

مدل‌سازی عملکرد توربین‌های گازی سه محوره محرک کمپرسور ایستگاه‌های تقویت فشار گاز از دیدگاه اکسرژی

مهدی محمدی^{۱*}، سید مرتضی بیاره^۲، محمد کوثری^۳

اطلاعات مقاله	چکیده
دریافت مقاله: ۱۳۹۴/۰۳/۱۰	توربین‌های گازی یکی از مصرف‌کننده‌های عمده گاز طبیعی در شرکت ملی گاز محسوب می‌شوند. در این میان توربین‌های سه محوره بخش عمده‌ای از توربین‌های موجود در ایستگاه‌های تقویت فشار را به خود اختصاص داده‌اند. در این تحقیق ابتدا روابط اکسرژی حاکم بر اجزاء مختلف ایستگاه تقویت فشار گاز استخراج و بر اساس اطلاعات واقعی، مدل‌های ریاضی مختلفی بر اساس متغیرهای محیطی و عملیاتی ایجاد گردید. این مدل‌ها با استفاده از رگرسیون خطی چند متغیره و با کمک آنالیز واریانس ایجاد شده که نتایج دقیقی را ارائه داده است. بر اساس مدل‌های ایجاد شده می‌توان پارامترهایی از قبیل بازده اکسرژی توربین، مصرف سوخت، مصرف سوخت ویژه و اکسرژی هدر رفته در کل ایستگاه را با داشتن متغیرهای محیطی و عملیاتی مانند دمای ورودی به کمپرسور هوای توربین، دمای ورودی به توربین و نسبت تراکم توربین پیش‌بینی کرد. با توجه به مدل‌های ایجاد شده، روند تأثیر متغیرهای مختلف بر روی پارامترهای مذکور مورد بررسی قرار گرفت و اثر متقابل متغیرهای مختلف بر روی پاسخ مدل‌های ایجاد شده نیز بررسی گردید. نتایج نشان دادند که تغییر در هر کدام از متغیرها بر شیب تغییرات توان خالص خروجی ناشی از تغییر دیگر متغیرها تأثیری ندارد، در حالی که دمای ورودی به کمپرسور و نسبت تراکم در مدل بازده اکسرژی، دمای ورودی به توربین و نسبت تراکم در مدل مصرف سوخت و دمای ورودی به کمپرسور و دمای ورودی به توربین در مدل مصرف سوخت ویژه، تأثیر متقابلی بر روی پاسخ مدل‌ها دارند.
پذیرش مقاله: ۱۳۹۷/۰۲/۲۲	
واژگان کلیدی: اکسرژی، توربین گازی، رگرسیون، آنالیز واریانس، ایستگاه تقویت فشار گاز.	

۱- مقدمه

گاز طبیعی پس از استخراج از چاه‌ها توسط شرکت‌های پالایش گاز، شیرین‌سازی و نم‌زدایی می‌شود و پس از آن توسط سیستم انتقال گاز به شهرهای مختلف کشور منتقل می‌شود. وظیفه انتقال گاز و غلبه برافت فشار خطوط طولانی انتقال گاز، بر عهده ایستگاه‌های تقویت فشار و کمپرسورهای گریز از مرکز موجود در آنها است. محرک اصلی این کمپرسورها در کشور ایران توربین‌های گازی هستند که خود یکی از مصرف‌کننده‌های گاز طبیعی به عنوان سوخت می‌باشند. در حال حاضر بخش عمده‌ای از توربین‌های محرک کمپرسورهای ایستگاه‌های تقویت فشار را توربین‌های سه محوره تشکیل می‌دهند که آنالیز

مصرف انرژی یکی از مهم‌ترین مشخصه‌های نشان دهنده توسعه در کشورها و سطح استاندارد زندگی در جوامع است. افزایش جمعیت، صنعتی شدن و توسعه فناوری به صورت مستقیم باعث افزایش مصرف انرژی می‌شود و این روند رو به رشد مصرف انرژی پیامدهای زیست‌محیطی جبران ناپذیری را در پی خواهد داشت. در حالی که کشور ایران یکی از بزرگ‌ترین تولیدکنندگان گاز طبیعی در جهان است، ولی از مصرف بی‌اندازه این ماده ارزشمند رنج می‌برد و در مواقعی مصرف بی‌رویه گاز طبیعی باعث قطع گاز در برخی از مناطق کشور می‌شود.

* پست الکترونیک نویسنده مسئول: mmohamadi2061@gmail.com

۱. دانشگاه آزاد اسلامی واحد لامرد،

۲. استادیار، دانشگاه آزاد اسلامی واحد لامرد،

۳. فارس - مهر - شرکت پالایش گاز پارسین

می‌شود که در نتیجه، منجر به کاهش مصرف سوخت و کاهش انتشار آلاینده‌های زیست‌محیطی می‌گردد [۹].

تاکنون آنالیز اکسرژی جهت سیکل‌های مختلف توربین گازی انجام شده است. بر اساس یکی از نتایج به دست آمده توربین گاز با خنک‌کننده میانی مجهز به سیستم تزریق بخار دارای بازده قابل‌توجهی بوده است [۱۰].

تحقیقات زیادی نیز در خصوص استفاده از باریاب‌های حرارتی یا استفاده از خنک کاری دمایی ورودی به کمپرسور برای بهبود سیکل توربین‌های گازی انجام گردیده است. نتایج تمامی تحقیقات، نقش آنالیز اکسرژی را در بهبود عملکرد سیکل‌های مورد بررسی نشان می‌دهد [۱۱-۱۵]. آنالیز اکسرژی همچنین به منظور آنالیز سیکل بازتوانی و میکرو توربین‌های گازی مورد استفاده قرار گرفته است [۱۶ و ۱۷]. از این روش جهت بررسی سیکل‌های توربین گاز همراه با پیل سوختی اکسید جامد و نیز سیکل‌های ترکیبی با تولید چندگانه نیز استفاده شده و نتایج قابل توجهی را در طراحی‌های مفهومی به همراه داشته است [۲۰-۱۸].

آنالیز اکسرژی برای ایستگاه‌های تقلیل فشار ورودی شهرها با هدف ارائه راهکار مناسب جهت اتلاف انرژی انجام گردید و مشخص شد تنظیم مطلوب دمایی گرماساز می‌تواند تأثیر بسزایی در کاهش اکسرژی هدر رفته داشته باشد [۲۱].

آنالیز اکسرژی سیستم انتقال گاز خط لوله و ایستگاه‌های تقویت فشار موجود در این خط لوله نشان داده است که باید حداقل فن‌های ممکن در ایستگاه‌ها در سرویس قرار گیرند [۲۲].

در طی تحقیقات گذشته، آنالیز اکسرژی ایستگاه‌های تقویت فشار و به‌ویژه توربین‌های سه محوره محرک کمپرسورهای گاز موجود در آنها مورد بررسی قرار نگرفته است. با توجه به اینکه توربین‌های سه محوره عملکرد مطلوبی داشته و دارای انعطاف‌پذیری عملیاتی بالایی‌اند، آنالیز اکسرژی این توربین‌ها که در ایستگاه‌های تقویت فشار سراسر کشور نیز به طور گسترده استفاده می‌شوند، مدنظر قرار گرفته است. با توجه به شرایط متغیر کاری این توربین‌ها از نظر بار و همچنین سرعت متغیر اجزاء مختلف آن، تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی آنها تنها با مدل‌سازی ریاضی از شرایط واقعی کارکرد ممکن شده است، بنابراین در کار حاضر از روش رگرسیون و آنالیز واریانس^۳ جهت

اکسرژی آنها می‌تواند نقاط ضعفشان را مشخص و بهبود آنها را ممکن سازد.

توربین‌های گازی برای کار کردن با بالاترین بازدهی در دما و رطوبت نسبی هوای استاندارد طراحی شده‌اند و ممکن است بر اثر تغییرات در وضعیت هوا در مناطق مختلف، بازدهی کمتری داشته باشند. روش‌های زیادی برای آنالیز توربین‌های گازی پیشنهاد شده است که آنالیز اکسرژی یکی از آنها است.

اکسرژی به توصیف کیفیت انرژی به همراه کمیت آن می‌پردازد و موجب درک عمیق‌تری از شرایط کاری یک سیستم، در مقابل آنالیز قانون اول می‌شود. اکسرژی در منابع مختلفی مانند پتانسیل شیمیایی موجود در هیدروکربن‌ها یا انرژی جنبشی باد وجود دارد و آنالیز اکسرژی راه مناسبی جهت ارزیابی بازده منابع استحصال انرژی است. به همین دلیل آنالیز اکسرژی منابع مختلف انرژی مانند باد، هسته‌ای، زمین‌گرمایی و غیره انجام گردیده است [۱].

اکسرژی، حداکثر کار قابل استحصال توسط جریان یا سیستم در شرایط محیط است. درواقع اکسرژی بیشترین ظرفیت سیستم جهت تولید کار مفید تا رسیدن به موازنه با محیط را نشان می‌دهد [۲]. تاکنون تحقیقات زیادی در زمینه استفاده از آنالیز اکسرژی جهت بررسی عملکرد نیروگاه‌های حرارتی انجام شده است.

آنالیز اکسرژی توربین‌های گازی ثابت کرده است که در زمان کارکرد توربین در بار کمتر از بار نامی، بازده اکسرژی کل و بازده اکسرژی اجزاء مختلف کاهش پیدا می‌کند [۳ و ۴]. لیکن در توربین‌های جت افزایش بار توربین منجر به کاهش بازده کل توربین می‌شود [۵ و ۶]. تحقیقات نشان داده‌اند که از بین سه پارامتر محیطی (دما، فشار و رطوبت نسبی)، دمایی محیط بیشترین تأثیر را بر روی بازده و توان خالص خروجی توربین دارد [۷ و ۸].

ارزیابی عملکرد نیروگاه‌های دومنظوره^۱ تولید هم‌زمان برق و حرارت که در آن، واحد تولید برق می‌تواند سیستم توربین بخار، توربین گاز، موتور دیزلی یا سیستم‌های حرارتی زمین‌گرمایی^۲ باشد نیز انجام شده است. تحقیقات نشان داده‌اند که آنالیز اکسرژی ابزاری مفید برای ارزیابی عملکرد نیروگاه‌های دومنظوره است و باعث افزایش راندمان آنها

³ Analysis of Variance (ANOVA)

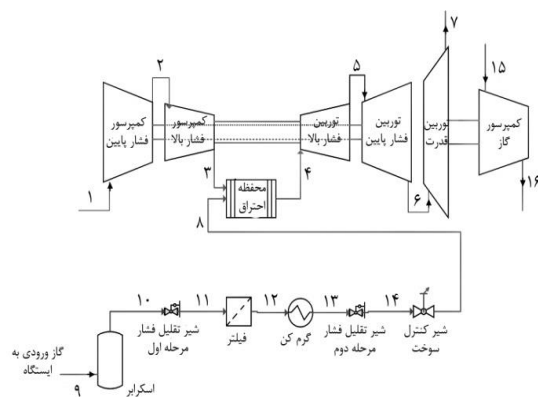
¹ Cogeneration Plants

² Geothermal System

ایجاد مدل‌های مختلف استفاده شده است.

