\dot{E}x_{7e}-\dot{E}x_{7i}}=\frac{\dot{C}_{8e}-\dot{C}_{8i}}{\dot{E}x_{8e}-\dot{E}x_{8i}}=c_{10} \qquad (۱۹)$$



شکل (۲): نمای شماتیک جریان‌های اگزرژی در یک جزء [۱۱]

در جدول (۳)، رابطهٔ تعادلی هزینه و روابط کمکی برای اجزای سیستم تشریح‌شده در شکل (۱) آورده شده است. به این ترتیب، دستگاه معادلات خطی لازم برای محاسبهٔ مجهولات به‌دست می‌آید.

جدول (۳): رابطهٔ تعادلی هزینه و روابط کمکی برای اجزای سیستم

جزء	رابطه تعادلی هزینه	روابط کمکی
کمپرسور	$\dot{C}_2=\dot{C}_{W,C}+\dot{C}_1+\dot{Z}_C$	$\dot{C}_1=0$
خنک‌کن میانی	$\dot{C}_3+\dot{C}_{10}=\dot{C}_9+\dot{C}_2+\dot{Z}_I$	$c_2=c_3\,(\mathrm{F}),\ \dot{C}_9=0$
تزریق سوخت	$\dot{C}_4=\dot{C}_{11}+\dot{C}_3$	
موتور	$\dot{C}_5+\dot{C}_{W,E}+\dot{C}_{Q,E}=\dot{C}_4+\dot{Z}_E$	$c_5=c_{Q,E}=c_{W,E}\,(\mathrm{P})$
دریچهٔ فرار	$\dot{C}_6+\dot{C}_8=\dot{C}_5$	$c_5=c_6=c_8\,(\mathrm{F})$
توربین	$\dot{C}_7+\dot{C}_{W,T}=\dot{C}_6+\dot{Z}_T$	$c_6=c_7\,(\mathrm{F}),$ $c_{W,T}=c_{W,C}\,(\mathrm{P})$

توسط روش مذکور، نرخ اتلاف هزینهٔ هر جزء در اثر بازگشت‌ناپذیری، از رابطهٔ $c_{F,k}\dot{I}_k$ قابل محاسبه است. در این رابطه، $c_{F,k}$ هزینه واحد اگزرژی سوخت برای هر جزء است. به‌منظور بررسی اقتصادی عملکرد هر جزء معمولاً از پارامتر اگزرژواکونومیک f_k طبق رابطهٔ (۲۰) استفاده می‌شود. مقادیر نزدیک به یک این پارامتر، بیانگر عملکرد مطلوب آن جزء است. متغیر دیگر پرکاربرد در این زمینه، تفاوت هزینهٔ نسبی است که بیانگر افزایش نسبی هزینهٔ مخصوص بین سوخت و محصول است و از رابطهٔ (۲۱) محاسبه می‌شود. این پارامتر برای بهینه‌سازی عملکرد یک جزء مفید است [۳۳].

$$f_k=\frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k+c_{F,k}\dot{I}_k} \qquad (۲۰)$$

