



علمی_پژوهشی

Implementation of an Adaptive Thermodynamic Fault Model to Compensate the Gas Turbine Degradation

Ghahremani, A.^{1*} Keshavarz, A.²

K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran

(Received:2023/03/28, Revised: 2023/07/14, Accepted: 2023/08/01, Published: 2024/08/25)

DOR: <https://dorl.net/dor/20.1001.1.23223278.1402.12.1.9.8>

ABSTRACT

In this research, a thermodynamic model has been developed to simulate the effects of fouling and erosion of the compressor blades of a V94.2 gas turbine. The novel approach of this study involves considering the influence of ambient temperature and humidity on the performance of a faulty turbine as well as using the turbine control system under full load conditions, referred to as Outlet Temperature Control (OTC). In this approach, maintaining a corrected turbine outlet temperature is employed to keep the turbine inlet temperature within a safe range for the blades. This model has been validated using real-world data of a gas turbine. The results demonstrate that by adjusting the OTC control setpoint and taking into account the turbine inlet temperature, a portion of the performance losses can be compensated for. The findings indicate that compressor fouling has a greater impact on parameters such as power output, turbine inlet temperature, and gas turbine efficiency compared to blade erosion. Furthermore, deviation from healthy performance varies with environmental conditions. The results also show that by increasing the control setpoint of a degraded turbine by 6 degrees, considering ambient temperature, power can be increased by 1%, and turbine inlet temperature can be increased by 0.8%.

Keywords: Gas Turbine, Compressor Fouling, Thermodynamic Model, Outlet Temperature Control.

پیاده سازی یک مدل ترمودینامیکی تطبیق پذیر به منظور ارائه راهکار برای کاهش اثرات عیوب عملکردی توربین گاز

علی کشاورز^{*۱}

آرش قهرمانی^۱

دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

(تاریخ دریافت: ۱۴۰۲/۰۱/۰۸؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۲/۰۴/۲۳؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۲/۰۵/۱۰؛ تاریخ انتشار: ۱۴۰۲/۰۶/۰۳)

چکیده

در این پژوهش، به منظور شبیه سازی اثرات رسوب گذاری و فرسایش پره های کمپرسور توربین گاز V94.2، یک مدل ترمودینامیکی توسعه داده شده است. رویکرد نوین این مطالعه شامل در نظر گرفتن اثرات دما و رطوبت محیط بر عملکرد یک توربین دارای عیب و استفاده از سیستم کنترلی توربین در شرایط بار کامل است که به آن کنترل دمای خروجی یا OTC گفته می شود. در این رویکرد، از ثابت نگه داشتن دمای اصلاح شده خروجی توربین استفاده می گردد تا دمای ورودی به توربین در یک بازه ای ایمن برای پره ها نگه داشته شود. این مدل توسط داده های واقعی یک توربین گازی سنجی گردیده است. نتایج نشان می دهد که می توان با تغییر نقطه تنظیم کنترلی OTC و با در نظر گرفتن دمای ورودی به توربین، مقداری از افت ها را جبران نمود. نتایج بیان می کند که رسوب گذاری، پارامترهای توان تولیدی، دمای ورودی به توربین و بازدهی توربین گازی را بیشتر از فرسایش پره ها کاهش می دهد. همچنین انحراف از عملکرد سالم، با شرایط محیطی تغییر می کند. نتایج نشان می دهد که با افزایش ۶ درجه ای نقطه تنظیم سیستم کنترل یک توربین معیوب، می توان با توجه به دمای محیط، توان را تا ۱٪ و دمای ورودی به توربین را تا ۰/۸٪ افزایش داد.

واژه های کلیدی: توربین گاز، رسوب گذاری کمپرسور، مدل ترمودینامیکی، کنترل دمای خروجی

۱-دانشجوی دکتری: arash.ghahremani91@email.kntu.ac.ir

۲-استاد(نویسنده ی پاسخگو): keshavarz@kntu.ac.ir

۱- مقدمه

فیلتراسیون مؤثر ذرات معلق موجود در سوخت، موجب می‌شود که بخش توربین به اندازه کمپرسور با عوامل خارجی آسیب زنده روبرو نگردد. تخمین زده می‌شود که ۷۰٪ از کل اتلافات در طول عمر یک توربین گازی مربوط به رسوب‌گذاری پره‌ها در بخش کمپرسور است [۱۲].

اتلافات ناشی از رسوبات روی پره‌های کمپرسور را می‌توان با شستشو تا حدودی برطرف نمود. در حالی که فرسایش تنها در صورتی قابل جبران است که پره‌های آسیب‌دیده تعویض شوند. می‌توان گفت که کیفیت شستشو نیز یک عامل اساسی در بازیابی عملکرد بهینه می‌باشد [۱۳ و ۱۴]. شستشوی پره‌ها می‌تواند در حین عملکرد توربین در ظرفیت‌های پایین و یا در زمان خاموشی کامل انجام شود. با این وجود شستشوی مؤثر معمولاً هنگامی صورت می‌پذیرد که توربین گازی خاموش باشد، به همین دلیل منجر به ضرر اقتصادی دوره خاموشی می‌شود. بنابراین بهتر است که این کار در زمان‌هایی صورت گیرد که سود اقتصادی بازیابی عملکرد بهینه، ارزش ضرر اقتصادی خاموشی را داشته باشد. به همین دلیل عیب‌یابی توربین‌های گازی، برای حفظ سطح عملکرد در کنار سود اقتصادی توربین بسیار حیاتی است [۱۵].

۱-۱- پیشینه

تحلیل مسیر گاز^۳ یک روش متداول برای برآورد سطح عملکرد توربین‌های گازی می‌باشد [۱۶]. این روش، تاثیرات پارامترهای غیرقابل اندازه‌گیری همچون بازدهی آیزنتروپیک و ظرفیت جریان را بر روی پارامترهای قابل اندازه‌گیری همچون نسبت فشار، دما، نرخ جریان سوخت و توان تولیدی تعیین می‌کند که در نهایت منجر به عیب‌یابی مسیر گاز^۴ می‌شود.

در تحلیل و عیب‌یابی مسیر گاز از رویکردهای متفاوتی استفاده می‌گردد. از مهم‌ترین تحقیقات اولیه در این زمینه، می‌توان به پژوهش اوربان [۱۷] اشاره کرد که از ماتریس ضرایب تاثیر^۵ برای تحلیل مسیر گاز استفاده نمود. در این روش، پارامترهای قابل اندازه‌گیری توربین به عنوان متغیرهای وابسته به شاخص‌های عملکردی توربین تلقی می‌شوند به طوری که عیوب می‌توانند این شاخص‌ها را

توربین‌های گازی، توربو ماشین‌هایی هستند که به طور مداوم تحت شرایط کاری سخت همچون دما و فشار بالا قرار می‌گیرند که این تجهیزات را مستعد آسیب‌پذیری و افت‌های عملکردی می‌کند. افت عملکرد، باعث ایجاد اتلافات در تولید توان و کاهش بهره‌وری می‌شود و منجر به افزایش هزینه‌های عملیاتی و نگهداری می‌گردد [۱، ۲]. از سوی دیگر، آب و هوای آلوده‌ی ناشی از فعالیت‌های صنعتی انسان، کیفیت هوای ورودی به توربین‌های گازی را کاهش داده که بخش کمپرسور بیشتر تحت تاثیر این موضوع قرار می‌گیرد.

توربین‌های گازی سنگین به دلیل اینکه می‌توانند در نیروگاه‌های گازی ساده یا سیکل ترکیبی مورد استفاده قرار گیرند، از اهمیت زیادی برخوردارند. در نیروگاه‌های سیکل ترکیبی، افت عملکرد توربین‌های گازی بر روی چرخه بخار نیز اثر می‌گذارد، بنابراین حفظ سطح عملکرد بسیار حیاتی است.

در توربین‌های گازی، مکانیسم‌های مختلفی از تخریب و آسیب‌پذیری وجود دارد که رسوب‌گذاری^۱ و فرسایش^۲ پره‌ها، آسیب‌های ناشی از اشیاء خارجی/داخلی، مسدود شدن نازل‌ها و سایش نوک پره‌ها از مهم‌ترین آن‌ها می‌باشد [۳-۷]. رسوب‌گذاری هنگامی رخ می‌دهد که ذرات معلق در هوا مانند غبار، گرد و خاک و شن به بخش کمپرسور وارد شوند و به سطوح پره‌ها بچسبند. در نقاط برخورد با پره، اگر ذرات بزرگتر از ۱۰ میکرون باشند، می‌توانند لایه‌های سطحی پره را جدا کرده و این امر باعث فرسایش پره‌ها می‌شود [۸-۱۰]. رسوب‌گذاری و فرسایش باعث ایجاد ناهمواری و تغییر آیرودینامیک پره‌ها شده که تأثیر مخربی بر روی بازدهی آیزنتروپیک کمپرسور و ظرفیت جریان دارد [۱۱]. فیلتراسیون ورودی می‌تواند به طور مؤثری از ورود ذرات بزرگتر از ۱۰ میکرون به کمپرسور جلوگیری کند. با این حال ذرات کوچکتر به طور عمده موفق به عبور از فیلتر می‌شوند، بنابراین رسوب‌گذاری پره‌های کمپرسور عامل اصلی افت عملکرد در توربین‌های گازی صنعتی می‌باشد. بر خلاف بخش کمپرسور،

3-Gas Path Analysis (GPA)

4-Gas Path Diagnosis (GPD)

5-Influence Coefficient Matrix (ICM)

1-fouling

2-erosion

فشار ورودی به کمپرسور به دلیل مسدود شدن فیلترهای هوا باشد. از سویی دیگر، عیوب مربوط به کمپرسور نیز منجر به کاهش تولید توان می‌گردند. بنابراین به منظور عیب‌یابی و تشخیص درست، ضروری است که تغییرات عملکرد توربین که ممکن است ناشی از شرایط محیطی و یا عیوب عملکردی باشند از یکدیگر تفکیک شوند. از دیگر عوامل تاثیر گذار بر عملکرد یک توربین گاز، سیستم کنترل و پارامترهای تنظیم شده مربوطه است. به طوری که بر اساس تنظیمات سیستم کنترل و در یک شرایط محیطی، توان تولیدی می‌تواند متفاوت باشد.