۲- توصیف ایستگاه تقویت فشار

مجموعه توربوکمپرسور ایستگاه تقویت فشار مورد مطالعه، شامل توربین‌های سه محوره زوریا^۱ DU80L متشکل از دو کمپرسور محوری ۹ مرحله‌ای فشار پایین^۲ و فشار بالا^۳ که هر کدام توسط توربین‌های یک مرحله‌ای فشار پایین^۴ و فشار بالا^۵ چرخانده می‌شوند، محفظه احتراق^۶ و توربین قدرت^۷ دو مرحله‌ای متصل به یک کمپرسور سانتریفوژ دو مرحله‌ای می‌شود. همچنین سیستم سوخت رسانی این توربین‌ها به ترتیب شامل شیر فشارشکن مرحله اول، فیلتر، هیتز، شیر فشارشکن مرحله دوم و شیر کنترل سوخت می‌شود. شکل (۱) اجزاء مختلف توربوکمپرسور ایستگاه پارسیان را به همراه سیستم سوخت‌رسانی آن نشان می‌دهد. همان‌گونه که مشاهده می‌شود جهت انجام آنالیز اکسرژی، ۱۶ نقطه در ورودی یا خروجی اجزاء مختلف مشخص شده است.



شکل ۱: شماتیک توربوکمپرسور و سیستم سوخت‌رسانی ایستگاه پارسیان

۳- فرضیات

به منظور مدل‌سازی و تحلیل سیستم از فرضیات زیر استفاده شده است:

- رفتار هوا، محصولات احتراق و گاز طبیعی به صورت گاز ایده‌آل فرض شده است.
- کلیه اجزاء سیستم به صورت آدیاباتیک عمل می‌کنند.
- شرایط ورودی کمپرسور فشار پایین با شرایط

محیط یکسان فرض شده و از اختلاف فشار ایجاد شده توسط فیلتر هوا صرف‌نظر شده است.

- بازده ایزنتروپیک کمپرسورهای کم‌فشار و فشار بالا ۸۷٪ و بازده اکسرژی توربین‌های کم‌فشار و پرفشار ۸۹٪ فرض شده است [۱۲].
- افت فشار محفظه احتراق ۳٪ فرض شده است [۲۴].

۴- فرمول‌بندی اکسرژی اجزاء مختلف

آنالیز اکسرژی ترکیبی از قوانین اول و دوم ترمودینامیک است. در صورتی که یک سیستم در حالت جریان پایدار عمل کند می‌توان موازنه زیر را برای آن نوشت [۲۴]:

$$\dot{E}_W = \sum_{i=1}^n (\dot{E}_Q)_i + \sum_{in} \dot{m}\varepsilon - \sum_{out} \dot{m}\varepsilon - \dot{E}_D \quad (1)$$

که در این رابطه \dot{E}_W و \dot{E}_Q به ترتیب اکسرژی کار و حرارت بوده و \dot{E}_D اکسرژی هدر رفته در فرآیند است. ε نیز اکسرژی بوده و به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\varepsilon_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (2)$$

که اندیس 0 نشانگر حالت مرجع است. با توجه به تعریف اختلاف آنتروپی نسبت به حالت مرجع داریم:

$$\Delta S = C_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{p}{p_0} \quad (3)$$

با جایگذاری رابطه (۳) در (۲) و ساده‌سازی به دو رابطه زیر می‌رسیم [۲۴]:

$$\varepsilon_{ph} = \bar{C}_p^\varepsilon (T - T_0) + RT_0 \ln \frac{p}{p_0} \quad (4)$$

$$\bar{C}_p^\varepsilon = \frac{1}{T - T_0} \left[\int_{T_0}^T C_p dT - T_0 \int_{T_0}^T \frac{C_p}{T} dT \right] \quad (5)$$

۴-۱- روابط اکسرژی اجزاء

با استفاده از روابط (۱) و (۴) موازنه اکسرژی برای هر کدام از اجزاء مشخص شده در شکل (۱) نوشته و اکسرژی هدر رفته در هر کدام به صورت زیر مشخص شده است. باید توجه داشت که دمای T_1 همان دمای محیط است.

$$\dot{E}_{dest-lpc} = -\dot{m}_{air} \left(\bar{C}_p^\varepsilon (T_2 - T_1) + RT_1 \ln \frac{P_2}{P_1} \right)$$

⁵ HPT (High Pressure Turbine)

⁶ CC (Combustion Chamber)

⁷ PT (Power Turbine)

¹ Zorya

² LPC (Low Pressure compressor)

³ HPC (High Pressure Compressor)

⁴ LPT (Low Pressure Turbine)

$$\dot{E}_{dest-prv2} = \dot{m}_{fuel}(\bar{C}_p^\varepsilon(T_{13} - T_1) + RT_1 \ln \frac{P_{13}}{P_1} - \bar{C}_p^\varepsilon(T_{14} - T_1) - RT_1 \ln \frac{P_{14}}{P_1}) \quad (۱۶)$$

$$\dot{E}_{dest-fcv} = \dot{m}_{fuel}(\bar{C}_p^\varepsilon(T_{14} - T_1) + RT_1 \ln \frac{P_{14}}{P_1} - \bar{C}_p^\varepsilon(T_8 - T_1) - RT_1 \ln \frac{P_8}{P_1}) \quad (۱۷)$$

در این تحقیق برای گرمای ویژه در فشار ثابت از رابطه چند جمله ای وابسته به دما به شکل زیر استفاده شده است [۲۵]:

$$\bar{C}_p = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (۱۸)$$

نکته قابل توجه در محاسبه آنتالپی و آنترپی در ورودی و خروجی اجزاء مختلف، استفاده از ترکیب دقیق گازها در هر نقطه بوده که باعث افزایش دقت محاسبات گردیده است.

۲-۴- اکسرژی شیمیایی سوخت

اکسرژی شیمیایی سوخت با استفاده از رابطه زیر محاسبه می شود [۲۴]:

$$\varepsilon_i^{ch} = -\Delta G(T_0, p_0) + \sum_{j \neq i} \vartheta_j \varepsilon_j^{ch} \quad (۱۹)$$

تغییر تابع گیبز^۱ برای واکنش برابر است با:

$$\Delta G(T, p) = \sum_j \vartheta_j g_j(T, p) \quad (۲۰)$$

در نهایت برای محاسبه اکسرژی شیمیایی سوخت در حالت های غیر از حالت مرجع از رابطه زیر استفاده می شود [۲۴]:

$$\varepsilon_i^{ch} = \varepsilon_i^{ch,ref} \frac{T_0}{T_{ref}} + \frac{T_{ref} - T_0}{T_{ref}} (-\Delta H^{ref}) + W_1 + W_2 + T_0 \sum_{j \neq i} \vartheta_j \ln \frac{X_j^{ref}}{X_j^e} \quad (۲۱)$$

$$\varepsilon_i^{ch} = -RT_0 \ln X_i^e \quad (۲۲)$$

$$W_1 = \sum_j \int_{T_{ref}}^{T_0} c_{p,j}(T) \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dT \quad (۲۳)$$

$$W_2 = T_0 R \sum_j \vartheta_j \ln \frac{p_0}{p_{ref}} \quad (۲۴)$$

که در آن، $\varepsilon_i^{ch,ref}$ و X_j^{ref} مربوط به حالت مرجع (T_{ref}, p_{ref}) هستند. رابطه فوق با حذف سه عبارت آخر شبیه رابطه ای است که کوتاس^۲ به آن اشاره کرده است.

$$+ \dot{m}_{air} \int_{T_1}^{T_2} C_p dT \quad (۶)$$

$$\dot{E}_{dest-hpc} = \dot{m}_{air}(\bar{C}_p^\varepsilon(T_2 - T_1) + RT_1 \ln \frac{P_2}{P_1} - \bar{C}_p^\varepsilon(T_3 - T_1) - RT_1 \ln \frac{P_3}{P_1}) + \dot{m}_{air} \int_{T_2}^{T_3} C_p dT \quad (۷)$$

$$\dot{E}_{dest-cc} = \dot{m}_{air} [ex_{ph3} + \frac{F}{A} (ex_{ph8} + ex_{che8}) - (1 + \frac{F}{A}) ex_{ph4}] \quad (۸)$$

$$\dot{E}_{dest-hpt} = \dot{m}_{air} (1 + \frac{F}{A}) (\bar{C}_p^\varepsilon(T_4 - T_1) + RT_1 \ln \frac{P_4}{P_1} - \bar{C}_p^\varepsilon(T_5 - T_1) - RT_1 \ln \frac{P_5}{P_1}) - \dot{m}_{air} \left(1 + \frac{F}{A}\right) \int_{T_5}^{T_4} C_p dT \quad (۹)$$

$$\dot{E}_{dest-lpt} = \dot{m}_{air} (1 + \frac{F}{A}) (\bar{C}_p^\varepsilon(T_6 - T_1) + RT_1 \ln \frac{P_6}{P_1} - \bar{C}_p^\varepsilon(T_7 - T_1) - RT_1 \ln \frac{P_7}{P_1}) - \dot{m}_{air} \left(1 + \frac{F}{A}\right) \int_{T_7}^{T_6} C_p dT \quad (۱۰)$$

$$\dot{E}_{dest-pt} = \dot{m}_{air} (1 + \frac{F}{A}) (\bar{C}_p^\varepsilon(T_4 - T_1) + RT_1 \ln \frac{P_4}{P_1} - \bar{C}_p^\varepsilon(T_5 - T_1) - RT_1 \ln \frac{P_5}{P_1}) - \dot{m}_{air} \left(1 + \frac{F}{A}\right) \int_{T_5}^{T_4} C_p dT \quad (۱۱)$$

$$\dot{E}_{dest-cent comp} = \dot{m}_{gas} (\bar{C}_p^\varepsilon(T_{15} - T_1) + RT_1 \ln \frac{P_{15}}{P_1} - \bar{C}_p^\varepsilon(T_{16} - T_1) - RT_1 \ln \frac{P_{16}}{P_1}) - \dot{m}_{gas} \int_{T_{15}}^{T_{16}} C_p dT \quad (۱۲)$$

$$\dot{E}_{dest-prv1} = \dot{m}_{fuel} (\bar{C}_p^\varepsilon(T_{10} - T_1) + RT_1 \ln \frac{P_{10}}{P_1} - \bar{C}_p^\varepsilon(T_{11} - T_1) - RT_1 \ln \frac{P_{11}}{P_1}) \quad (۱۳)$$

$$\dot{E}_{dest-filter} = \dot{m}_{fuel} (\bar{C}_p^\varepsilon(T_{11} - T_1) + RT_1 \ln \frac{P_{11}}{P_1} - \bar{C}_p^\varepsilon(T_{12} - T_1) - RT_1 \ln \frac{P_{12}}{P_1}) \quad (۱۴)$$

$$\dot{E}_{dest-heater} = \dot{m}_{fuel} (\bar{C}_p^\varepsilon(T_{12} - T_1) + RT_1 \ln \frac{P_{12}}{P_1} - \bar{C}_p^\varepsilon(T_{13} - T_1) - RT_1 \ln \frac{P_{13}}{P_1}) - \dot{m}_{fuel} \int_{T_{12}}^{T_{13}} C_p dT \quad (۱۵)$$

^۱ Gibbs function

^۲ T J KOTAS

یک مدل ریاضی که به آن مدل رگرسیونی می‌گویند، مشخص می‌شود. در برخی موارد، محققان رابطه دقیق بین متغیرها را می‌دانند ولی در اکثر موارد، رابطه دقیق ناشناخته بوده و محققان تابع مناسبی را جهت تخمین آن انتخاب می‌کنند. مدل‌های چندجمله‌ای با مرتبه پایین به‌طور گسترده‌ای در توابع تخمین استفاده می‌شوند [۲۸]. رگرسیون بهترین رابطه ریاضی ممکن را جهت تخمین پاسخ‌های مورد نظر با استفاده از فن حداقل مربع خطای مدل نسبت به اطلاعات واقعی ایجاد می‌کند. البته مدل‌های ایجاد شده در رگرسیون هوشمند نبوده و ممکن است متغیرها و جملات اضافی باعث پیچیدگی و بعضاً خطا در مدل‌های ایجاد شده گردد؛ بنابراین برای ساده‌سازی و مشخص شدن درجه اهمیت ضرایب به کار رفته از فن آنالیز واریانس استفاده می‌گردد.