$$r_k=\frac{c_{P,k}-c_{F,k}}{c_{F,k}} \qquad (۲۱)$$

www.SID.ir

Archive of SID

۴. ارائهٔ نتایج و بحث

در این قسمت، نتایج حاصل از مدل‌سازی موتور مجهز به سیستم‌های پرخوران و خنک‌کن میانی ارائه شده است. برای این منظور، ترکیب یک سیلندر از موتور Mazda B2000i با مشخصات مندرج در مرجع [۲۳]، کمپرسور شعاعی Schwitzer S2B با مشخصات مندرج در مرجع [۲۲]، توربین جریان مختلط کالج سلطنتی لندن با مشخصات مندرج در مرجع [۲۷] و خنک‌کن میانی از نوع مبدل فشردهٔ 11.32-0.737-SR با مشخصات مندرج در مرجع [۲۲] بررسی شده است. شایان ذکر است که انتخاب موتور، کمپرسور و توربین براساس ایدهٔ مطرح‌شده برای انطباق مناسب پرخوران و موتور صورت گرفته است. همچنین پرخورانی در این تحقیق از نوع فشار ثابت است. در این تحقیق، مقادیر هزینهٔ ترازشدهٔ سالانه به‌صورت سرمایه‌گذاری ۳ میلیارد ریال، سوخت مصرفی ۱۰۰ میلیون ریال، آب خام ۵ میلیون ریال و تعمیر و نگهداری ۱ میلیارد ریال، خرید موتور و متعلقات ۴۰۰ میلیون ریال، خرید کمپرسور ۱۲ میلیون ریال، خرید توربین ۱۵ میلیون ریال، خرید خنک‌کن میانی ۱۰ میلیون ریال و میزان کاکرد سالانه ۵ هزار ساعت در نظر گرفته شده‌اند.

تحقیق حاضر معطوف به فرایند تطابق برای نسبت توازن ۱ و دور موتور ۵۰۰۰ rpm است. همچنین سوخت استفاده‌شدهٔ بنزین با فرمول شیمیایی $C_{7.56}H_{15}$ است و محصولات احتراقی خروجی موتور بسیار نزدیک به محصولات احتراق کامل هستند. این امر با توجه به مدل‌سازی احتراق براساس تعادل شیمیایی و کاهش دمای محصولات در مرحلهٔ انبساط نزدیک به واقع است.

نتایج مربوط به تحلیل اگزرژی در جدول (۴) آورده شده است. در این جدول، مقدار اگزرژی ورودی کمپرسور منفی ذکر شده که با توجه به محدودهٔ دما و فشار کمتر از فشار استاندارد منطقی است [۳۵]. نتایج مربوط به تحلیل اگزرژواکونومیک در جدول (۵) ارائه شده است. نتایج این جدول را می‌توان برای اطلاع از میزان مزیت اقتصادی حاصل از بهینه‌سازی سیستم به‌کار گرفت. برای مثال، با توجه به نرخ هزینه برای جریان اگزرژی Q,E و میزان کارکرد سالانه می‌توان دریافت کاهش ۱۰ درصدی اگزرژی منتقل‌شده با گرما در موتور و تبدیل اگزرژی ورودی بیشتری به کار می‌تواند در طول یک سال صرفه مالی حدود ۲۰۰ میلیون ریال ایجاد کند. تحلیل مشابهی برای مطالعهٔ تأثیر اقتصادی کاهش بازگشت‌ناپذیری هر جزء سیستم نیز قابل بیان است. در انتها مقادیر بازگشت‌ناپذیری، بازده قانون دوم و پارامترهای تحلیل اگزرژواکونومیک برای هر جزء در جدول (۶) ارائه شده است. از نتایج این جدول می‌توان دریافت که بیش از ۹۰ درصد از کل بازگشت‌ناپذیری سیستم مربوط به موتور است. این نتیجه با توجه به ماهیت فرایند احتراق دور از نظر نیست.

همچنین مقایسهٔ بازده قانون دوم موتور با شرایط تنفس طبیعی که از مدل‌سازی به میزان ۳۱/۷ درصد حاصل شده است، نشان می‌دهد که تجهیز موتور به سیستم پرخوران و خنک‌کن میانی سبب بهبود بازده قانون دوم موتور می‌شود. از دیگر نتایج این جدول می‌توان به عملکرد مطلوب‌تر موتور از منظر پارامترهای اگزرژواکونومیک نسبت به سایر اجزای سیستم با وجود بازگشت‌ناپذیری بیشتر اشاره کرد. دلیل این امر مقدار کم هزینهٔ مخصوص سوخت این جزء در تحلیل اگزرژواکونومیک است. در این جدول، مقدار پارامتر r برای خنک‌کن میانی به‌دلیل دبی زیاد آب و تغییر اگزرژی ناچیز ارائه نشده است.