نوآوری و رویکرد نوین در این پژوهش، شامل در نظر گرفتن اثر تغییرات نقطه تنظیم^۲ سیستم کنترل توربین در بار کامل و تاثیرات محیطی شامل دما و رطوبت، با اعمال دو مکانیسم اصلی عیوب عملکردی شامل رسوب‌گذاری و فرسایش پره‌های کمپرسور در مدل‌سازی می‌باشد. معیار تعیین عملکرد در بار کامل، از سیستم کنترلی یک توربین گاز سنگین واقعی از نوع V94.2 استخراج شده است که با مطالعات قبلی متفاوت است [۵، ۲۴، ۲۶، ۳۱]. در این روش، علاوه بر باز بودن کامل پره‌های راهنمای ورودی^۳، کنترل‌کننده توربین گاز از دمای خروجی اصلاح‌شده‌ی توربین یا TOTC به عنوان نقطه تنظیم استفاده می‌کند، به طوری که شیر سوخت به مقداری باز می‌شود که خطای بین TOTC واقعی و نقطه تنظیم آن که به عدد ثابت می‌باشد، کمینه گردد. این روش کنترلی به عنوان حالت کنترل دمای خروجی^۴ یا OTC شناخته می‌شود. هدف از این روش کنترل، حفظ دمای ورودی روتور توربین^۵ یا TRIT در محدوده ایمن برای پره‌های توربین است، زیرا امکان اندازه‌گیری مستقیم این دما وجود ندارد. اعتبارسنجی مدل با استفاده از داده‌های واقعی یک توربین گازی V94.2 که در یکی از نیروگاه‌های گازی ایران قرار دارد انجام شده‌است. در مطالعه حاضر، تأثیرات عیوب عملکردی کمپرسور بر پارامترهای توربین گازی تعیین شده و روشی برای کاهش این اثرات با تغییر نقطه تنظیم کنترلی توربین در بار کامل و با در نظر گرفتن دمای ورودی به روتور توربین پیشنهاد می‌گردد.

تغییر دهند. در مطالعات اخیر با در نظر گرفتن مدل‌هایی با دقت و پویایی بیشتر و با به کارگیری روش‌های حل غیرخطی و تکراری، دقت بالاتری در تخمین پارامترها به دست آمده است. چن و همکاران [۱۸] با ارائه مدل ریاضی برای شبیه‌سازی عیوب عملکردی یک توربین گاز سه شفته در شرایط عملکرد پایا و در نقطه طراحی، توانستند به دقت بالاتری نسبت به نرم‌افزار تجاری Gasturb برسند. لی و یینگ [۱۹] برای عیب‌یابی توربین گاز در شرایط گذرا مدلی را ارائه نمودند. در مطالعه دیگری توسط یینگ و لی [۲۰] با مدل‌سازی مجراهای ورودی و خروجی توربین، اثرات عیوب در این بخش‌ها را در عملکرد توربین گاز مورد بررسی قرار دادند. ژنگ و همکاران [۲۱] با ارائه‌ی مدل ترمودینامیکی به منظور شبیه‌سازی عملکرد یک توربین گاز از نوع M701F، به تاثیرات آب و هوا بر پارامترهای عملکردی یک توربین سالم پرداختند. منتظری و نکونام [۲۲] با استفاده از نرم افزار T-MATS به مدل‌سازی اثرات رسوب‌گذاری و فرسایش پره‌های کمپرسور در توربین گاز دو محوره IGT25 پرداختند.

در برخی از مطالعات از رویکردهای آماری و الگوریتم فیلتر کالمن^۱ برای تحلیل و عیب‌یابی مسیر گاز استفاده شده است. از مهم‌ترین این تحقیقات می‌توان به پژوهش وولپونی و همکاران [۲۳] اشاره نمود که با استفاده از فیلتر کالمن و داده‌های واقعی سه دهه انواع موتورهای هوایی، روشی را به منظور عیب‌یابی ارائه نمودند. در سال‌های اخیر به دلیل پیشرفت هوش مصنوعی، مدل‌های ترکیبی با استفاده از رویکردهای ترمودینامیکی و آموزش ماشین در عیب‌یابی مسیر گاز به کار گرفته شده‌اند [۲۴-۲۸]. از مهم‌ترین این پژوهش‌ها می‌توان به مطالعه البلاوی [۲۴] و طلعت و همکاران [۲۶] اشاره نمود که با استفاده از مدل‌های ترمودینامیکی و شبیه‌سازی عیوب مختلف، داده‌های مورد نیاز برای آموزش یک شبکه عصبی را به منظور عیب‌یابی توربین گاز تولید نمودند.

۲-۱- نوآوری پژوهش

عملکرد یک توربین گازی در شرایط سالم، به شدت به شرایط محیطی وابسته است [۲۹، ۳۰]. کاهش توان تولیدی می‌تواند ناشی از افزایش دمای هوای ورودی و یا کاهش

2-Set Point

3-Inlet Guiding Vane (IGV)

4-Outlet Temperature Control (OTC)

5-Rotor Inlet Temperature (RIT)

1-Kalman Filter

شکل ۱ نمای شماتیک این توربین را نمایش می‌دهد. مشخصات عملکردی توربین در شرایط استاندارد ISO^۱ و استفاده از سوخت متان خالص، در جدول ۱ نمایش داده شده است. به منظور سادگی محاسبات، کمپرسور و توربین به عنوان توربوماشین‌های یک مرحله‌ای در نظر گرفته شده‌اند. اثر محفظه‌های احتراق به عنوان یکپارچه در معادلات در نظر گرفته می‌شود. جریان خنک‌کننده پره‌های توربین با اختصاص ۵٪ از نرخ جریان هوای کمپرسور، با دما و فشار خروجی کمپرسور در محاسبات نظر گرفته شده است. در هنگام استفاده از سیستم OTC در توربین V94.2، دمای ورودی روتور توربین با وجود گستره وسیعی از دماهای محیطی، در محدوده 10 ± 1060 درجه سانتی‌گراد حفظ می‌شود. دماهای بیشتر از 1070 درجه سانتی‌گراد منجر به آسیب به پره‌ها شده و دماهای کمتر از 1050 درجه سانتی‌گراد باعث کاهش تولید توان می‌گردد. عدم امکان اندازه‌گیری مستقیم دمای ورودی به توربین، چالشی برای بهره‌برداری از توربین‌های گازی می‌باشد. یک سیستم کنترل مطلوب باید دقیق و قابل تطبیق باشد تا تولید توان و عمر پره‌های توربین را در شرایط مطلوب نگه دارد.

جدول (۱): مشخصات طراحی توربین

پارامتر	واحد	مقدار
توان خروجی	MW	۱۶۲
بازدهی حرارتی	%	۳۴/۴۲
دمای ورودی به توربین	C	1060 ± 10
دمای خروجی توربین	C	536 ± 2
جریان خروجی توربین	Kg/s	$535 \pm 1/5$
نسبت فشار کمپرسور	-	۱۱/۷

۲-۲- داده‌های صحت‌سنجی توربین

داده‌هایی که به منظور اعتبارسنجی نتایج مدل از آن‌ها استفاده گردیده، از سیستم^۲ DCS یک توربین گازی V94.2 واقعی در یکی از نیروگاه‌های گازی ایران استخراج گردیده است. گام زمانی داده‌برداری، یک نمونه در دقیقه می‌باشد که توسط شرایط کنترلی توربین فیلتر می‌گردد. سوخت مصرفی در محفظه‌های احتراق از نوع گاز طبیعی و با ترکیب مولی ذکر شده در جدول ۲ می‌باشد. در مدل توسعه

۳-۱- مزیت استفاده از سیستم کنترلی واقعی برای مدل‌سازی

دمای خروجی اصلاح‌شده‌ی توربین (TOTC)، تابعی از دمای ورودی به کمپرسور، دمای واقعی خروجی از توربین و چندین ضریب است که بر اساس نوع توربین گازی توسط سازنده تعیین می‌شود. نقطه تنظیم معمولاً بر اساس آخرین آزمایش عملکرد توربین گازی تعیین شده و در بازه‌های زمانی بین این آزمایش‌ها تغییر نمی‌کند. این بازه‌ها معمولاً ۳ تا ۴ سال هستند، بنابراین در این دوره، سیستم کنترل توربین تلاش می‌کند که نقطه تنظیم را بدون در نظر گرفتن سطح عملکرد واقعی توربین نگه دارد. این روش کنترلی به مرور زمان منجر به اتلاف توان می‌شود زیرا رسوب‌گذاری و فرسایش پره‌های کمپرسور، پارامترهای توربین گازی را طوری تغییر می‌دهند که در یک TOTC ثابت، توان کمتر و TRIT پایین‌تری به دست می‌آید. در چنین شرایطی، افزایش نقطه تنظیم بدون نگرانی از آسیب به پره‌های توربین و با در نظر گرفتن ارتباط بین دمای خروجی اصلاح شده و دمای ورودی به توربین امکان‌پذیر است. این مطالعه پیشنهاد می‌دهد که نقطه تنظیم توربین در بار کامل می‌تواند بر اساس شرایط واقعی سلامت توربین گازی تعیین شود که منجر به افزایش توان تولیدی و سود اقتصادی حاصل از آن می‌گردد.