جدول ۱: بازده اکسرژی اجزاء مختلف ایستگاه تقویت فشار

پارسیان

نام اجزاء	بازده اکسرژی
کمپرسور فشار پایین	$1 - \frac{E_{dest,ipc}}{W_1}$
کمپرسور فشار بالا	$1 - \frac{E_{dest,hpc}}{W_2}$
محفظه احتراق	$\frac{\varepsilon_4 - \varepsilon_3}{\varepsilon_8^{ch}}$
توربین فشار بالا	$1 - \frac{E_{dest,hpt}}{\varepsilon_4 - \varepsilon_5}$
توربین فشار پایین	$1 - \frac{E_{dest,lpt}}{\varepsilon_5 - \varepsilon_6}$
توربین قدرت	$1 - \frac{E_{dest,pt}}{\varepsilon_6 - \varepsilon_7}$
کمپرسور گاز	$1 - \frac{E_{dest,comp}}{W_6}$
شیر تقلیل فشار مرحله اول	$\frac{\varepsilon_{11}}{\varepsilon_{10}}$
شیر تقلیل فشار مرحله دوم	$\frac{\varepsilon_{14}}{\varepsilon_{13}}$
شیر کنترل سوخت	$\frac{\varepsilon_8}{\varepsilon_{14}}$
گرم‌کننده	$1 - \frac{E_{dest,heater}}{Q_1}$
فیلتر	$\frac{\varepsilon_{12}}{\varepsilon_{11}}$

حسینعلی‌پور [۱۶]، از یک مدل ریاضی درجه ۶ برای هرکدام از متغیرها در طراحی سیکل بازتوانی استفاده کرد ولی تأثیر متقابل متغیرها بر روی یکدیگر یا به عبارتی ضرب متغیرها در مدل‌های ایجاد شده لحاظ نگردیده است. در تحقیق حاضر از رگرسیون خطی چند متغیره جهت مدل‌سازی ریاضی پارامترهایی چون بازده اکسرژی توربین،

حذف سه عبارت آخر، بر عدم تغییر در مقدار رطوبت مطلق با دما دلالت دارد. با توجه به یافته‌های ارتسواگ^۱ اکسرژی شیمیایی سوخت با تغییر رطوبت نسبی هوا تغییرات اندکی دارد [۲۶].

لذا با توجه به وضعیت رطوبت نسبی در منطقه استقرار ایستگاه تقویت فشار پارسیان و تغییرات کم آن در اکثر مواقع سال، از ۳ عبارت آخر رابطه (۲۱) صرف‌نظر می‌کنیم؛ بنابراین اکسرژی شیمیایی سوخت از رابطه زیر برای دما و فشار هوای منطقه محاسبه می‌شود [۲۴ و ۲۶]:

$$\varepsilon_i^{ch} = \varepsilon_i^{ch,ref} \frac{T_0}{T_{ref}} + \frac{T_{ref} - T_0}{T_{ref}} (-\Delta H^{ref}) \quad (25)$$

۵- بازده اکسرژی و مصرف سوخت ویژه

بازده اکسرژی به‌صورت زیر تعریف می‌شود [۲۶]:

$$\eta_\varepsilon = \frac{\text{اکسرژی هدر رفته}}{\text{اکسرژی تغذیه شده}} = 1 - \frac{\text{اکسرژی بازبایی شده}}{\text{اکسرژی تغذیه شده}} \quad (26)$$

با توجه به رابطه (۲۶)، رابطه بازده اکسرژی اجزاء مختلف ایستگاه تقویت فشار گاز مطابق جدول ۱ است.

همچنین بازده اکسرژی توربین و بازده اکسرژی کل مجموعه توربوکمپرسور به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\eta_{ex,turbine} = \frac{\dot{m}_{gas}(\varepsilon_7 - \varepsilon_6)}{\dot{m}_{fuel}\varepsilon_{fuel}^{ch}} \quad (27)$$

$$\eta_{ex,total} = \frac{\dot{m}_{gas}(\varepsilon_{16} - \varepsilon_{15})}{\dot{m}_{fuel}\varepsilon_{fuel}^{ch}} \quad (28)$$

مصرف سوخت ویژه که عبارت است از میزان مصرف سوخت برحسب مترمکعب بر ساعت به ازای هر مگاوات اکسرژی افزوده شده به گاز طبیعی در کمپرسور گاز، به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$SFC = \frac{\dot{m}_{fuel}}{\dot{m}_{gas}(\varepsilon_{16} - \varepsilon_{15})} \times 10^3 \quad (29)$$

لازم به ذکر است با توجه به ثابت فرض شدن ترکیبات گاز و درک بهتر آن در صنعت گاز، واحد مترمکعب بر ساعت جهت مصرف سوخت ویژه استفاده شده است.

۶- مدل‌سازی

در بسیاری از مسائل دو یا چند متغیر وجود دارد که باهم مرتبط هستند، در حالت کلی، فرض کنید یک متغیر وابسته و k متغیر مستقل وجود دارد. رابطه بین متغیرها توسط

^۱ Ertesvag

$$y = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_n \end{bmatrix} X = \begin{bmatrix} 1 & x_{11} & x_{12} & \dots & x_{1k} \\ 1 & x_{21} & x_{22} & \dots & x_{2k} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 1 & x_{n1} & x_{n2} & \dots & x_{nk} \end{bmatrix}$$

$$\beta = \begin{bmatrix} \beta_0 \\ \beta_1 \\ \vdots \\ \beta_k \end{bmatrix} \epsilon = \begin{bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \vdots \\ \epsilon_n \end{bmatrix}$$

که n تعداد مشاهدات و k تعداد متغیرهای مستقل هستند. در واقع می توان گفت برای هر مشاهده داریم:

$$y_i = \hat{y}_i + (y_i - \hat{y}_i) \quad (31)$$

که در این رابطه y_i پاسخ واقعی، \hat{y}_i پاسخ مدل و $(y_i - \hat{y}_i)$ خطای مدل نسبت به پاسخ واقعی است. اگر میانگین تمامی پاسخ ها را با \bar{y} نشان دهیم می توان گفت که تغییرات پاسخ در یک حالت مشاهده نسبت به میانگین برابر است با:

$$(y_i - \bar{y}) = (\hat{y}_i - \bar{y}) + (y_i - \hat{y}_i) \quad (32)$$

عبارت اول سمت چپ، انحراف پاسخ واقعی نسبت به میانگین پاسخ های واقعی، عبارت دوم انحراف پاسخ مدل نسبت به میانگین پاسخ های واقعی و عبارت آخر خطای مدل است. با به توان ۲ رساندن عبارات فوق و جمع آنها برای کلیه مشاهدات داریم:

$$\sum (y_i - \bar{y})^2 = \sum (\hat{y}_i - \bar{y})^2 + \sum (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad (33)$$

یا به عبارتی دیگر:

$$SST = SSM + SSE \quad (34)$$

مجموع مربعات خطا + مجموع مربعات مدل = مجموع مربعات کل

منظور از مجموع مربعات کل و مدل، مجموع مربعات انحراف این دو از میانگین پاسخ های واقعی سیستم است. با محاسبه SSM و SSE ، دو عبارت دیگر به صورت زیر تعریف می شوند:

$$MSM = \frac{SSM}{df_{model}} = \frac{SSM}{k} \quad (35)$$

$$MSE = \frac{SSE}{df_{error}} = \frac{SSE}{n - k - 1} \quad (36)$$

درجه آزادی (df) برای مدل برابر است با تعداد ضرایب معادله (k) و درجه آزادی خطا برابر است با $n - k - 1$. پس از محاسبه دو میانگین فوق عدد توزیع F به صورت زیر محاسبه می شود:

$$F = \frac{MSM}{MSE} \quad (37)$$

مصرف سوخت، مصرف سوخت ویژه، کار خالص خروجی توربین قدرت و بازده اکسرژی اجزاء مختلف توربین برحسب دمای ورودی به کمپرسور کم فشار، نسبت تراکم توربین و دمای ورودی به توربین، با در نظر گرفتن تأثیر متقابل متغیرها بر یکدیگر، استفاده شده است. مدل های مورد نظر بر اساس چند جمله ای درجه ۵ با سه متغیر با استفاده از برنامه نویسی در محیط نرم افزار متلب ایجاد شده اند.

در بسیاری از اوقات می خواهیم میانگین های یک صفت کمی را در بیشتر از دو جمعیت با هم مقایسه کنیم. آزمونی که بدین منظور استفاده می شود، آنالیز واریانس است. در این آزمون، فرض اولیه H_0 آن است که اختلافی بین میانگین جمعیت ها وجود ندارد و در مقابل فرض ثانویه H_1 آن است که حداقل بین میانگین دو گروه از این جمعیت ها اختلاف معنی داری وجود دارد. اگر فرض H_0 پذیرفته شود، تجزیه و تحلیل به پایان می رسد و نشان دهنده این موضوع است که بین گروه ها تفاوتی وجود ندارد؛ اما اگر فرض H_0 رد شود، نشان دهنده اختلاف میان گروه ها است و باید به دنبال اختلاف باشیم. از مزایای استفاده از آنالیز واریانس این است که تنها با انجام یک بار آزمون، اختلاف بین میانگین های کلیه گروه های موجود در آزمایش، مورد ارزیابی قرار می گیرد [۲۹].

در رگرسیون، از فن آماری آنالیز واریانس برای مشخص کردن مطابقت مدل انتخاب شده و ضرایب محاسبه شده با داده های واقعی و همچنین مشخص کردن درجه اهمیت هر کدام از ضرایب محاسبه شده استفاده می شود. برای مشخص شدن وجود رابطه بین متغیرهای مستقل و متغیر وابسته، مراحل زیر انجام می گردد.

فرضیات آنالیز واریانس به صورت زیر در نظر گرفته می شود:

$$H_0: \beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_k = 0$$

$$H_1: \beta_j \neq 0 \quad j \text{ یک}$$

مردود شدن فرض H_0 بدین معنی است که حداقل یکی از متغیرهای مستقل با متغیر وابسته رابطه دارد. رابطه به طور کلی به صورت خطی زیر تعریف می شود:

$$y = \beta X + \epsilon \quad (30)$$

که در آن y پاسخ واقعی، βX پاسخ مدل و ϵ خطای مدل هستند. در واقع در مدل ایجاد شده، β ماتریس ضرایب و X ماتریس متغیرهای مستقل هستند و ماتریس ها به شکل زیر نشان داده می شوند:

بیشتر باشد فرض H_0 رد می‌شود، یعنی این متغیر در مدل ایجاد شده دارای اهمیت است. تمامی مراحل فوق برای تمامی متغیرها تکرار و میزان اهمیت هر کدام در مدل ایجاد شده مشخص می‌گردد. در نهایت متغیرهای کم اهمیت از مدل حذف و مدل نهایی پس از حذف آنها، مجدداً ایجاد می‌گردد.