جدول (۴): مقادیر خواص ترمودینامیکی سیال در موقعیت‌های متفاوت

موقعیت	فشار (kPa)	دما (K)	دبی ($g.s^{-1}$)	اگزرژی (kW)
۱	۱۰۰	۳۰۰	۱۳۴/۷۵۹	-۰/۱۵۴
۲	۱۵۰	۳۵۳/۲۳۴	۱۳۴/۷۵۹	۵/۲۴۴
۳	۱۴۹/۹۸۸	۳۱۷/۷۷۶	۱۳۴/۷۵۹	۴/۷۰۲
۴	۱۴۹/۹۸۸	۳۱۷/۷۷۶	۱۴۳/۸۱۲	۴۰۶/۲۰۲
۶	۱۴۸	۸۵۰	۱۳۴/۱۸۸	۴۴/۱۳۰
۷	۱۰۱/۳۲۴	۷۹۰/۹۰۵	۱۳۴/۱۸۸	۳۳/۴۸۰

جدول (۵): نتایج آنالیز اگزرژواکونومیک برای جریان‌های اگزرژی

جریان اگزرژی	نرخ هزینه ($kR.h^{-1}$)	هزینهٔ مخصوص ($R.kJ^{-1}$)	جریان اگزرژی	نرخ هزینه ($kR.h^{-1}$)	هزینهٔ مخصوص ($R.kJ^{-1}$)
۱	۰	۰	Q,E	۳۹۱/۴۹	۰/۷
W,C	۴۷/۶۱	۱/۸	۵	۱۱۹/۱۸	۰/۷
۲	۶۹/۸۵	۳/۷	۸	۷/۹۷	۰/۷
۳	۶۲/۶۳	۳/۷	۶	۱۱۱/۲۱	۰/۷
۱۱	۰/۰۲	۰/۰۱۴	W,T	۵۳/۴۹	۱/۸
۴	۶۲/۶۵	۰/۰۴۳	۷	۸۴/۳۷	۰/۷
W,E	۳۲۸/۲۶	۰/۷			

جدول (۶): مقادیر بازگشت‌ناپذیری، بازده قانون دوم و پارامترهای تحلیل اگزرژواکونومیک برای هر جزء

جزء	نرخ بازگشت‌ناپذیری (kW)	بازده قانون دوم (٪)	پارامتر f	پارامتر r
کمپرسور	۱/۹۴۹	۷۳/۴۷	۰/۶۳۵	۱/۰۵۶
خنک‌کن میانی	۰/۶۰۶	۸۸/۶۵	۰/۶۹۴	-
موتور	۷۳/۲۳۹	۳۲/۰۷	۰/۹۸۵	۱۵/۲۷۹
توربین	۰/۸۴۹	۷۷/۵۱	۰/۹۲۸	۱/۵۷۱