در مدل ترمودینامیکی توسعه داده شده، پارامترهای قابل اندازه‌گیری یک توربین گازی در شرایط محیطی معین و استفاده از سوخت گاز با ترکیب مشخص و بر اساس منحنی‌های عملکردی کمپرسور و توربین به دست می‌آیند. در این مدل از نقطه تنظیم TOTC برای کنترل فرآیند محاسبات در یک الگوریتم حل تکراری استفاده می‌شود. معادلات حاکم و الگوریتم حل تکراری به طور کامل در بخش ۳ توضیح داده شده‌اند.

۲- توربین گاز

۲-۱- مشخصات طراحی

توربین گازی مورد استفاده برای مدل‌سازی، از نوع V94.2 می‌باشد که یک توربین گازی سنگین تک محوره است که دارای دو محفظه احتراق سیلویی در دو طرف می‌باشد.

۱- در شرایط ISO دمای هوا ۱۵ درجه سانتیگراد، فشار محیط ۱ بار و رطوبت نسبی ۶۰٪ می‌باشد.

الگوریتم مدل‌سازی، از روش تطبیق ترمودینامیکی^۲ با در نظر گرفتن نقطه تنظیم سیستم کنترل توربین گازی استفاده می‌کند. در این روش از منحنی‌های عملکردی کمپرسور و توربین گازی برای تعیین نقطه عملکرد توربین استفاده شده که در ادامه برای محاسبه سایر پارامترهای توربین گازی استفاده می‌گردند [۲۴، ۲۶، ۳۳، ۳۴]. فلوجارت الگوریتم مدل‌سازی در شکل ۲ نمایش داده شده است.

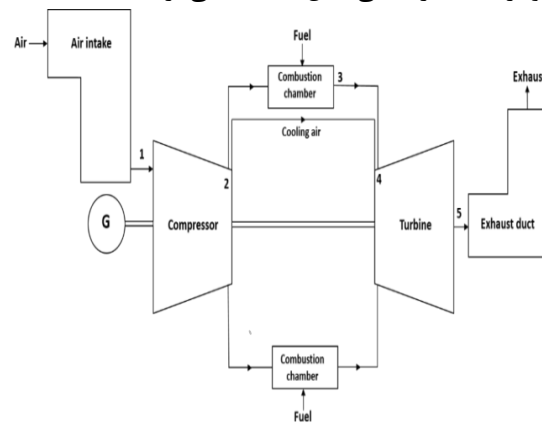
پارامترهای ورودی برای مدل‌سازی شامل شرایط محیطی (دما، فشار و رطوبت)، سرعت چرخش روتور و نقطه تنظیم TOTC توربین گازی هستند. مدل‌سازی با حدس یک مقدار اولیه برای نسبت فشار کمپرسور آغاز می‌شود. با استفاده از سرعت اصلاح شده چرخش کمپرسور (معادله ۱) و نسبت فشار اولیه، نرخ جریان اصلاح‌شده (معادله ۲) و کارایی آیزنتروپیک از منحنی عملکرد کمپرسور استخراج می‌شوند. در معادلاتی که در ادامه آورده شده‌است، پارامترهای P_r و P ، m ، T ، N به ترتیب بیانگر دور روتور، دما، نرخ جریان، فشار و نسبت فشار هستند. زیرنویس‌های in ، out ، $corr$ ، $comp$ و $turb$ در معادلات به ترتیب به معنای ورودی، خروجی، پارامتر اصلاح شده، کمپرسور و توربین می‌باشند. T_{ref} و P_{ref} معادل دما و فشار مرجع می‌باشند که به ترتیب برابر ۱۵ درجه سانتیگراد و ۱ بار هستند.

$$N_{corr} = \frac{N}{\sqrt{T_{in,comp}/T_{ref}}} \quad (1)$$

$$\dot{m}_{corr} = \frac{\dot{m}_{in,comp} \sqrt{T_{in,comp}/T_{ref}}}{P_{in,comp}/P_{ref}} \quad (2)$$

با استفاده از معادلات ۳ و ۴، دما و فشار خروجی کمپرسور به دست می‌آیند. پارامتر k یا نسبت گرمایی ویژه^۳ با در نظر گرفتن رطوبت هوای ورودی و با استفاده از معادلات ۵ تا ۱۱ محاسبه می‌شود [۳۰]. در معادلات زیر WAR_{mass} و WAR_{mol} ، Mw ، R ، C_p ، η_{isen} به ترتیب برابر بازدهی آیزنتروپیک، ظرفیت گرمایی در فشار ثابت، ثابت گاز، وزن مولکولی، نسبت مولی و نسبت جرمی آب به هوا در هوای مرطوب می‌باشند. زیرنویس‌های ma ، da و wa به

داده شده، منحنی‌های عملکردی کمپرسور و توربین گازی، با استفاده از نتایج آخرین آزمایش عملکرد توربین که در تاریخ ۱۹ ژانویه ۲۰۲۱ انجام گرفته، مقیاس^۱ می‌شوند. با افزایش ساعت کارکرد توربین، انحراف بیشتری از نتایج آزمایش عملکرد توربین رخ می‌دهد، به همین دلیل داده‌های اعتبارسنجی از تاریخ ۱۹ ژانویه ۲۰۲۱ تا ۳۱ مارس ۲۰۲۱ جمع‌آوری شده‌اند. داده‌های عملکردی حالت پایا که در طی آن توربین گازی در یک شرایط پایدار و غیرمتغیر از نظر محیطی و کنترلی کار می‌کند، با استفاده از معیار ارائه شده در استاندارد ISO 2314 [۳۲] استخراج شده و برای اعتبارسنجی مدل استفاده می‌گردد.



شکل (۱): شماتیک توربین گاز V94.2

جدول (۲): ترکیب مولی سوخت

درصد مولی	ترکیب
۹۱/۲	CH ₄ - Methane
۳/۳	C ₂ H ₆ - Ethane
۳/۱	N ₂ - Nitrogen
۱/۲	C ₃ H ₈ - Propane
۰/۸	CO ₂ - Carbon dioxide
۰/۲۱	n-C ₄ H ₁₀ - n Butane
۰/۱۶	i-C ₄ H ₁₀ - iso Butane
۰/۰۱	i-C ₅ H ₁₂ - iso Pentane
۰/۰۱	n-C ₅ H ₁₂ - n Pentane
۰/۰۱	C ₆ H ₁₄ - Hexane

۳- مدل‌سازی

۳-۱- مدل توربین سالم

$$C_{p,ma} = C_{p,da} \times \left(\frac{WAR_{mol} \times C_{p,wa} + (1 - WAR_{mol}) \times C_{p,da}}{C_{p,da}} \right) \quad (6)$$

$$C_{p,da} = a_0 + \sum_{i=1}^{i=8} a_i T_{m,comp}^i \quad (7)$$

$$C_{p,wa} = b_0 + \sum_{i=1}^{i=8} b_i T_{m,comp}^i \quad (8)$$

$$WAR_{mol} = WAR_{mass} \times \frac{28.96}{18.05} \quad (9)$$

$$R_{md} = \frac{R_{ma}}{R_{da}} = \frac{R_0}{M_{w,ma} * R_{da}} \quad (10)$$

$$M_{w,ma} = \frac{1}{\left(\frac{WAR_{mass}}{18.015} + \frac{1 - WAR_{mass}}{28.96} \right)} \quad (11)$$

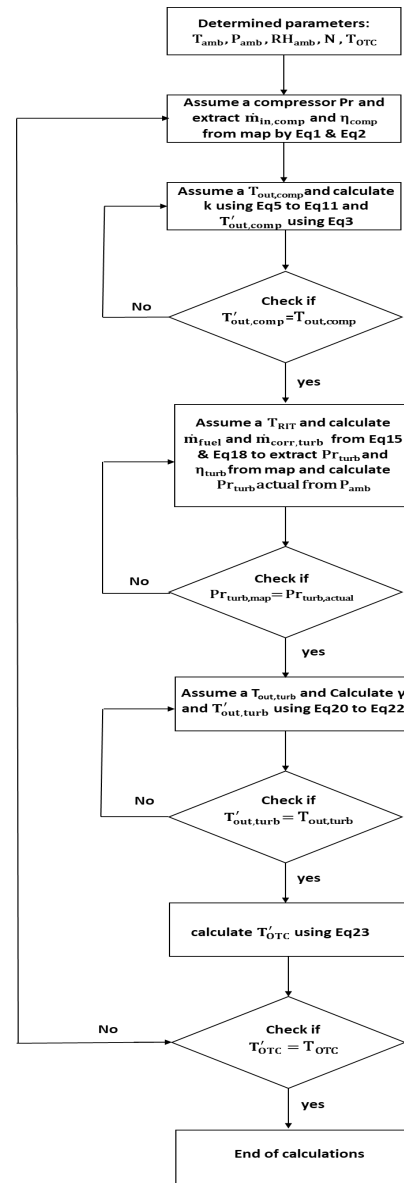
در معادلات ۹ و ۱۱، اعداد ۱۸/۰۱۵ و ۲۸/۹۶ به ترتیب برابر وزن مولکولی آب و هوای خشک بر حسب گرم می‌باشند. قبل از ورود هوا به محفظه احتراق، ۵٪ از جریان هوا برای خنک‌سازی پره‌های توربین استخراج شده که در ادامه با جریان گاز خروجی از محفظه احتراق مخلوط می‌شود (معادله ۱۲). با استفاده از معادله بالانس انرژی حول محفظه احتراق (معادله ۱۳) و منطقه اختلاط (معادله ۱۴) نرخ جریان سوخت و نسبت سوخت به هوا با استفاده از معادلات ۱۵ و ۱۶ به دست می‌آیند که آنتالپی سوخت ورودی با در نظر گرفتن ترکیبات سوخت و به کارگیری معادله ۱۷ محاسبه می‌شود که در آن‌ها پارامترهای η_{cc} ، h ، FAR و C_{cl} به ترتیب برابر آنتالپی، بازدهی محفظه احتراق، نسبت سوخت به هوا، ارزش حرارتی پایین سوخت و درصد هوای خنک‌کاری می‌باشد. زیرنویس f و cc به ترتیب بیانگر سوخت مصرفی و محفظه احتراق می‌باشند و η_{cc} ها ثوابتی هستند که از [۳۲] استخراج شده‌اند. فرض شده است که دمای سوخت ورودی به محفظه برابر ۱۵ درجه سانتی گراد است.