در آنالیز واریانس R^2 به صورت زیر تعریف می‌شود [۲۸]:

$$R^2 = \frac{SSM}{SST} = 1 - \frac{SSE}{SST} \quad (۴۲)$$

مقدار R^2 نشان دهنده این است که چند درصد از تغییرات پاسخ واقعی به وسیله متغیرهای مستقل در مدل ایجاد شده قابل اندازه‌گیری است. مقدار R^2 با افزایش تعداد متغیرها در مدل افزایش پیدا می‌کند ولی این به معنی خوب عمل کردن مدل ایجاد شده نیست و اضافه شدن متغیرهای کم اهمیت در مدل نیز باعث افزایش R^2 می‌شود؛ بنابراین عبارت R^2_{adj} به صورت زیر تعریف می‌شود [۲۹]:

$$R^2_{adj} = 1 - \left(\frac{SSE}{k-p} \right) / \left(\frac{SST}{k-1} \right) \\ = 1 - \left(\frac{k-1}{k-p} \right) (1 - R^2) \quad (۴۳)$$

در صورتی که عبارت یا متغیر کم اهمیتی به مدل اضافه شود مقدار R^2_{adj} کاهش پیدا می‌کند؛ بنابراین، این عبارت میزان دقت مدل را به درستی نشان می‌دهد. در کار حاضر از این مقدار به عنوان دقت مدل‌ها استفاده شده است. بر اساس روابط بخش ۳، بازده اکسرژی و اکسرژی هدر رفته هر کدام از اجزاء، بازده اکسرژی کل و مصرف سوخت ویژه برای حالت‌های مختلف کارکرد توربین ایستگاه در مدت زمان بیش از ۶ ماه محاسبه گردید. بر اساس نتایج به دست آمده، مدل‌سازی‌های مورد نظر انجام و با استفاده از آنالیز واریانس، ضرایبی که دارای اهمیت کمی هستند از مدل حذف و مابقی ضرایب اصلاح شده‌اند.

۷- نتایج

۷-۱- آنالیز اکسرژی اجزاء ایستگاه تقویت فشار

پارسیان

در این بخش یکی از حالت‌های مورد بررسی نشان داده شده است. جدول ۲ اطلاعات میدانی توربین مورد نظر را نشان می‌دهد.

با مشخص بودن ترکیبات گاز عبوری از کمپرسور سانتریفوژ

با مراجعه به جدول توزیع F برحسب درجات آزادی مدل و خطا و همچنین سطح اهمیت مورد نیاز ($\alpha = 0.05$)، F معادل از جدول خوانده و با عدد محاسبه شده مقایسه می‌شود. در صورتی که عدد محاسبه شده از عدد جدول بیشتر بود فرض H_0 رد و در غیر این صورت فرض H_0 پذیرفته است و بدین معنا است که متغیرهای مستقل هیچ گونه رابطه‌ای با متغیر وابسته (پاسخ) ندارند.

کاربرد دیگر آنالیز واریانس، تعیین اهمیت هر کدام از متغیرها یا ضرایب در مدل ایجاد شده است. ابتدا مدل ساخته شده به دو قسمت تقسیم می‌شود، یک قسمت حاوی ضریب یا متغیر مورد بررسی و بخش دیگر مابقی متغیرها:

$$y = X\beta + \epsilon = X_1\beta_1 + X_2\beta_2 + \epsilon \quad (۳۸)$$

که در این رابطه β_1 ضریب و X_1 متغیر مورد بررسی هستند. فرض‌های مسئله به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$H_0: \beta_1 = 0, H_1: \beta_1 \neq 0$$

در صورتی که فرض H_0 رد شود، این متغیر مستقل در مدل ایجاد شده دارای اهمیت بوده و نمی‌توان آن را از مدل حذف کرد. به منظور آزمایش، مجموع مربعات مدل با در نظر گرفتن کلیه ضرایب به همراه عدد ثابت و همین مقدار را برای حالتی که $\beta_1 = 0$ باشد، محاسبه می‌گردد. پس از محاسبه این دو مقدار، میزان تغییر در مربع انحرافات مدل از مقدار میانگین در حالتی که متغیر X_1 به مدل اضافه می‌شود نسبت به حالتی که این متغیر از مدل حذف شده است، به شکل زیر محاسبه می‌گردد [۲۹]:

$$SSM(\beta_1|\beta_2) = SSM(\beta) - SSM(\beta_2) \\ SSM(\beta) \rightarrow df = k \quad , \\ SSM(\beta_2) \rightarrow df = k - 1 \quad (۳۹)$$

همچنین میانگین مربعات خطا برای مدل با احتساب عدد ثابت از رابطه زیر به دست می‌آید [۲۸]:

$$MSE = \frac{SSE}{df_{error}} = \frac{SSE}{n-k} \quad (۴۰)$$

پس از انجام محاسبات فوق عدد توزیع F_0 برای این حالت مورد بررسی به شکل زیر محاسبه می‌گردد [۲۸]:

$$F_0 = \frac{SSM(\beta_1|\beta_2)/1}{MSE} \quad (۴۱)$$

اگر F_0 محاسبه شده از F به دست آمده از جدول، برای درجه آزادی یک برای مدل و درجه آزادی $n-k$ برای خطا،

با توجه به آنالیز انجام شده می توان گفت که بیشترین بازده اکسرژی در سیستم توربوکمپرسور، مربوط به توربین قدرت با ۹۷/۳ درصد و کمترین بازده مربوط به محفظه احتراق به مقدار ۶۹/۹ درصد است. بازده اکسرژی کل مجموعه توربوکمپرسور ۲۳ درصد، بازده اکسرژی توربین ۳۳/۷ درصد و بازده انرژی توربین ۳۲/۹ درصد است. بازده کمپرسور گاز ۷۶/۸۵ درصد محاسبه شد که این بازده پایین علت اصلی کاهش بازده کل مجموعه توربوکمپرسور است. بر اساس جدول ۳ و محاسبات انجام شده، وزن موکولی مخلوط گاز سوخت ۱۸/۷ کیلوگرم بر کیلو مول و اکسرژی شیمیایی سوخت ۸۹۱۶۲۰/۴۹ کیلوژول بر کیلو مول است.

که به عنوان سوخت مصرفی توربین نیز مورد استفاده قرار می گیرند، اکسرژی شیمیایی سوخت مطابق جدول ۳ محاسبه شده است.

جدول ۴ نرخ جریان اکسرژی در نقاط مختلف را نشان می دهد. لازم به ذکر است در تمامی نقاط، اکسرژی شیمیایی وجود دارد ولی پس از اعمال موازنه در هر جزء اثر آن از بین می رود؛ بنابراین تنها اکسرژی شیمیایی سوخت در جدول مذکور گنجانده شده است. بازده اکسرژی، اکسرژی هدررفته و درصد اکسرژی هدر رفته نسبت به کل اکسرژی هدر رفته، در اجزا مختلف ایستگاه محاسبه و در جدول ۵ نشان داده است.

جدول ۲: اطلاعات میدانی توربین

اطلاعات میدانی	واحد اندازه گیری	مقدار اندازه گیری شده
دمای هوای محیط	°C	۱۳
فشار محیط	kPa	۹۶/۳
دمای خروجی از کمپرسور فشار پایین	°C	۱۷۲
فشار هوای خروجی از کمپرسور فشار بالا	kPa	۱۴۷۷
دمای خروجی از توربین فشار پایین	°C	۶۳۳
دمای هوای خروجی از توربین قدرت	°C	۴۳۹
فشار هوای خروجی از توربین قدرت	kPa	۱۱۲
دبی سوخت مصرفی	m ³ /h	۴۴۳۱/۶
نسبت سوخت به هوا		۰/۰۱۴
فشار گاز ورودی به کمپرسور سانتریفوژ	kPa	۶۶۰۸
فشار گاز خروجی از کمپرسور سانتریفوژ	kPa	۸۱۷۲
دمای گاز ورودی به کمپرسور سانتریفوژ	°C	۳۴
دمای گاز خروجی از کمپرسور سانتریفوژ	°C	۵۷
دبی گاز عبوری از کمپرسور سانتریفوژ	mm ³ /day	۳۷/۵

جدول ۳: محاسبه اکسرژی شیمیایی سوخت

ماده شیمیایی	درصد مولی (%)	اکسرژی شیمیایی در دمای محیط (kJ/kmol)
نیتروژن	۲/۹۷	۶۶۲/۲۳
دی اکسید کربن	۱/۱۷	۱۹۳۲۹/۴۰
متان	۸۷/۲۸	۸۳۵۱۳۳/۹۱
اتان	۵/۲۸	۱۵۰۱۳۱۸/۰۴
پروپان	۱/۹۹	۲۱۵۸۴۴۸/۳۶
نرمال بوتان	۰/۴۶	۲۸۱۲۴۸۶/۲۶
ایزو بوتان	۰/۳۴	۲۸۱۲۴۸۶/۲۶
نرمال پنتان	۰/۲۹	۳۴۶۸۸۸۹/۲۸
نرمال هگزان	۰/۲۲	۴۱۲۴۷۱۶/۷۱

جدول ۴: نرخ جریان اکسرژی نقاط مختلف

نقطه	سیال	دما (C°)	فشار (kPa)	دبی جرمی (kg/s)	اکسرژی فیزیکی (kW)	اکسرژی شیمیایی (kW)
۱	هوا	۱۳	۹۶/۳	۷۰/۲	.	.
۲	هوا	۱۷۲	۳۵۴	۷۰/۲	۱۰۲۱۷	.
۳	هوا	۴۰۸	۱۴۷۷	۷۰/۲	۲۶۴۹۳	.
۴	محصولات احتراق	۹۸۴	۱۴۳۳	۷۰/۲	۵۹۲۹۴	.
۵	محصولات احتراق	۷۷۴	۶۵۳	۷۰/۲	۴۱۰۴۸	.
۶	محصولات احتراق	۶۳۳	۳۱۸	۷۰/۲	۲۹۰۰۷	.
۷	محصولات احتراق	۴۳۹	۱۱۲	۷۰/۲	۱۳۲۷۰	.
۸	گاز طبیعی	۲۷	۱۷۹۹	۰/۹۷۶	۳۶۴/۴	۴۶۵۷۷/۴
۹	گاز طبیعی	۳۴	۶۶۰۸	۰/۹۷۶	۵۲۶/۸	.
۱۰	گاز طبیعی	۳۴	۶۶۰۸	۰/۹۷۶	۵۲۶/۸	.
۱۱	گاز طبیعی	۱۵	۴۰۰۰	۰/۹۷۶	۴۶۳/۲	.
۱۲	گاز طبیعی	۱۵	۳۹۹۰	۰/۹۷۶	۴۶۲/۸	.
۱۳	گاز طبیعی	۴۵	۳۷۹۰	۰/۹۷۶	۴۵۹/۳	.
۱۴	گاز طبیعی	۳۴	۲۹۱۳	۰/۹۷۶	۴۲۵	.
۱۵	گاز طبیعی	۳۴	۶۶۰۸	۳۴۴/۲	۱۸۵۷۳۴/۴	.
۱۶	گاز طبیعی	۵۷	۸۱۷۲	۳۴۴/۲	۱۹۶۴۶۲/۸	.