www.SID.ir

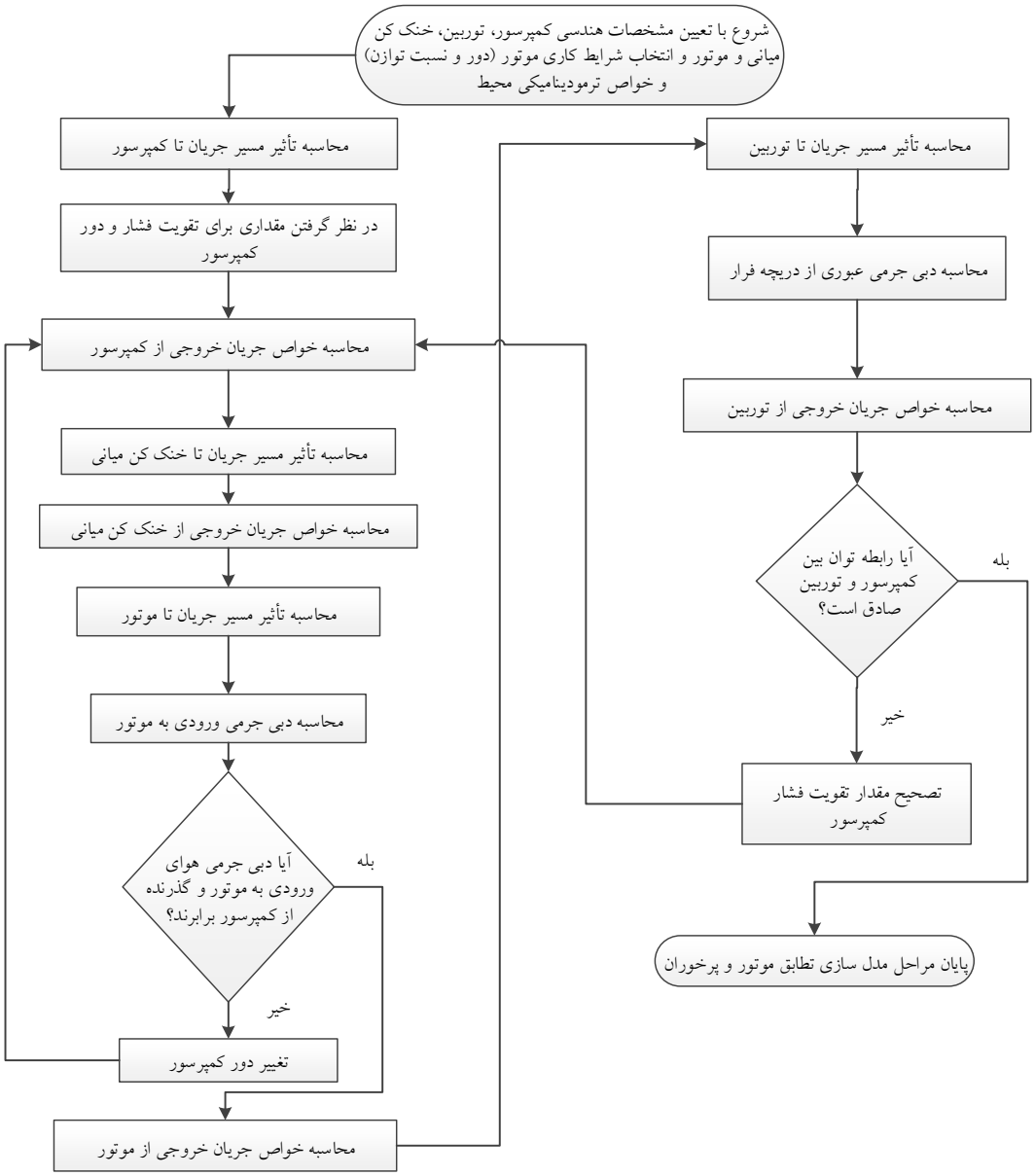
Archive of SID

۵. نتیجه‌گیری

در این تحقیق، مدلی ریاضی بر مبنای اصول ترمودینامیک برای پیش‌بینی کیفیت تطابق موتور احتراق داخلی بنزینی و سیستم پرخورانی ارائه شده است. به‌منظور انجام تحلیل اگزرژی سیستم، پایه‌های مفهومی لازم با تعریف عبارات اگزرژی و ایجاد معادله تعادلی مربوط و به‌کاربردن آن‌ها برای سیستم‌های بسته و حجم کنترل بنا نهاده شده است. همچنین روشی کارآمد برای تحلیل اقتصادی و بهینه‌سازی سیستم‌های حرارتی بر مبنای ترکیب تعاریف مالی و اگزرژی ارائه شده است. از نتایج تحلیل اگزرژی موتور مشخص شده است که فرایند احتراق عامل غالب در تولید آنتروپی در موتور مجهز به پرخوران است. همچنین سیستم پرخورانی و خنک‌کن میانی سبب افزایش بازده اگزرژی موتور نسبت به حالت تنفس طبیعی شده‌اند. از نتایج دیگر این تحقیق، می‌توان به عملکرد مطلوب‌تر موتور از منظر پارامترهای اگزرژواکونومیک نسبت به سایر اجزای سیستم اشاره کرد.