$$\dot{m}_{in,cc} = (1 - C_{cl}) \times \dot{m}_{in,comp} + \dot{m}_{cl} = C_{cl} \times \dot{m}_{in,comp} \quad (12)$$

$$\dot{m}_{in,cc} \times h_{out,comp} + \dot{m}_f \times h_{in,f} + LHV \times \eta_{cc} \times \dot{m}_f - (\dot{m}_{in,cc} + \dot{m}_f) \times h_{out,cc} = 0 \quad (13)$$

$$\dot{m}_{out,cc} \times h_{out,cc} + \dot{m}_{cl} \times h_{out,comp} - (\dot{m}_{out,cc} + \dot{m}_{cl}) \times h_{in,turb} = 0 \quad (14)$$

ترتیب بیانگر هوای مرطوب، هوای خشک و آب هستند. T_m دمای میانگین ورودی و خروجی کمپرسور می‌باشد. ضرایب a_i و b_i ثوابتی هستند که از [۳۰] به دست می‌آیند.



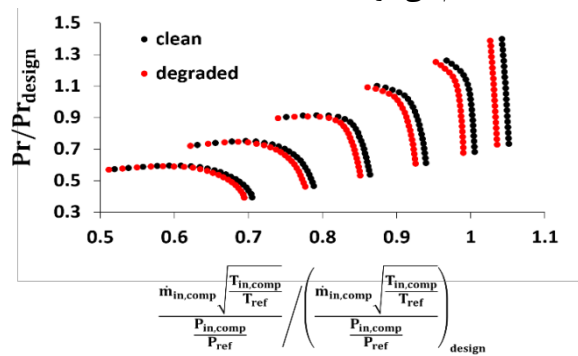
شکل (۲): فلوجارت مدل سازی

$$T_{out,comp} = T_{in,comp} \left[1 + \eta_{isen,comp} \left(Pr_{comp}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right] \quad (3)$$

$$P_{out,comp} = P_{in,comp} \times Pr_{comp} \quad (4)$$

$$k = \frac{C_{p,ma}}{C_{p,ma} - R_{ma}} \quad (5)$$

در توربین‌های گازی، عیوب عملکردی باعث تغییر شاخص‌های سلامت مانند بازدهی آیزنتروپیک و نرخ جریان اصلاح‌شده می‌شوند. این پدیده ناشی از آیرودینامیک پرها به علت رسوب‌گذاری و فرسایش است که منحنی عملکردی کمپرسور را تغییر می‌دهد (شکل ۳). در روش پیاده‌سازی عیوب در مدل، اثر آسیب‌ها با اعمال پارامترهای تغییر دهنده مقیاس^۱ به منحنی‌های عملکردی شبیه‌سازی می‌شود. در توربین‌های گازی، بین پارامترهای تغییر دهنده مقیاس و رسوب‌گذاری و فرسایش پرها ارتباط وجود دارد که در جدول ۳ نشان داده شده است [۵، ۳۴]. در مطالعه حاضر، اثرات پارامترهای تغییر دهنده مقیاس عیوب در ۵ شدت مختلف از ۰ تا ۱۰۰٪ براساس محدوده تغییرات شاخص‌های سلامت توربین در جدول ۳ پیاده‌سازی شده‌اند. به عنوان مثال، کاهش ۱٪ بازدهی آیزنتروپیک کمپرسور معادل آسیب با شدت ۴۰٪ است. پارامترهای تغییر دهنده مقیاس منحنی عملکردی کمپرسور برای بازدهی آیزنتروپیک، ظرفیت جریان و نسبت فشار کمپرسور با استفاده از معادلات ۲۶ تا ۲۸ [۵ و ۳۴] محاسبه می‌شوند. در معادلات زیر، SF و β به ترتیب بیانگر ضریب اصلاح مقیاس و خط بتای منحنی عملکردی می‌باشد. پس از مقیاس‌بندی منحنی‌ها با پارامترهای تغییردهنده مقیاس عیوب، مدل‌سازی به طوری که در بخش ۱-۳ توضیح داده شده است انجام می‌شود.



شکل (۳): منحنی عملکردی کمپرسور سالم و معیوب

جدول (۳): محدوده تغییرات شدت عیوب در مدل‌سازی

عیوب	تغییر ظرفیت جریان (A)	تغییر بازدهی آیزنتروپی (B)	نسبت A:B	محدوده تغییرات
رسوب‌گذاری	$\Gamma \downarrow$	$\eta_{isen} \downarrow$	۳:۱	۰-۷٪/۵
فرسایش	$\Gamma \downarrow$	$\eta_{isen} \downarrow$	۲:۱	۰-۲٪/۵
				۰-۲٪/۵

$$\dot{m}_f = (h_{in,turb} * \dot{m}_{in,comp} - \dot{m}_{in,cc} \times h_{out,comp} - \dot{m}_{cl} \times h_{out,comp}) / (LHV \times \eta_{cc} - h_{in,turb}) \quad (15)$$

$$FAR = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{in,cc}} \quad (16)$$

$$h_f = c_0 + \sum_{i=1}^5 c_i \times T_{in,f}^i \quad (17)$$

نسبت فشار توربین با تعیین نرخ جرمی اصلاح شده (معادله ۱۸) و سرعت اصلاح شده روتور و از منحنی عملکردی توربین حاصل می‌شود و با استفاده از آن، فشار خروجی توربین به وسیله معادله ۱۹ به دست می‌آید. با استفاده از معادله ۲۰، دمای خروجی توربین محاسبه می‌شود. نسبت گرمایی ویژه جریان خروجی از توربین با استفاده از معادلات ۲۱ و ۲۲ محاسبه می‌گردد [۳۰]. پس از تعیین دمای خروجی توربین، دمای خروجی اصلاح‌شده یا Totc به منظور همگرایی حدس اولیه نسبت فشار کمپرسور به دست می‌آید. پس از همگرایی مدل، توان تولیدی توربین گازی و بازدهی حرارتی با استفاده از معادله‌های ۲۴ و ۲۵ محاسبه می‌شود. در معادلات زیر، γ ، W_{GT} ، η_{th} به ترتیب برابر ظرفیت گرمایی ویژه محصولات احتراق، توان تولیدی توربین و بازدهی حرارتی می‌باشد. ضرایب d_i و e_i ثوابتی هستند که از [۳۰] استخراج شده‌اند.

$$\dot{m}_{corr,turb} = \dot{m}_{in,turb} \sqrt{\frac{T_{in,turb}}{T_{ref}}} \frac{P_{in,turb}}{P_{ref}} \quad (18)$$

$$P_{out,turb} = P_{in,turb} / Pr_{turb} \quad (19)$$

$$T_{out,turb} = T_{in,turb} \times \left[1 - \eta_{isen,turb} \left(1 - Pr_{turb}^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right) \right] \quad (20)$$

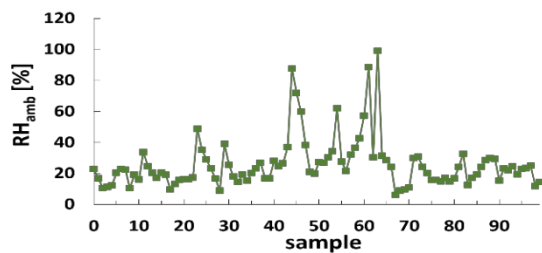
$$\gamma = C_{p,exh} / (C_{p,exh} - R_{exh}) \quad (21)$$

$$C_{p,exh} = (1.0001 + 0.9248 \times FAR - 2.2078 \times FAR^2) \times \left[d_0 + \sum_{i=0}^5 d_i T_{m,exh}^i + \frac{FAR}{1 + FAR} \times \left(e_0 + \sum_{i=0}^7 e_i T_{m,exh}^i \right) \right] \quad (22)$$