جدول ۵: وضعیت بازده اکسرژی و اکسرژی هدر رفته در اجزاء مختلف

نام اجزاء	اکسرژی هدر رفته (kW)	بازده اکسرژی (%)	اتلاف اکسرژی به اتلاف اکسرژی کل (%)
کمپرسور فشار پایین	۱۱۰۲	۹۰/۲	۵/۱
کمپرسور فشار بالا	۱۱۰۳/۷	۹۳/۶	۵/۲
محفظه احتراق	۱۴۱۴۱/۵	۶۹/۹	۶۶/۵
توربین فشار بالا	۵۶۶/۳	۹۶/۷	۲/۷
توربین فشار پایین	۵۲۹/۱	۹۵/۴	۲/۵
توربین قدرت	۴۲۲۵	۷۲/۴	۱/۸
کمپرسور گاز	۳۲۳۰/۶	۷۶/۸	۱۵/۲
شیر تقلیل فشار مرحله اول	۶۳/۶	۸۷/۹	۰/۳
فیلتر	۰/۳	۹۹/۹	.
گرم کن	۵۴/۶	۶/۹۶	۰/۲۵
شیر تقلیل فشار مرحله دوم	۳۴/۳	۹۲/۵	۰/۱۵
شیر کنترل سوخت	۶۰/۵	۸۵/۷	۰/۳

دودکش بیش از ۱۳ مگاوات است. تقریباً ۱۵٪ اکسرژی هدر رفته در کل مجموعه ایستگاه، در کمپرسور گاز به هدر می‌رود. یکی از علل بالا بودن میزان اکسرژی هدر رفته، بازده پلی‌تروپیک پایین کمپرسور در این حالت کارکرد است. بر اساس اطلاعات سازنده، در دور ۴۷۰۰ با نسبت تراکم ۱/۲۳ و با دبی حجمی گاز برابر با

کل اکسرژی هدر رفته در مجموعه ایستگاه بیش از ۲۱ مگاوات است که البته این مقدار بدون احتساب اکسرژی جریان در نقطه ۷ یا همان اکسرژی جریان خروجی از دودکش است. این مقدار تنها اکسرژی هدر رفته در اجزاء مختلف توربین و بر اساس بازگشت‌ناپذیری فرآیندهای رخ داده در آنها است. در این حالت اکسرژی جریان خروجی از

دودکش وارد محیط می‌شود.

۲-۷- نتایج مدل‌سازی

هر مدل ریاضی بسته به تعداد متغیرها و درجه چند جمله‌ای می‌تواند یک مقدار ثابت و تا ۵۷ ضریب چند جمله‌ای را دارا باشد. با افزایش تعداد ضرایب، می‌بایست تعداد حالت‌های مورد بررسی را نیز افزایش داد تا به درجه مناسبی از دقت رسید. تأثیر هر کدام از ضرایب توسط آنالیز واریانس مشخص می‌گردد. ضرایبی که دارای تأثیر کمی در مدل ایجاد شده باشند، از مدل حذف و مدل اصلاح شده مجدداً ایجاد می‌گردد.

جهت بررسی متغیرهای طراحی توربین، ۴ مدل جهت پیش‌بینی پارامترهایی چون بازده اکسرژی توربین، مصرف سوخت، کار خالص خروجی از توربین قدرت و مصرف سوخت ویژه بر حسب دمای ورودی به کمپرسور کم‌فشار^۱، نسبت تراکم^۲ و دمای ورودی به توربین فشار بالا^۳ و همچنین مدل‌هایی نیز جهت پیش‌بینی بازده اکسرژی هر کدام از اجزاء توربین بر اساس متغیرهای مذکور ایجاد گردیده‌اند. مدل‌های ایجاد شده پس از اعمال فن آنالیز واریانس و اصلاح ضرایب در جدول ۶ قابل مشاهده هستند. نتیجه آنالیز واریانس نهایی مدل بازده اکسرژی توربین به عنوان نمونه در جدول ۷ نشان داده شده است. همان‌گونه که از جدول ۷ مشخص است، تنها ۵ ضریب از کل ضرایب در رابطه بازده اکسرژی توربین معنادار بوده و در رابطه نهایی گنجانده شده‌اند. در این تحقیق مقدار P کمتر از ۰/۰۵ ملاک معنادار بودن ضرایب بوده است.

معنادار بودن ضریب A*C که همان ضرب دمای ورودی به کمپرسور و نسبت تراکم در یکدیگر است، باعث ایجاد رابطه متقابل این دو متغیر در پاسخ مدل بازده اکسرژی توربین گردیده است. این موضوع برای سایر مدل‌ها نیز صدق می‌کند.

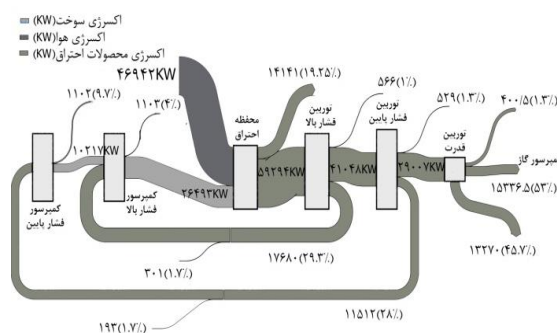
۳-۷- اعتبارسنجی

به منظور اعتبارسنجی مدل‌های ایجاد شده از اطلاعات واقعی سایر ایستگاه‌های تقویت فشار استفاده گردید. جداول ۸ و ۹ نتایج مصرف سوخت و کار خالص خروجی توربین قدرت را در برخی شرایط خاص در چند ایستگاه مختلف نشان می‌دهد.

۳۷/۵ میلیون مترمکعب در روز، بازده پلی‌تروپیک کمپرسور کمتر از ۷۸٪ است. البته نمودارهای سازنده برای فشار خروجی ۹۰ بار و با وزن موکولی گاز ۱۷/۸ و دمای ورودی ۴۴/۳ درجه سانتی‌گراد ترسیم شده است، ولی آنچه مشخص است بازده پلی‌تروپیک کمپرسور در بهترین حالت، یعنی دبی حجمی طراحی (۲۷ میلیون مترمکعب در روز) به ۸۵٪ می‌رسد. می‌توان به پایین بودن بازده پلی‌تروپیک به عنوان یکی از عوامل پایین بودن بازده مجموعه توربوکمپرسور اشاره کرد.

از کل مقدار اکسرژی هدر رفته ناشی از بازگشت‌ناپذیری اجزا در کل ایستگاه، حدود ۶۶٪ مربوط به محفظه احتراق است، در واقع در شرایط مورد بررسی، بیش از ۱۴ مگاوات کار قابل استحصال در محفظه احتراق هدر می‌رود.

از شکل (۲)، می‌توان به درصد اکسرژی هدر رفته نسبت به اکسرژی ورودی به هر جزء پی برد.



شکل ۲: جریان اکسرژی در اجزاء مختلف توربین

در این حالت، محفظه احتراق حدود ۱۹٪ از اکسرژی ورودی (اکسرژی هوا + اکسرژی سوخت) را هدر می‌دهد و مابقی جریان اکسرژی وارد توربین فشار بالا می‌شود. این توربین نیز ۱٪ اکسرژی ورودی را هدر داده و ۲۹/۳٪ آن را صرف گرداندن کمپرسور فشار بالا می‌کند. این کمپرسور نیز از اکسرژی ورودی به همراه اکسرژی جریان هوای ورودی به آن، حدود ۴٪ را هدر می‌دهد. جریان خروجی از توربین فشار بالا وارد توربین فشار پایین شده و این جزء حدود ۳/۱٪ آن را هدر داده و ۲۸٪ آن را صرف گرداندن کمپرسور فشار پایین می‌کند. این کمپرسور نیز از این اکسرژی، ۹/۷٪ را هدر می‌دهد. توربین قدرت نیز ۱/۳٪ اکسرژی جریان ورودی به خود را هدر داده، ۵۳٪ آن را به عنوان کار به کمپرسور گاز اعمال می‌کند و بیش از ۴۵٪ آن از طریق

³ TIT (Turbine Inlet Temperature)

¹ CIT (Compressor Inlet Temperature)

² PR (Pressure Ratio)

جدول ۶: مدل‌های ریاضی ایجاد شده

پارامتر مورد نظر	* مدل ایجاد شده	دقت
بازده اکسرژی توربین	$-489.0154 - 0.4816A + 1.029B - 0.7493C + 0.0202A \times C - 0.0004923B^2$	٪۹۴
مصرف سوخت	$-4248.2 - 6.098A + 10.015B - 64.82C - 0.36B \times C + 23C^2$	٪۹۹/۵
کار خالص خروجی توربین قدرت	$-242350 - 119.24A + 473.47B + 402.18C - 0.22032B^2$	٪۹۶/۷
مصرف سوخت ویژه	$922400 - 16274A - 2630.9B + 32.71AB + 406.2A^2 + 2.493B^2 - 0.815A^2 \times B - 0.0164A \times B^2 - 0.000784B^3 + 0.00041A^2 \times B^2$	٪۹۵
بازده اکسرژی کمپرسور فشار پایین	$51.722 - 0.54791A - 4.5953C + 0.15111B - 0.0014604A^2 - 0.025008A \times C - 0.096997C^2 + 0.00095037A \times B + 0.0078706B \times C - 0.00013985B^2$	٪۹۹/۲
بازده اکسرژی کمپرسور فشار بالا	$90.7933 - 0.002301A + 0.36748C - 0.0017308B + 0.00051479A^2 + 0.005287A \times C - 0.0066712C^2 - 0.00010497A \times B - 0.00023434B \times C + 4.3562 \times 10^{-6}B^2$	٪۹۴
بازده اکسرژی محفظه احتراق	$-16.9398 - 0.11951A - 2.0572C + 0.092753B + 0.00069837A^2 + 0.024849C^2 - 0.00023521A \times B + 2.6514 \times 10^{-5}B$	٪۹۹/۹
بازده اکسرژی توربین فشار بالا	$87.5479 + 0.037565A + 0.21003C + 0.011802B - 6.2434 \times 10^{-5}A \times B - 0.00034794B \times C$	٪۹۷
بازده اکسرژی توربین فشار پایین	$92.0098 - 0.078345A - 0.10391C + 0.0053115B + 5.4223 \times 10^{-5}A \times B$	٪۹۶
بازده اکسرژی توربین قدرت	$408.6467 + 3.3534A + 29.4897C - 0.98917B - 0.0013947D + 0.18998A \times C - 0.0073794A \times B + 0.00015463A \times D - 0.047966B \times C + 0.00089188C \times D + 0.012644A^2 + 0.0008382B^2 - 2.9638 \times 10^{-7}D^2 - 5.5351 \times 10^{-9}A \times D^2$	٪۹۹

* در مدل‌های ایجاد شده A: دمای ورودی به کمپرسور، B: دمای ورودی به توربین، C: نسبت تراکم توربین، D: کار خالص خروجی توربین قدرت

جدول ۷: جدول آنالیز واریانس مدل بازده اکسرژی توربین

ضریب	جمع مجذور	درجه آزادی	مقدار F	مقدار P
A	۱۹/۶۴	۱	۴۵/۳۴۵	$۵/۶ \times ۱۰^{-۱۰}$
B	۴۳/۵۸	۱	۱۰۰/۵۹۷	$۱/۱۵ \times ۱۰^{-۱۷}$
C	۱/۷۴	۱	۴/۰۱۹	۰/۰۴۷۱۸۳
A.C	۲/۱۵	۱	۴/۹۸۱	۰/۰۲۷۴۳۷
B ²	۳۶/۶۵	۱	۸۴/۶۰۳	$۱/۱۶ \times ۱۰^{-۱۵}$
خطا	۵۳/۲۹	۱۲۳	۱	۰/۵

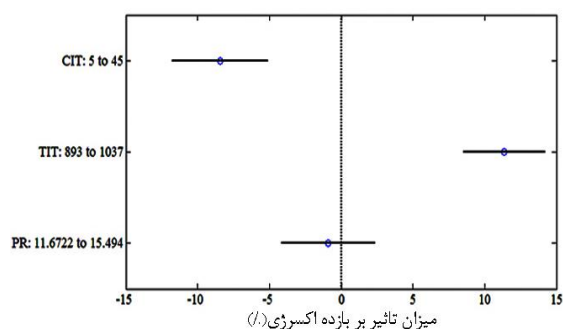
جدول ۸: اعتبارسنجی مدل مصرف سوخت در ایستگاه‌های تقویت فشار گاز پارسین و خاوران