ضمایم

در این قسمت، نمودار گردشی مراحل مختلف مدل‌سازی تطابق موتور، سیستم پرخوران و خنک‌کن میانی ارائه شده است.



www.SID.ir

Archive of SID

مراجع

[1] Heywood, J. B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, New York, McGraw Hill, 1988.

[2] Watson N., Jonata, M. S., *Turbocharging the internal combustion engine*, New York, MacMillan Press LTD, 1982.

[3] Garrett, T. K., Newton, K, Steeds, W., *The Motor Vehicle*, Oxford, Butterworth-Heinemann, 13th ed., 2001.

[4] Korakianitis, T., Sadoi, T., *"Turbocharger-Design Effects on Gasoline-Engine Performance"*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 127, pp. 525-530, 2005.

[5] Kesgin, U., *"Effect of Turbocharging System on the Performance of a Natural Gas Engine"*, Energy Conversion and Management, Vol. 46, pp. 11-32, 2005.

[6] Rakopoulos C. D., Kyritsis, D. C., *"Comparative Second-Law Analysis of Internal Combustion Engine Operation for Methane, Methanol, and Dodecane Fuels"* Energy, Vol. 26, pp. 705-722, 2001.

[7] Bejan, A., *Advanced Engineering Thermodynamics*, New York, John Wiley and sons, Inc., 1988.

[8] Rakopoulos, C. D., Giakoumis, E. G., *"Second-Law Analyses Applied to Internal Combustion Engines"*, Operation Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 32, pp. 2-47, 2006.

[9] Kim, S. M., Oh, S. D., Kwon, Y. H., Kwak, H. Y., *"Exergoeconomic Analysis of Thermal Systems"*, Energy, Vol. 23, pp. 393–406, 1998.

[10] Hamed, O. A., Al-Washmi, H. A., Al-Otaibi, H. A., *"Thermoeconomic Analysis of a Power/Water Cogeneration Plant"*, Energy, Vol. 31, pp. 2699-2709, 2006.

[11] Abbaspour, M., Saraei, A. R., *"Thermoeconomic Analysis and Multi-Objective Optimization of a LiBr-Water Absorption Refrigeration System"*, Int. J. Environ. Res., Vol. 9(1), pp. 61-68, 2015.

[12] Ahmadi, P., Dincer, I., Rosen, M. A., *"Thermodynamic Modeling and Multi-Objective Evolutionary-Based Optimization of a New Multigeneration Energy System"*, Energy Conversion and Management, Vol. 76, pp. 282-300, 2013.

[13] Gupta, M., Kumar, R., *"Exergoeconomic Analysis of a Boiler for a Coal Fired Thermal Power Plant"*, American Journal of Mechanical Engineering, Vol. 2(5), pp. 143-146, 2014.

[14] Almasi, A., Barzegra Avval, H., Ahmadi, P., Najafi, A. F., *"Thermodynamic Modelling, Energy and Exergoeconomic Analysis and Optimization of Mahshahr Gas Turbine Power Plant"*, Proceeding of the Global Conference on Global Warming, 2011.

[15] Zare, V., Mahmoudi, S. M. S., Yari, M., *"An Exergoeconomic Investigation of Waste Heat Recovery from the Gas Turbine-Modular Helium Reactor (GT-MHR) Employing an Ammonia–Water Power/Cooling Cycle"*, Energy, Vol. 61, pp. 397-409, 2013.

[16] Shokati, N., Mohammadkhani, F., Yari, M., Mahmoudi, S. M. S., Rosen, M. A., *"A Comparative Exergoeconomic Analysis of Waste Heat Recovery from a Gas Turbine Modular Helium Reactor via Organic Rankine Cycles"*, Sustainability, Vol. 6, pp. 2474-2489, 2014.