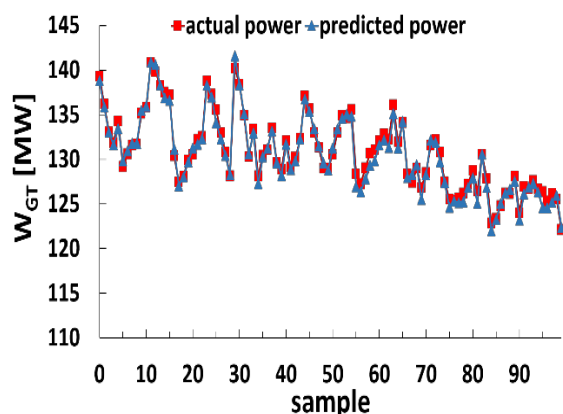
$$T_{OTC} = f(T_{out,turb}, T_{in,comp}) \quad (23)$$

$$W_{GT} = \dot{m}_{in,turb} \times (h_{in,turb} - h_{exh,turb}) - \dot{m}_{in,comp} \times (h_{out,comp} - h_{in,comp}) \quad (24)$$

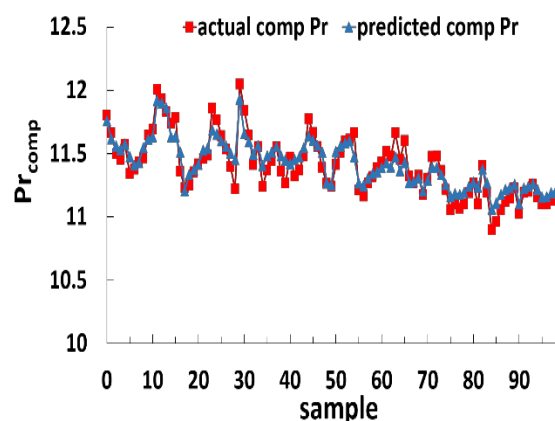
$$\eta_{th} = W_{GT} / (\dot{m}_f \times LHV) \quad (25)$$



شکل (۴): شرایط محیطی در نمونه‌های اندازه‌گیری شده شکل‌های ۵ تا ۸، نتایج مقایسه خروجی مدل و داده‌های واقعی را برای توان تولیدی، نسبت فشار کمپرسور، دمای خروجی کمپرسور و دمای خروجی توربین نشان می‌دهند. میانگین و حداکثر خطای مطلق بین نتایج مدل‌سازی و داده‌های واقعی در جدول ۴ نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، مدل دقت بالایی در پیش‌بینی پارامترهای توربین‌گازی دارد.



شکل (۵): مقایسه توان تولیدی واقعی و پیش‌بینی شده



شکل (۶): مقایسه نسبت فشار واقعی و پیش‌بینی شده کمپرسور

$$SF_{isen\ eff} = \eta_{isen\ comp, clean} \times \left(1 - \frac{\Delta\eta_{isen}}{100}\right) \quad (26)$$

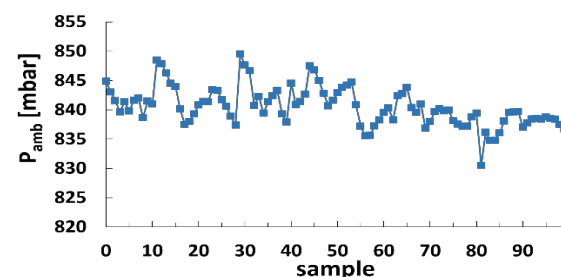
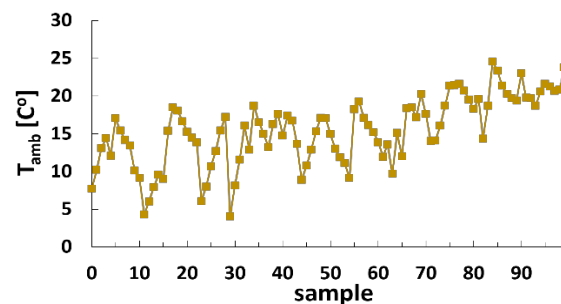
$$SF_{flow\ capacity} = \dot{m}_{comp, clean} \times \left(1 - \frac{\Delta\Gamma}{100}\right) \quad (27)$$

$$SF_{Pr} = Pr_{comp, clean} \times \left(1 - \frac{\beta \times \Delta\eta_{isen}}{100}\right) \quad (28)$$

۴- نتایج

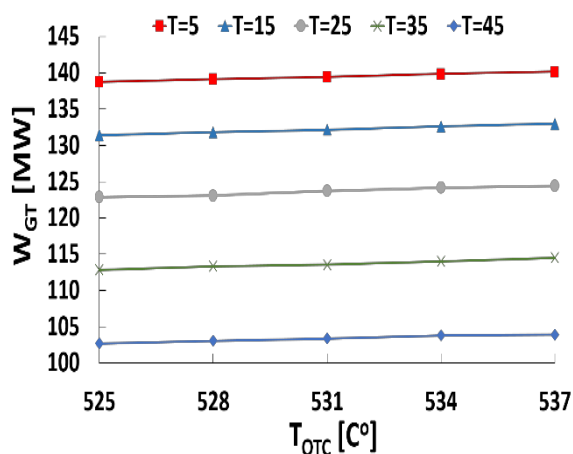
۴-۱- اعتبارسنجی مدل

همانطور که پیش‌تر اشاره شد، برای اعتبارسنجی مدل، داده‌های واقعی یک توربین‌گازی V94.2 در بازه زمانی ۱۹ ژانویه ۲۰۲۱ تا ۳۱ مارس ۲۰۲۱ با نرخ داده‌برداری یک نمونه در دقیقه استفاده شده که بازه‌های حالت پایا به منظور حذف داده‌های عملکرد گذرا، بر اساس استاندارد ISO 2314 [۳۲] استخراج گردیده است. بر اساس این معیار، اختلاف بیش‌ترین و کمترین مقدار توان تولیدی و دمای خروجی توربین باید کمتر از ۱٪ از میانگین آنها در بازه‌های زمانی ۲۰ دقیقه‌ای باقی بماند. آخرین مقدار داده‌های توربین‌گازی در بازه‌های حالت پایا را می‌توان به عنوان نمونه اعتبارسنجی استفاده نمود. شکل ۴، دمای محیط، فشار و رطوبت نسبی نیروگاه را در نمونه‌های استخراج‌شده نشان می‌دهد. نقطه تنظیم OTC در بازه مورد بررسی برابر ۵۳۱ درجه سانتی‌گراد است.

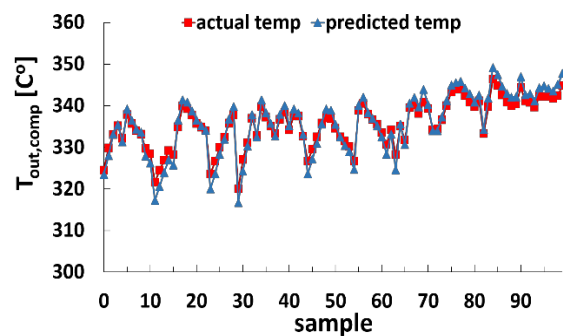


۶ درجه افزایش T_{OTC} می‌تواند با توجه به دمای هوا و مقدار اولیه T_{OTC} تا ۱ مگاوات توان تولیدی را افزایش دهد. شکل ۱۰ نشان می‌دهد که T_{RIT} نیز با افزایش T_{OTC} زیاد شده و این موضوع معیاری است که توربین را در افزایش توان تولیدی با استفاده از نقطه تنظیم T_{OTC} محدود می‌نماید. همانطور که دیده می‌شود، هنگامی که T_{OTC} به ۵۳۷ درجه می‌رسد، T_{RIT} از حداکثر دمای مجاز برای پره‌های توربین گازی مورد مطالعه عبور می‌کند. باید توجه داشت که عملکرد در دماهای نزدیک به حد بالا نیز می‌تواند به مرور آسیب‌هایی به پره‌ها وارد کند. افزایش ۶ درجه‌ای T_{OTC} می‌تواند با توجه به شرایط، منجر به افزایش تا ۸ درجه‌ای T_{RIT} شود.

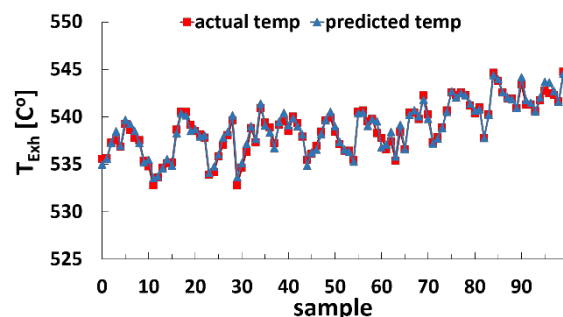
زیاد شدن دمای خروجی توربین به دلیل افزایش T_{OTC} (شکل ۱۱) یک امر بدیهی است زیرا در محاسبات مربوط به T_{OTC} از دمای خروجی توربین به طور مستقیم استفاده می‌شود. در نیروگاه‌های سیکل ترکیبی، افزایش دمای خروجی توربین منجر به افزایش ظرفیت تولید بخار در بویلر بازیاب حرارتی می‌گردد. همانطور که در شکل ۱۲ نشان داده شده است، با افزایش T_{OTC} ، سوخت مصرفی نیز افزایش یافته که منجر به کاهش اندک بازدهی حرارتی می‌شود (شکل ۱۳). به عبارت دیگر، تاثیر افزایشی توان تولیدی نسبت به افزایش مصرف سوخت کمتر بوده و این موضوع کمی بازدهی را کاهش داده است.