مقادیر متغیرها	مصرف سوخت واقعی	خروجی مدل	درصد خطا
CIT	۲۰	۴۶۱۰/۷	۰/۰۸
TIT	۱۰۲۹		
PR	۱۵/۱۹		
CIT	۴۵	۳۷۸۵/۷	۰/۰۳
TIT	۱۰۰۷		
PR	۱۲/۴۱		
CIT	۳۳	۳۴۱۵/۶	۰/۳
TIT	۹۴۴		
PR	۱۱/۷۸		

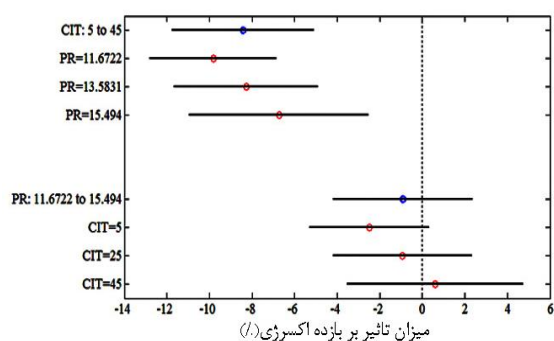
جدول ۹: اعتبارسنجی مدل کار خالص خروجی توربین قدرت در ایستگاه‌های تقویت فشار گاز پارسین و خاوران

درصد خطا	خروجی مدل	توان خالص خروجی واقعی	مقادیر متغیرها	
			CIT	TIT
۰/۰۸	۴۶۱۰/۷	۴۶۵۱/۹	۲۰	CIT
			۱۰۲۹	TIT
			۱۵/۱۹	PR
۱/۸	۱۰۶۵۳	۱۰۸۵۴	۴۵	CIT
			۱۰۰۷	TIT
			۱۲/۴۱	PR
۰/۳	۹۰۸۲	۹۰۴۶	۳۳	CIT
			۹۴۴	TIT
			۱۱/۷۸	PR

گونه‌ای که در دمای ۵ درجه سانتی‌گراد با افزایش نسبت تراکم از ۱۱/۶۷ تا ۱۵/۵، بازده ۲ واحد کاهش پیدا می‌کند، در حالی که در دمای ۴۵ درجه سانتی‌گراد این مقدار نزدیک به ۱ واحد افزایش می‌یابد. رسم نمودار شکل (۴) برای تعیین اثر متقابل دیگر متغیرها نشان می‌دهد که تغییر در یک متغیر روی نقش متغیر دیگر در پاسخ این مدل، اثری ندارد.



شکل ۳: تأثیر متغیرهای مختلف بر پاسخ مدل بازده اکسرژی توربین



شکل ۴: تأثیر متقابل دمای ورودی به کمپرسور و نسبت تراکم بر روی بازده اکسرژی توربین

نمودارهای موجود در شکل‌های (۵) و (۶) تأثیر متغیرهای مختلف را بر روی بازده اکسرژی توربین نشان می‌دهد.

همان‌گونه که مشخص است مدل‌های ایجاد شده از دقت بالایی برخوردار بوده و می‌توان از آنها جهت بررسی عملکرد توربین‌های سه محوره زوریا DU80L مستقر در ایستگاه‌های تقویت فشار سراسر کشور استفاده نمود. در این بخش اعتبارسنجی مدل‌ها تنها جهت مدل‌های مصرف سوخت و توان خالص خروجی توربین قدرت انجام شده است. در صورت محاسبه سایر پارامترها نیز نتایج مشابهی محقق می‌گردد.

۷-۴- مدل بازده اکسرژی توربین

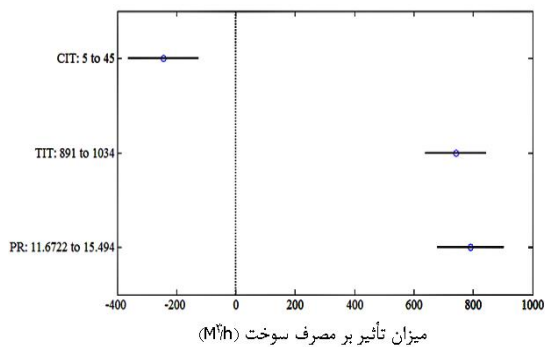
شکل (۳) تأثیر هر کدام از متغیرها بر روی پاسخ مدل ایجاد شده را نشان می‌دهد. همان‌گونه که از شکل مشخص است تغییر دمای هوا از ۵ تا ۴۵ درجه سانتی‌گراد، با فرض ثابت بودن متغیرهای دیگر (مقدار سایر متغیرها به صورت میانگین بازه خود در نظر گرفته می‌شود)، باعث کاهش ۸ واحدی در پاسخ مدل که همان بازده توربین است می‌شود. تغییر دمای ورودی به توربین از ۸۹۳ تا ۱۰۳۷ درجه سانتی‌گراد، باعث افزایش بازده اکسرژی توربین به میزان ۱۲ واحد و افزایش نسبت تراکم از ۱۱/۶۷ تا ۱۵/۵ باعث کاهش ۱ درصدی در بازده می‌شود.

شکل (۴) نشان دهنده تأثیر متقابل دمای ورودی هوا و نسبت تراکم بر روی بازده توربین است. همان‌گونه که در شکل مشخص است با افزایش نسبت تراکم، تأثیر منفی دمای ورودی کمپرسور بر بازده توربین کاهش می‌یابد، در نسبت تراکم ۱۱/۶۷، تغییر دمای ورودی کمپرسور از ۵ تا ۴۵ درجه سانتی‌گراد، باعث کاهش ۱۰ واحدی بازده توربین می‌شود ولی در نسبت تراکم ۱۵/۵ این کاهش کمتر از ۷ واحد است. همچنین افزایش دما نیز باعث کاهش اثر منفی افزایش نسبت تراکم در بازه ۱۱/۶۷ تا ۱۵/۵ می‌شود، به

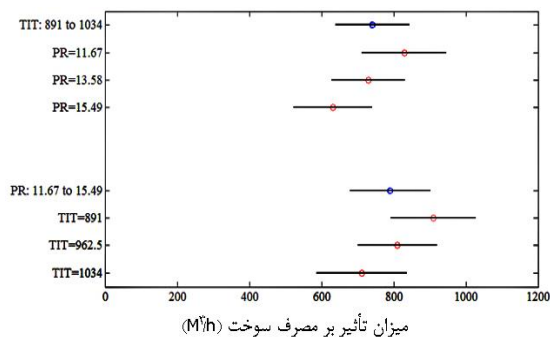
نسبت تراکم باعث کاهش بازده حرارتی می‌شود.

۷-۵- مدل مصرف سوخت توربین

شکل (۷) تأثیر متغیرهای مختلف را بر روی مصرف سوخت نشان می‌دهد. تغییرات دمای ورودی به کمپرسور از ۵ تا ۴۵ درجه سانتی‌گراد در صورت ثابت بودن مابقی متغیرها، باعث کاهش بیش از ۲۰۰ واحدی در مصرف سوخت می‌شود. همچنین تغییر دمای ورودی توربین از ۸۹۱ تا ۱۰۳۴ درجه سانتی‌گراد و همچنین تغییر نسبت تراکم از ۱۱/۶۷ تا ۱۵/۵ باعث افزایش تقریباً ۸۰۰ واحدی در مصرف سوخت می‌شود.



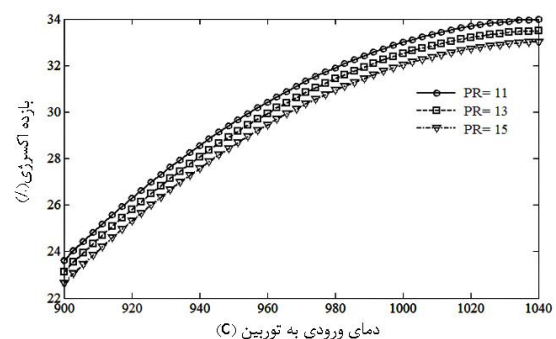
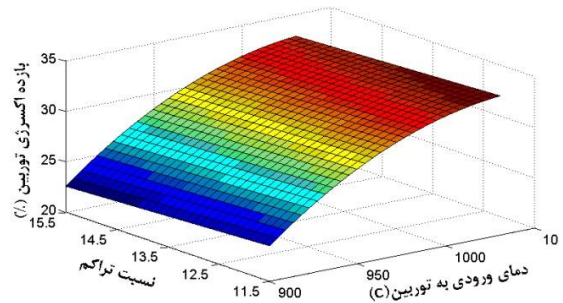
شکل ۷: تأثیر متغیرهای مختلف در پاسخ مدل مصرف سوخت



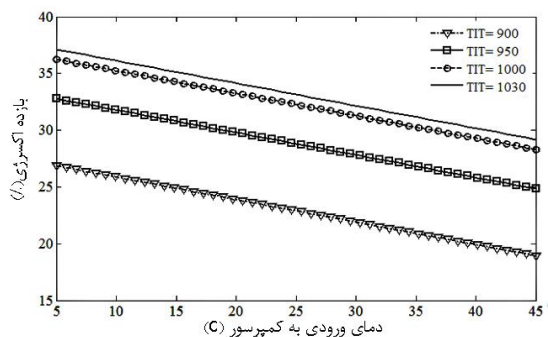
شکل ۸: تأثیر متقابل دمای ورودی به توربین و نسبت تراکم بر روی مصرف سوخت

با توجه به شکل (۸) می‌توان تأثیر متقابل تغییر در دمای ورودی توربین و نسبت تراکم بر روی مصرف سوخت را مشاهده کرد. در صورتی که دمای ورودی توربین از ۸۹۱ تا ۱۰۳۴ درجه سانتی‌گراد افزایش پیدا کند، با افزایش نسبت تراکم مصرف سوخت کاهش پیدا می‌کند، به طوری که در نسبت تراکم ۱۱/۶۷ میزان افزایش مصرف سوخت بیش از ۸۰۰ واحد است، در حالی که در نسبت تراکم ۱۵/۵ این افزایش حدود ۶۵۰ واحد است. اگر نسبت تراکم از ۱۱/۶۷ تا ۱۵/۵ افزایش پیدا کند، با افزایش دمای ورودی توربین، افزایش کمتری را در مصرف سوخت شاهد هستیم، به

همان‌گونه که مشخص است با افزایش دمای ورودی به کمپرسور، بازده توربین کاهش پیدا می‌کند. با افزایش دمای ورودی به توربین، بازده توربین افزایش پیدا می‌کند، البته شیب این افزایش تا قبل از دمای ورودی توربین (۱۰۰۰ درجه سانتی‌گراد) زیاد بوده و پس از آن شیب افزایش ملایم‌تر می‌شود. افزایش نسبت تراکم باعث کاهش بازده می‌شود، البته شیب کاهش با افزایش دمای ورودی به توربین کاهش پیدا می‌کند.