[17] Lazaretto, A., Tsatsaronis, G., *"SPECO: A Systematic and General Methodology for Calculating Efficiencies and Costs in Thermal Systems"*, Energy, Vol. 31, pp. 1257-1289, 2006.

[18] Valero, A., Lozano, M. A., Serra, L., Torres, C., *"Application of the Exergetic Costtheory to the CGAM Problem"*, Energy, Vol. 19, pp. 365-381, 1994.

[19] Benson, R. S., Rowland, S., *Internal combustion engine*, Oxford, Pergamon, 1979.

[20] Pourkhesalian, A. M., Shamekhi, A. H., Salimi, F., *"Alternative Fuel and Gasoline in an SI Engine: A Comparative Study of Performance and Emissions Characteristics"*, Fuel, Vol. 89, pp. 1056-1063, 2010.

[21] Mozafari, A., *Prediction and Measurements of Spark Ignition Engine Characteristics using Ammonia and Other Fuels*, PhD Thesis, University of London, London, 1988.

[۲۲] گودرزی، امیر، آنالیز اکسرژی سیستم‌های توربوچارج در موتورهای احتراق داخلی، کارشناسی ارشد، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران، ۱۳۹۱.

[۲۳] گودرزی، امیر، دوستدار، محمد مهدی، «مقایسهٔ اگزرژیک عملکرد موتورهای احتراق داخلی اشتعال جرقه‌ای برای سوخت‌های بنزین، متان و هیدروژن»، مجلهٔ سوخت و احتراق، دورهٔ ۷، صفحهٔ ۹۰– ۱۰۵، دانشگاه تربیت مدرس، ۱۳۹۳.

[24] Galvas, M.R. *"Fortran Program for Predicting Off-Design Performance of Centrifugal Compressors"*, NASA TN D-7487, 1973.

[25] Whitfield, A. and Baines, N.C. *"A General Computer Solution for Radial and Mixed Flow Turbomachine Performance Prediction"*, Int. J. Mech. Sci., Pergamon press., Vol. 18, pp. 179-184, 1976.

[26] Whitfield, A., Baines, N. C., *Design of Radial Turbomachines*, London, Longman Scientific and Technical Publishing Company, 1990.

[۲۷] گودرزی، امیر، دوستدار، محمد مهدی، «آنالیز اگزرژی توربین جریان مختلط در شرایط کاری مختلف»، کنفرانس ملی توربین گاز، دورهٔ ۳، دانشگاه علم و صنعت، ۱۳۹۳.

[28] Incropera, F. P., De Witt, D. P., *Introduction to Heat Transfer*, New York, John Wiley and sons, Inc., 3th ed., 1996.

[29] Kays, W. M., London, A. L., *Compact Heat Exchangers*, New York, McGraw Hill, 3th ed., 1984.

[30] Rathod, M. K., Shah Niyati, K., Prabhakaran, P., *"Performance Evaluation of Flat Finned Tube Fin Heat Exchanger with Different Fin Surfaces"*, Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 2131-2137, 2007.

[31] Sonntag, R. E., Borgnakke, C., Van Wylen, G. J., *Fundamentals of Thermodynamics*, New York, John Wiley and sons, Inc., 6th ed., 2003.

[32] Kenneth Wark, J. R., *Advanced Thermodynamics for Engineers*, New York, McGraw Hill, 1995.

[33] Abusoglu, A., Kanoglu, M., *"Exergetic and Thermoeconomic Analyses of Diesel Engine Powered Cogeneration: Part 1- Formulations"*, Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 234-241, 2009.

[34] Çolpan, C. Ö., *Exergy Analysis of Combined Cycle Cogeneration Systems*, MSc Thesis, Middle East Technical University, Ankara, 2005.

[35] Kotas, T. J., *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, Florida, Krieger Publishing Company, 1995.

www.SID.ir