شکل (۹): تاثیر T_{OTC} بر توان تولیدی در دماهای مختلف



شکل ۷: مقایسه دمای واقعی و پیش‌بینی شده خروجی از کمپرسور



شکل (۸): مقایسه دمای واقعی و پیش‌بینی شده خروجی از توربین

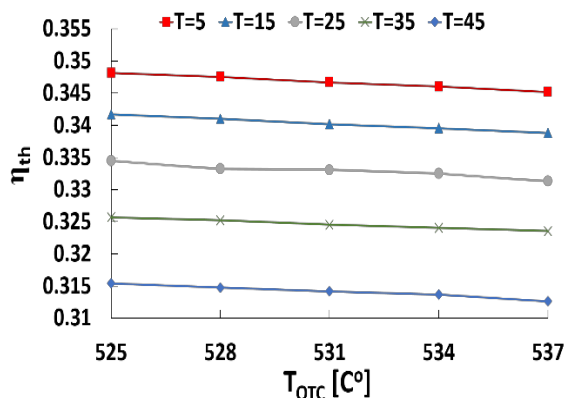
جدول (۴): مقایسه نتایج واقعی و پیش‌بینی شده مدل

پارامتر	میانگین خطای مطلق %	بیشترین خطای مطلق %
توان خروجی	۰/۴۰۷	۱/۴۱
نسبت فشار کمپرسور	۰/۶۴۷	۲/۰۶
دمای خروجی کمپرسور	۰/۴۶۵	۱/۳۶
دمای خروجی توربین	۰/۰۶۵	۰/۲۳۳

۴-۲- تاثیر نقطه تنظیم T_{OTC} بر عملکرد توربین سالم

برای تعیین اثر تغییر نقطه تنظیم T_{OTC} بر پارامترهای عملکردی توربین گاز در محدوده گسترده‌ای از دماهای محیطی، در رطوبت نسبی ۶۰٪ و فشار محیطی ۸۴۶ میلی‌بار، پنج T_{OTC} مختلف از ۵۲۵ تا ۵۳۷ شبیه‌سازی شده است. شکل‌های ۹ تا ۱۱ نشان دهنده تغییرات توان تولیدی، T_{RIT} و دمای خروجی توربین ناشی از تغییر نقطه تنظیم T_{OTC} می‌باشد.

همانطور که در شکل ۹ دیده می‌شود، افزایش T_{OTC} باعث افزایش توان تولیدی می‌گردد. نتایج نشان می‌دهد که



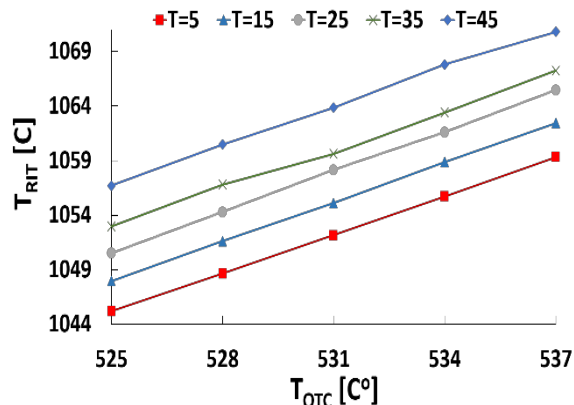
شکل ۱۳: تاثیر T_{OTC} بر بازدهی توربین در دماهای مختلف

۴-۳ تاثیر رسوب‌گذاری و فرسایش پره‌های کمپرسور بر توربین گاز

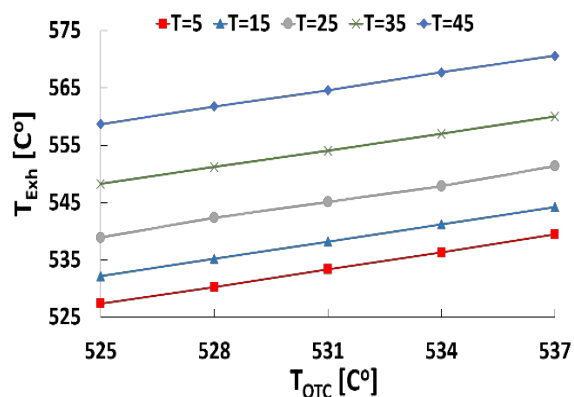
اعمال عیوب عملکردی به مدل، باعث تغییراتی در پارامترهای توربین گازی نسبت به شرایط سالم و بر اساس شدت عیب می‌شود. همانطور که در بخش ۲-۳ ذکر شد، رسوب‌گذاری و فرسایش بر روی پره‌های کمپرسور در پنج شدت مختلف از ۰٪ تا ۱۰۰٪ شبیه‌سازی شده‌اند. تأثیرات آن‌ها بر روی بازدهی آیزنتروپیک و ظرفیت جریان کمپرسور در جدول (۳) نمایش داده شده است. دمای محیطی، فشار و رطوبت نسبی به ترتیب ۱۵ درجه، ۸۴۶ میلی‌بار و ۶۰٪ و T_{OTC} برابر ۵۳۴ درجه می‌باشد.

نتایج نشان داده شده در شکل‌های ۱۴ تا ۱۸ بیان می‌کند که در رسوب‌گذاری انحراف از شرایط سالم، نسبت به فرسایش پره‌ها بیشتر است و این انحراف با افزایش شدت عیب زیاد می‌شود که با نتایج [۵ و ۳۵] همخوانی دارد. علت تأثیر بیشتر رسوب‌گذاری این است که این مکانیسم علاوه بر تغییر آیرودینامیک پره‌ها، با ایجاد لایه‌ای بر روی سطح پره، باعث افزایش مقاومت حرارتی و کاهش انتقال حرارت بین هوای عبوری و پره‌های کمپرسور می‌گردد. با توجه به افزایش دمای هوا پس از عبور از هر طبقه کمپرسور، این لایه‌ای عایق‌کننده موجب بالا رفتن بیشتر دمای هوا و کاهش بازدهی آیزنتروپیک بخش کمپرسور (معادله ۳) می‌گردد. همچنین افزایش دما منجر به کاهش چگالی و جریان جرمی عبوری می‌شود.

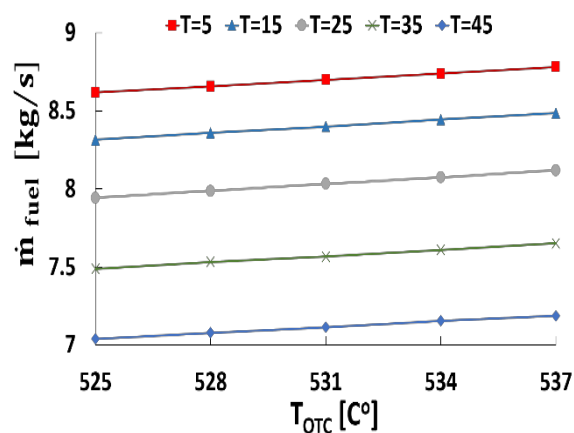
عیوب عملکردی منجر به کاهش نسبت فشار کمپرسور می‌گردد (شکل ۱۴). این کاهش به دلیل تغییر در منحنی عملکردی کمپرسور (شکل ۳) به علت تغییرات بازدهی آیزنتروپیک و ظرفیت جریان کمپرسور است که در بخش



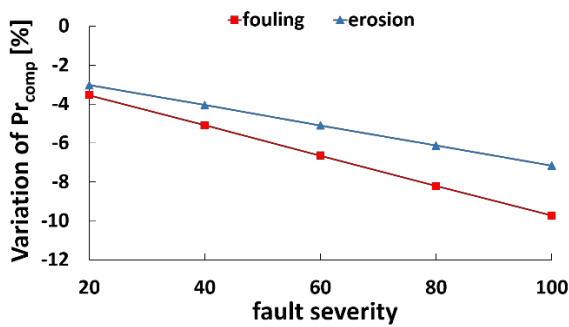
شکل (۱۰): تاثیر T_{OTC} بر T_{RIT} در دماهای مختلف



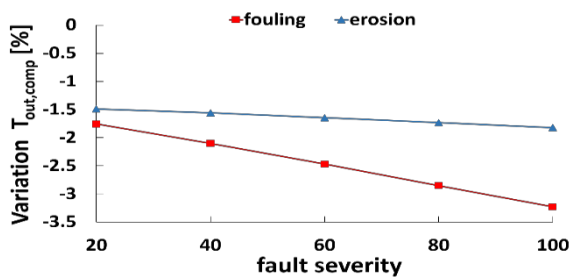
شکل (۱۱): تاثیر T_{OTC} بر دمای خروجی توربین در دماهای مختلف



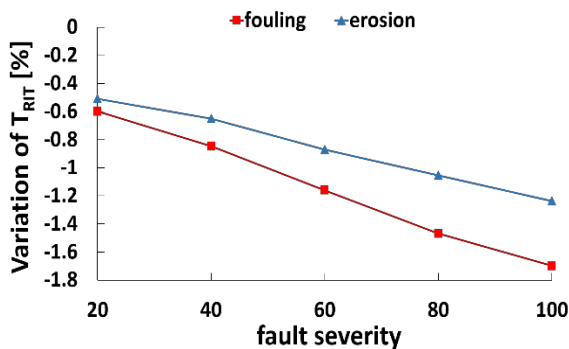
شکل (۱۲): تاثیر T_{OTC} بر مصرف سوخت در دماهای مختلف



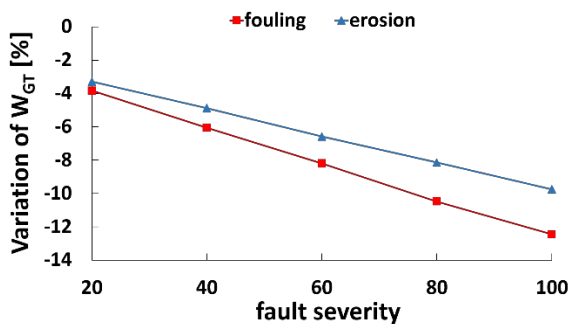
شکل (۱۴): تاثیر رسوب‌گذاری و فرسایش پره‌های کمپرسور بر نسبت فشار