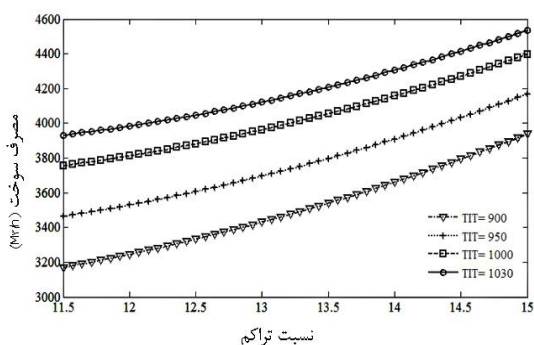
شکل ۵: تأثیر دمای ورودی به توربین و نسبت تراکم بر روی بازده اکسرژی توربین



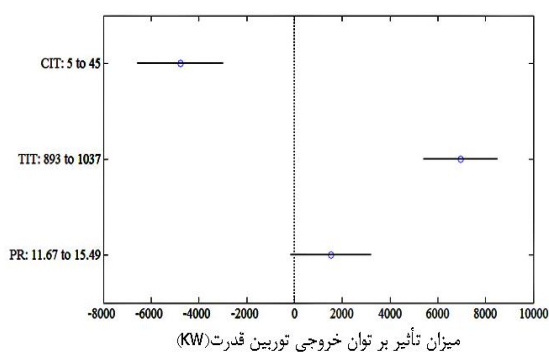
شکل ۶: تأثیر دمای ورودی به کمپرسور و دمای ورودی توربین بر روی بازده اکسرژی توربین

تأثیر افزایش نسبت تراکم بر کاهش بازده اکسرژی با تحقیقی که ال‌هادیک بر روی سیکل برایتون انجام داد کاملاً مطابقت دارد [۸]. بر اساس تحقیقات او تأثیرات نسبت تراکم ارتباط زیادی به دمای ورودی به توربین دارد. به نحوی که اگر دمای ورودی به توربین پایین باشد، افزایش

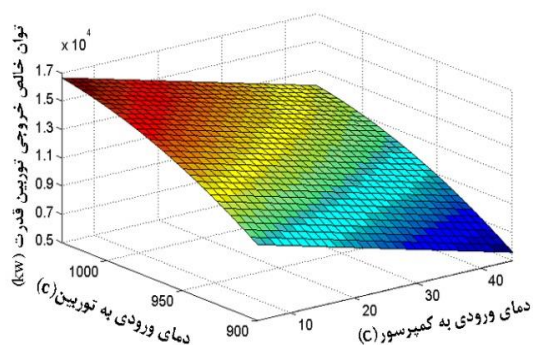
سانتی گراد باعث کاهش بیش از ۴۵۰۰ واحدی در پاسخ مدل می شود. افزایش دمای ورودی به توربین از ۸۹۳ تا ۱۰۳۷ درجه سانتی گراد باعث افزایش بیش از ۷۰۰۰ واحدی و افزایش نسبت تراکم در بازه نشان داده شده باعث افزایش کمتر از ۲۰۰۰ واحدی در پاسخ این مدل می شود. با توجه به شکل های (۱۳) و (۱۴) می توان استنباط کرد که افزایش دمای ورودی به کمپرسور، باعث کاهش توان خالص خروجی توربین قدرت و افزایش دمای ورودی به توربین و نسبت تراکم باعث افزایش آن می شود.



شکل ۱۱: تأثیر نسبت تراکم و دمای ورودی توربین بر روی مصرف سوخت

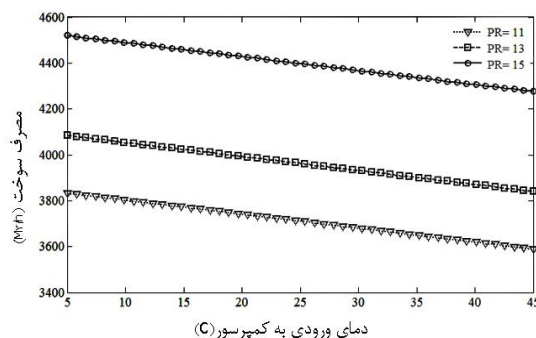


شکل ۱۲: تأثیر متغیرهای مختلف در پاسخ مدل توان خالص توربین قدرت

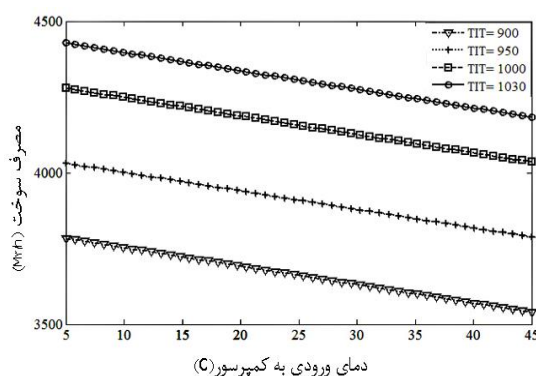


شکل ۱۳: تأثیر دمای ورودی به کمپرسور و توربین بر توان خالص توربین قدرت

گونه ای که در دمای ورودی توربین، ۸۹۱ درجه سانتی گراد، افزایش مصرف سوخت حدود ۹۰۰ واحد است در صورتی که در دمای ۱۰۳۴ درجه سانتی گراد، این افزایش حدود ۷۰۰ واحد است.



شکل ۹: تأثیر دمای ورودی کمپرسور و نسبت تراکم بر روی مصرف سوخت



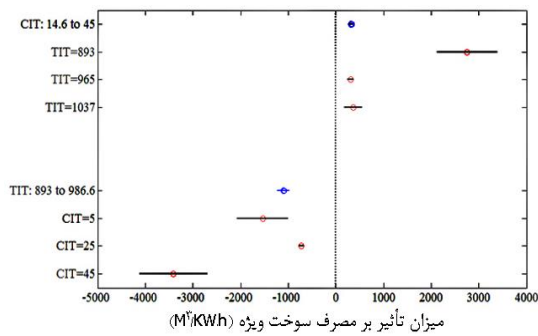
شکل ۱۰: تأثیر دمای ورودی به کمپرسور و دمای ورودی توربین بر روی مصرف سوخت

شکل های (۹) تا (۱۱) تأثیر متغیرهای مختلف را بر مصرف سوخت نشان می دهد. با توجه به این شکل ها مشخص است که با افزایش دمای ورودی توربین، مصرف سوخت کاهش می یابد و در عین حال در صورت ثابت بودن دمای ورودی به کمپرسور، با افزایش نسبت تراکم و دمای ورودی به توربین، مصرف سوخت افزایش می یابد. همچنین با افزایش نسبت تراکم، مصرف سوخت افزایش پیدا می کند و در صورت ثابت بودن نسبت تراکم، افزایش دمای ورودی توربین باعث افزایش مصرف سوخت می شود که این افزایش در نسبت تراکم های بالا، کمی کمتر از نسبت تراکم های پایین تر است.

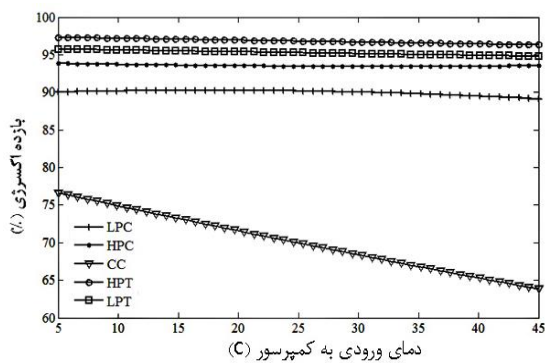
۷-۶- مدل توان خالص خروجی توربین قدرت

شکل (۱۲) تأثیر متغیرهای مختلف را بر روی مصرف سوخت نشان می دهد. افزایش دما از ۵ تا ۴۵ درجه

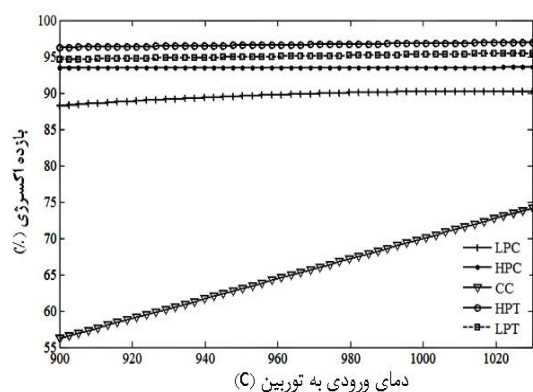
در مصرف سوخت ویژه دارد.



شکل ۱۴: تأثیر متقابل دمای ورودی به توربین و دمای ورودی به کمپرسور بر روی مصرف سوخت ویژه



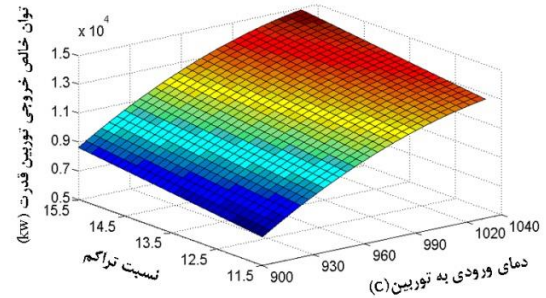
شکل ۱۵: تأثیر متغیرهای مختلف بر مصرف سوخت ویژه



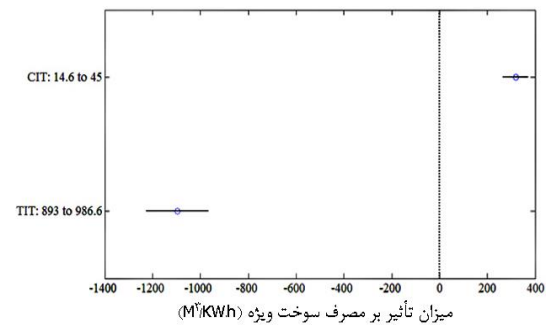
شکل ۱۶: تأثیر دمای ورودی به توربین در بازده اکسرژی اجزاء مختلف توربین

۷-۸- مدل‌های بازده اکسرژی اجزاء توربین

با استفاده از مدل‌هایی که برای هر کدام از اجزاء توربین ایجاد شد، بازده اکسرژی هر کدام از اجزاء برحسب دمای ورودی به کمپرسور، دمای ورودی به توربین و نسبت تراکم قابل پیش‌بینی است. شکل‌های (۱۷) تا (۱۹) بر اساس مدل‌های مذکور وضعیت بازده اکسرژی اجزاء مختلف را نشان می‌دهند.



شکل ۱۷: تأثیر متغیرهای مختلف بر مصرف سوخت ویژه



شکل ۱۸: تأثیر متغیرهای مختلف بر مصرف سوخت ویژه

۷-۷- مدل مصرف سوخت ویژه

شکل (۱۵) تأثیر متغیرهای مختلف را بر روی مصرف سوخت ویژه نشان می‌دهد. تغییرات دمای ورودی به کمپرسور از ۱۴ تا ۴۵ درجه سانتی‌گراد در صورت ثابت بودن سایر متغیرها، باعث افزایش ۳۵۰ واحدی در مصرف سوخت ویژه می‌شود. با افزایش دمای ورودی به توربین از ۸۹۳ تا ۹۸۶ درجه سانتی‌گراد، مقدار سوخت ویژه نزدیک به ۱۱۰۰ واحد کاهش پیدا می‌کند. آن‌طور که از مدل مشخص است تأثیر نسبت تراکم روی مصرف سوخت ویژه حذف شده است که به دلیل ارتباط مصرف سوخت ویژه با کار خالص خروجی است. از آنجا که کار خالص خروجی تابعی از سه متغیر فوق است و در مخرج محاسبه مصرف سوخت ویژه وارد می‌شود، تأثیر نسبت تراکم در رابطه حذف و مابقی ضرایب به طور متناسب اصلاح گردیده است.

شکل (۱۶) تأثیر متقابل تغییر در دمای ورودی به توربین و دمای ورودی به کمپرسور را روی مصرف سوخت ویژه نشان می‌دهد. بر اساس این نمودار تغییر دمای ورودی به توربین در دماهای پایین ورودی کمپرسور، باعث کاهش کمتری در مصرف سوخت ویژه نسبت به دماهای بالاتر می‌شود. همچنین تغییر دمای ورودی کمپرسور در بازه نشان داده شده، در دمای پایین‌تر ورودی توربین اثر افزایشی بیشتری

دارد.

- تغییرات دمای ورودی به کمپرسور و نسبت تراکم دارای تأثیر متقابل بر روی بازده اکسرژی توربین هستند، به گونه‌ای که با افزایش نسبت تراکم اثر منفی افزایش دما بر روی بازده اکسرژی توربین کاهش پیدا کرده و با افزایش دمای ورودی به کمپرسور، افزایش نسبت تراکم منجر به بهبود بازده اکسرژی توربین می‌شود.

- تغییرات نسبت تراکم در بازه مورد بررسی تأثیر کمی بر روی بازده اکسرژی توربین دارد، به طوری که در دمای محیط بالاتر این اثر کاهش پیدا می‌کند.

- افزایش دمای ورودی به توربین و نسبت تراکم در بازه مورد بررسی بر روی مصرف سوخت دارای اثر تقریباً یکسانی بوده و این دو متغیر دارای اثر متقابل بر روی یکدیگر هستند، به گونه‌ای که با افزایش هر کدام، اثر افزایشی متغیر دیگر بر مصرف سوخت کاهش می‌یابد.

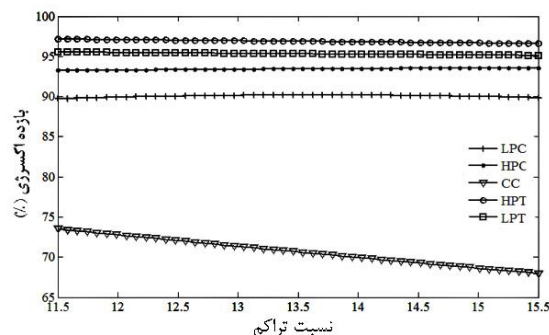
- افزایش نسبت تراکم و دمای ورودی به توربین باعث افزایش توان خالص خروجی و افزایش دمای محیط باعث کاهش این پارامتر می‌شود. افزایش دمای ورودی به توربین اثر افزایشی بیشتری بر توان خالص خروجی در توربین‌های سه محوره دارد.

- افزایش دمای محیط و نسبت تراکم باعث کاهش بازده اکسرژی کلیه اجزاء توربین‌های سه محوره می‌شود و شیب این کاهش در محفظه احتراق بیشتر است.

- افزایش دمای ورودی توربین باعث افزایش بازده اکسرژی کلیه اجزاء توربین‌های سه محوره می‌شود و این شیب افزایشی در محفظه احتراق بیشتر است.

۹- تقدیر و تشکر

بدین وسیله از همکاری‌ها و حمایت‌های شرکت پالایش گاز پارسین در انجام این تحقیق کمال تشکر را داریم.



شکل ۱۹: تأثیر نسبت تراکم در بازده اکسرژی اجزاء مختلف توربین

بر اساس این نمودارها با افزایش دمای محیط یا دمای ورودی به کمپرسور هوای توربین، بازده اکسرژی کلیه اجزاء توربین نیز کاهش پیدا می‌کند. همچنین افزایش نسبت تراکم نیز باعث کاهش بازده اجزا می‌شود، البته این کاهش در محفظه احتراق نمود بیشتری دارد. افزایش دمای ورودی به توربین، بیشترین تأثیر مثبت را در محفظه احتراق دارد.

۸- نتیجه‌گیری

در این مقاله آنالیز اکسرژی سیستم ایستگاه تقویت فشار گاز پارسین به همراه توربین‌های سه محوره مستقر در آن صورت گرفت. به کمک رگرسیون خطی چند متغیره و آنالیز واریانس، مدل‌هایی با دقت بالا جهت تعیین بازده اکسرژی، مصرف سوخت، توان خالص خروجی توربین قدرت، مصرف سوخت ویژه و بازده اکسرژی اجزاء برحسب دمای ورودی به کمپرسور، دمای ورودی به توربین و نسبت تراکم ایجاد گردید.

بر اساس مدل‌سازی توربین‌های سه محوره محرک کمپرسورهای ایستگاه‌های تقویت فشار از دیدگاه اکسرژی می‌توان موارد زیر را به عنوان جمع‌بندی نتایج ارائه کرد:

- بیشترین اکسرژی در مجموعه توربوکمپرسور ایستگاه‌های تقویت فشار در محفظه احتراق و پس از آن در کمپرسور گاز به هدر می‌رود.
- کمترین بازده اکسرژی در مجموعه ایستگاه مربوط به گرماساز گرم‌کننده سوخت بوده و کمترین بازده اکسرژی در مجموعه توربو کمپرسور مربوط به محفظه احتراق و کمپرسور گاز هست.
- افزایش دمای ورودی توربین بیشترین اثر مثبت و افزایش دمای ورودی به کمپرسور (دمای هوا) بیشترین اثر منفی را بر بازده اکسرژی توربین

۱۰- مراجع

- [1] W.A Herman, "Quantifying global exergy resource", *Journal of Energy*, Vol. 31, Issue 12, 2006, pp. 1685–1702.
- [2] M.A Rosen, I. Dincer, "Effect of varying dead-state properties on energy and exergy analyses of thermal systems", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 43, Issue 2, 2004, pp.121–133.
- [3] T.W. Song, J.L. Sohn, J.H. Kim, T.S. Kim, S.T. Ro, "Exergy-based performance analysis of the heavy-duty gas turbine in part-load operating conditions", *Exergy, An International Journal*, Vol. 2, Issue 2, 2002, pp. 105–112.
- [۴] آ. عطایی، ی. گلزاری، "تحلیل اکسرژی و انرژی عملکرد توربین گاز V94.3A زمینس در سطوح بار مختلف"، بیست و چهارمین کنفرانس بین المللی برق، تهران، ۱۳۸۸.
- [5] C.T. Yucer, "Thermodynamic analysis of the part load performance for a small scale gas turbine jet engine by using exergy analysis method", *Journal of Energy*, Vol. 111, 2016, pp. 251–259.
- [6] Y. Sohret, E. Acikkalp, "Advanced exergy analysis of an aircraft gas turbine engine: Splitting exergy destructions into parts", *Journal of Energy*, Vol. 90, No. 2, 2015, pp. 1219–1228.
- [7] A.A. El Hadic, "The impact of atmospheric condition on gas turbine performance", *ASME Transactions, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 112, No. 4, 1990, pp. 590–596.
- [8] M.J. Ebadi, M. Gorji bandpay, "Exergetic analysis of gas turbine plants", *International Journal of Energy*, Vol. 2, No. 1, 2005, pp. 31–39.
- [9] M. Kanoglu, I. Dincer, "Performance assessment of cogeneration plant", *Journal of Energy Conversion and Management*, Vol. 50, Issue 1, 2009, pp. 76–81.
- [10] M. Fallah , H. Siyahi, R. AkbarpourGhiasi, S.M.S. Mahmoudi, M. Yari, M.A. Rosen, "Comparison of different gas turbine cycles and advanced exergy analysis of the most effective", *Journal of Energy*, Vol. 116, 2016, pp. 701–715.
- [11] A. Khaliq, "Exergy analysis of gas turbine trigeneration system for combined production of power heat and refrigeration", *Journal of Refrigeration*, Vol. 32, No. 3, 2009, pp. 534–545.
- [12] L. Chen, Y. Li, F. Sun, Ch. Wu, "Power optimization of open-cycle regenerator gas-turbine power-plants", *Jornal of Applied Energy*, Vol. 78, Issue 2, 2004, pp. 199–218.
- [13] A. Datta, R. Ganguly, L. Sarkar, "Energy and exergy analyses of an externally fired gas turbine (EFGT) cycle integrated with biomass gasifier for distributed power generation", *Journal of Energy*, Vol. 35, Issue 1, 2010, pp. 341–350.
- [14] D.P.S. Abam, N.N. Moses, "Computer Simulation of a Gas Turbine Performance", *Journal of Research in Engineering*, Vol. 11, Issue 1, 2011, pp. 36–44.
- [15] T.K. Ebrahim, F. Basrawi, O.I. Awad, A.N. Abdullah, G. Najafi, R. Mamat, F.Y. Hagos, "Thermal performance of gas turbine power plant based on exergy analysis", *Journal of Applied Thermal Engineering*. Vol. 115, 2017, pp. 977–985.
- [16] S.M. Hosseinalipour, A. Mehrpanahi, K. Mobini, "Investigation of full repowering effect on techno-economic properties of steam power plant", *Journal of Modares Mechanical Engineering*, Vol. 11, No. 1, 2011, pp. 1–18.
- [۱۷] ج. پیرکندی، م. جهرمی، م. محمودی، "شبیه سازی پارامتری یک سیستم تولید همزمان بر پایه میکرو توربین صنعتی از دیدگاه انرژی و اقتصادی"، *مجله مدل سازی در مهندسی*، دوره ۱۳، شماره ۴۰، ۱۳۹۴، صفحه ۳۲–۱۷.
- [18] J. Pirkandi, M. Ghassemi, M.H. Hamedim, "Performance comparison of direct and indirect hybrid systems of gas turbine and solid oxide fuel cell from thermodynamic and exergy view point", *Journal of Modares Mechanical Engineering*, Vol. 12, No. 3, 2012, pp. 117–133.
- [19] N. Sarabchi, S.M.S Mahmoudi, R. Khoshbakhti Saray, "Thermodynamic analysis of trigeneration cycle with HCCI engine prime mover", *Journal of Modares Mechanical Engineering*, Vol. 13, No.2, 2013, pp. 56–69.
- [۲۰] ه. پورمیرزاآقا، ر. ابراهیمی، اب. انصاری، "تحلیل انرژی و اکسرژی سیستم ترکیبی توربین گازی مجهز به پیل سوختی اکسید جامد"، *مجله مدل سازی در مهندسی*، دوره ۱۵، شماره ۵۱، ۱۳۹۶، صفحه ۳۳۰–۳۱۹.
- [۲۱] س. سعیدی، س. رستگار، (۱۳۸۹)، "تحلیل انرژی در ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی دروازه شهری"، *مجله مدل سازی در مهندسی*، دوره ۸، شماره ۲۲، ۱۳۸۹، صفحه ۱۹–۱۳.
- [22] M. Chaczykowski, A. Osiadacz, F.E. Uilhoorn, "Exergy-based nalysis of gas transmission system with application to yamal-europe pipeline", *Journal of Applied Energy*, Vol. 88, No. 6, 2011, pp. 2219–2230.

- [23] P. Ahmadi, I. Dincer, "Thermodynamic and exergoenvironmental analyses, and multi-objective optimization of a gas turbine power plant", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, Issues 14–15, 2011, pp. 2529–2540.
- [24] T.J. Kotas, *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, New York, USA, Butterworth, 329 p., 1985.
- [25] B. G. Kyle, *Chemical and Process Thermodynamics*, Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, 1984.
- [26] I. Ertesvag, "Sensitivity of chemical exergy for atmospheric gases and gaseous fuels to variations in ambient conditions", *Journal of Energy Conversion and Management*, Vol. 48, Issue 7, 2007, pp. 1983-1995.
- [27] I. Dincer, M.A Rosen, *Exergy, Energy, Environment and sustainable development*, Elsevier, 454p., 2007.
- [28] D.C Montgomery, *Design and analysis of experiments*, fifth Edition, John Wiley & sons inc. New York, 684 p., 2001.
- [29] I. Lind, *Regressor and Structure selection: Uses of ANOVA in system identification*, Linkoping University, Sweden, 185 p., 2006.