شکل (۱۵): تاثیر رسوب‌گذاری و فرسایش پره‌های کمپرسور بر دمای خروجی کمپرسور



شکل (۱۶): تاثیر رسوب‌گذاری و فرسایش پره‌های کمپرسور بر دمای ورودی به توربین



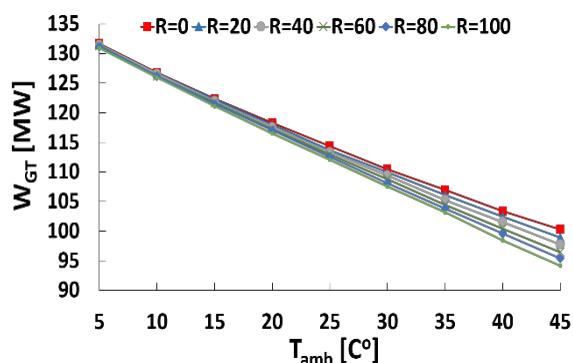
شکل (۱۷): تاثیر رسوب‌گذاری و فرسایش پره‌های کمپرسور بر توان تولیدی

۲-۴ توضیحات مربوط به آن ارائه گردید. شکل ۱۵ نشان می‌دهد که هر دو مکانیسم عیوب عملکردی، دمای خروجی کمپرسور را کاهش می‌دهند که با افت نسبت فشار سازگار است. کاهش T_{RIT} (شکل ۱۶) همراه با کاهش ظرفیت جریان کمپرسور، منجر به کاهش توان تولیدی (شکل ۱۷) می‌گردد که باعث افت در بازدهی حرارتی توربین می‌شود (شکل ۱۸).

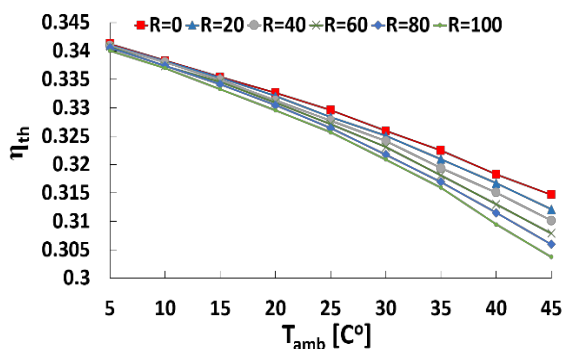
پارامتری که بیشترین تأثیر را از عیوب عملکردی می‌پذیرد توان تولیدی است؛ زیرا تأثیر انحراف از عملکرد نرمال در اجزای مختلف توربین گازی، در کاهش ظرفیت توربین در تولید توان بروز می‌یابد. از آنجا که رسوب‌گذاری پره‌های کمپرسور تأثیر شدیدتری روی عملکرد توربین دارد و همچنین از فرسایش پره‌ها نیز رایج‌تر است، لازم است که شستشوی کمپرسور به عنوان یک رویکرد اصلی در بازیابی عملکرد مورد انتظار توربین‌های گازی مورد توجه قرار گیرد.

لازم به ذکر است که دمای خروجی از توربین، تحت تأثیر عیوب عملکردی قرار نمی‌گیرد. زیرا همانطور که در بخش ۳-۱ گفته شد، سیستم کنترل در وضعیت OTC، دمای خروجی از توربین را تحت هر شرایطی حفظ می‌نماید. در پژوهش منتظری و نکونام [۲۲] که توربین دو محوره IGT25 شبیه‌سازی گردید، مشاهده شد که با بروز عیوب عملکردی در کمپرسور، دمای خروجی از توربین قدرت افزایش می‌یابد زیرا در توربین IGT25، هدف سیستم کنترل ثابت نگه داشتن دور توربین قدرت است و کنترلی بر روی دمای گازهای خروجی وجود ندارد. در حالی که در توربین گاز تک محوره V94.2 و در حالت کنترل OTC، علاوه بر دور توربین، حلقه کنترل دمای خروجی توربین نیز دخیل است. همچنین در مطالعه منتظری و نکونام [۲۲] مشاهده گردید که دمای ورودی به توربین قدرت، با بروز عیوب کمپرسور دچار افزایش می‌شود در حالی که در توربین تک محوره V94.2، با ایجاد عیوب کاهش می‌یابد. با این وجود هر دو پژوهش نشان دادند که بروز عیوب عملکردی موجب کاهش نسبت فشار کمپرسور و توان تولیدی می‌گردد. تفاوت‌ها در نتایج به دلیل نوع توربین و سیستم کنترل آن است که اهمیت در نظر گرفتن این موضوع را در شبیه‌سازی‌ها بیش از پیش نشان می‌دهد.

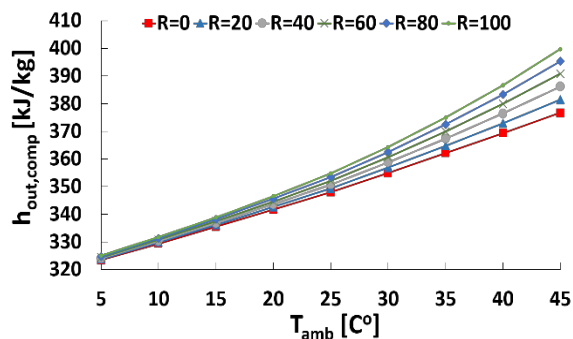
مشاهده می‌گردد که عیوب عملکردی باعث ایجاد روند متفاوتی در T_{RIT} با افزایش دما می‌شود. شکل ۱۰ بیان می‌داشت که در یک T_{OTC} ثابت، با افزایش دمای محیطی، T_{RIT} نیز افزایش می‌یابد. با این حال، در یک کمپرسور معیوب، به دلیل تغییرات در جریان ورودی به محفظه احتراق و سوخت مصرفی، الگوی T_{RIT} کمی تغییر می‌کند به نحوی که کمترین دمای ورودی به توربین، لزوماً در کمترین دمای محیطی رخ نمی‌دهد.



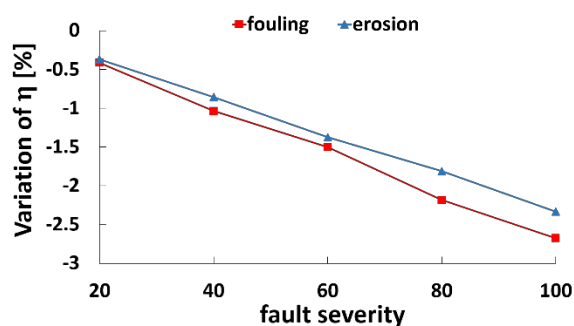
شکل (۱۹): تاثیر دما و رطوبت محیط بر توان تولیدی



شکل (۲۰): تاثیر دما و رطوبت محیط بر بازدهی توربین



شکل (۲۱): تاثیر دما و رطوبت محیط بر آنتالپی خروجی کمپرسور



شکل (۱۸): تاثیر رسوب‌گذاری و فرسایش پره‌های کمپرسور بر بازدهی توربین

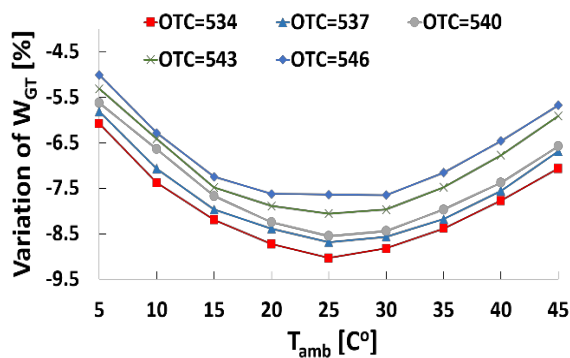
۴-۴- تاثیر شرایط محیطی بر عملکرد توربین معیوب

شکل‌های ۱۹ تا ۲۳ نشان‌دهنده تأثیر دمای محیط و رطوبت نسبی بر عملکرد یک توربین گازی دارای عیب با رسوب‌گذاری کمپرسور با شدت ۶۰٪، T_{OTC} برابر با ۵۳۴ درجه سانتی‌گراد و فشار محیط ۸۴۶ میلی‌بار می‌باشد. همانطور که در شکل‌های ۱۹ و ۲۰ دیده می‌شود، توان تولیدی و بازدهی حرارتی با افزایش رطوبت نسبی در دماهای بالا کاهش می‌یابد. کاهش توان تولیدی با افزایش رطوبت، به علت کاهش سوخت مصرفی (شکل ۲۲) است که منجر به کاهش نرخ جریان دود خروجی و در نتیجه تولید توان کمتر است. همانطور که در معادله ۱۵ دیده می‌شود، مصرف سوخت، به آنتالپی خروجی کمپرسور مرتبط است. در شکل ۲۱، آنتالپی جریان خروجی از کمپرسور نشان داده شده‌است که بیان می‌دارد افزایش رطوبت نسبی منجر به افزایش آنتالپی شده‌است؛ این افزایش به این دلیل است که رطوبت، ظرفیت حرارتی ویژه هوا را به دلیل وجود محتوی آب با ظرفیت حرارتی ویژه بالاتر نسبت به هوای خشک، زیاد می‌کند. با وجود کاهش مصرف سوخت، بازدهی حرارتی به دلیل کاهش توان تولیدی کاهش می‌یابد.

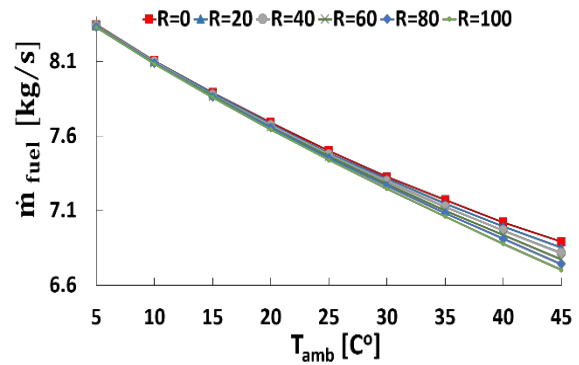
در شکل ۲۳، تأثیر شرایط محیطی بر T_{RIT} نشان داده شده است. همانطور که دیده می‌شود، رطوبت محیطی تأثیر زیادی بر T_{RIT} ندارد. همچنین با افزایش دمای محیط در یک بازه ۴۰ درجه‌ای، تغییرات T_{RIT} تقریباً ۱۰ درجه است و در محدوده ایمن نگه داشته می‌شود. افت T_{RIT} به دماهای کمتر از ۱۰۵۰ درجه به این دلیل است که کمپرسور معیوب بوده و همانطور که در شکل ۱۶ نشان داده شده، رسوب‌گذاری منجر به کاهش T_{RIT} می‌شود. همچنین

افزایش ۶ درجه ای T_{OTC} می‌تواند با توجه به دما و مقدار اولیه T_{OTC} ، افت توان را تا ۱٪ کاهش دهد.

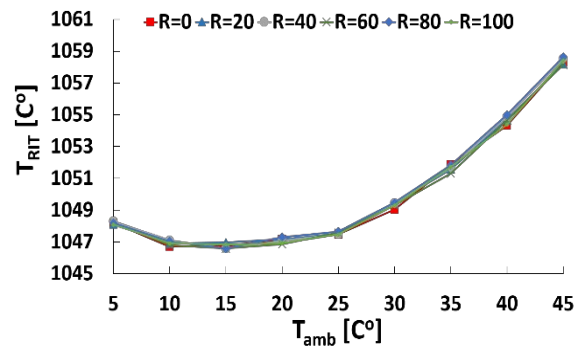
شکل ۲۵ انحراف T_{RIT} از شرایط سالم را برای چند دما و T_{OTC} مختلف نشان می‌دهد. همانطور که انتظار می‌رود، تأثیر افزایش T_{OTC} در بالا بردن T_{RIT} مشهود است. نمودار نشان می‌دهد که بر اساس دمای محیط، هر ۶ درجه افزایش T_{OTC} می‌تواند T_{RIT} را تا ۰/۸٪ افزایش دهد. همچنین مشاهده می‌گردد که در T_{OTC} برابر با ۵۴۳ و ۵۴۶، انحراف T_{RIT} از شرایط سالم یک توربین گازی با T_{OTC} برابر با ۵۳۴ مقادیر مثبت دارد. به عبارت دیگر، افزایش T_{OTC} منجر به بیشتر شدن T_{RIT} نسبت به شرایط سالم ولی با T_{OTC} پایین‌تر شده است. برای درک بهتر موضوع، شکل ۲۶ تغییرات T_{RIT} را نسبت به دمای محیط، برای یک توربین گازی سالم با T_{OTC} برابر با ۵۳۴ و یک توربین گازی با رسوب‌گذاری پره‌های کمپرسور با شدت ۰/۶۰ در دو T_{OTC} ۵۴۳ و ۵۴۶ نشان می‌دهد. همانطور که دیده می‌شود، در دماهای محیطی کمتر از ۱۰ و بیش از ۴۰ درجه سانتی‌گراد و T_{OTC} برابر با ۵۴۳، مقادیر T_{RIT} نسبت به یک توربین گازی سالم با T_{OTC} برابر با ۵۳۴ درجه بیشتر است. با رسیدن T_{OTC} به دمای ۵۴۶، مشاهده می‌شود که در تمام دماهای محیطی، T_{RIT} از شرایط سالم یک توربین گازی با T_{OTC} برابر با ۵۳۴ بیشتر است و به حد بالای ۱۰۷۰ درجه سانتی‌گراد در دمای محیطی ۴۰ درجه سانتی‌گراد می‌رسد. این موضوع نشان می‌دهد که افزایش T_{OTC} برای جبران T_{RIT} و جلوگیری از عبور از محدوده‌های مجاز باشد.



شکل (۲۴): تأثیر T_{OTC} بر انحراف توان تولیدی توربین معیوب نسبت به توربین سالم با T_{OTC} برابر با ۵۳۴



شکل (۲۲): تأثیر دما و رطوبت محیط بر مصرف سوخت



شکل (۲۳): تأثیر دما و رطوبت محیط بر دمای ورودی به توربین

۴-۵- تأثیر تغییرات T_{OTC} بر عملکرد توربین معیوب

همانطور که در بخش ۱-۴ دیده شد، با در نظر گرفتن محدوده دمای مجاز برای پره‌های توربین، امکان افزایش توان تولیدی با افزایش T_{OTC} وجود دارد. در بخش ۲-۴ تأثیر مکانیزم‌های تخریب بر پارامترهای توربین گازی بررسی گردید. در این بخش، تأثیر تغییر T_{OTC} برای مقابله با تأثیرات عیوب عملکردی مورد بررسی قرار گرفته است. شکل‌های ۲۴ و ۲۵ تأثیر تغییرات T_{OTC} و دمای محیط را بر انحراف توان تولیدی و T_{RIT} نسبت به حالت سالم توربینی نشان می‌دهد که در رطوبت نسبی ۰/۶۰، فشار محیطی ۸۴۶ میلی‌بار و T_{OTC} برابر با ۵۳۴، دچار رسوب‌گذاری پره‌ها با شدت ۰/۶۰ شده است.

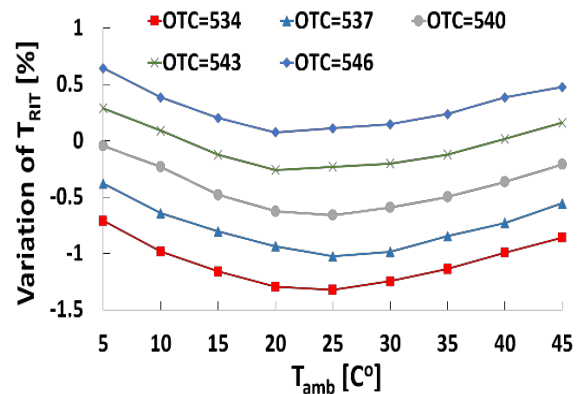
همانطور که در شکل ۲۴ دیده می‌شود، افزایش T_{OTC} امکان کاهش انحراف توان تولیدی از شرایط سالم را فراهم می‌کند. بیشترین افت توان در دمای محیطی ۲۵ درجه سانتی‌گراد رخ می‌دهد. بر اساس نتایج به دست آمده،

معیوب را تا ۱٪ افزایش دهد. معیار محدودکننده در افزایش T_{OTC} به منظور جبران تلفات ناشی از عیوب عملکردی، مقدار T_{RIT} است که باید در محدوده مشخصی برای ایمنی پره‌های توربین نگه داشته شود.

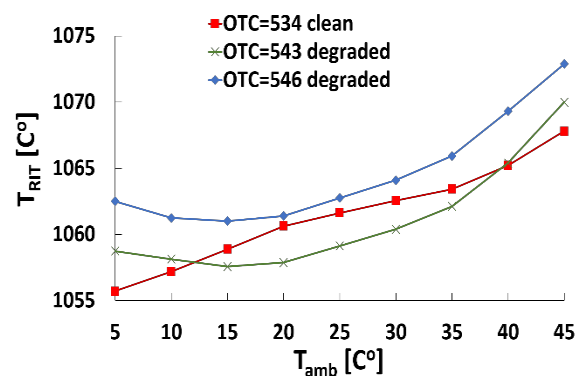
پایه‌سازی اثرات عیوب عملکردی با شدت‌های مختلف نشان می‌دهد که رسوب‌گذاری پره‌های کمپرسور تأثیر بیشتری بر کاهش توان تولیدی، بازدهی و T_{RIT} نسبت به فرسایش پره‌ها دارد و اختلاف تأثیر آن‌ها با افزایش شدت عیب زیاد می‌شود. نتایج بیان می‌دارد که افزایش دما و رطوبت نسبی منجر به کاهش توان و بازدهی یک توربین معیوب می‌گردد. به همین دلیل واحدهایی که در مکان‌های گرم و مرطوب فعالیت می‌کنند، اتلافات بیشتری را به دلیل عیوب کمپرسور تجربه می‌نمایند. بنابراین برنامه‌ریزی منظم برای شستشوی کمپرسور در این مناطق اهمیت زیادی دارد.

۶- منابع

- [1] Salilew WM, Abdul Karim ZA, Lemma TA, Fentaye AD, Kyprianidis KG. The Effect of Physical Faults on a Three-Shaft Gas Turbine Performance at Full-and Part-Load Operation. *Sensors*. 2022;22(19):7150.
- [2] Zwebek A, Pilidis P. Degradation effects on combined cycle power plant performance—part I: gas turbine cycle component degradation effects. *J Eng Gas Turbines Power*. 2003;125(3):651-7.
- [3] Gobran M. Off-design performance of solar Centaur-40 gas turbine engine using Simulink. *Ain Shams Engineering Journal*. 2013;4(2):285-98.
- [4] Kurz R, Brun K. Degradation in gas turbine systems. *J Eng Gas Turbines Power*. 2001;123(1):70-7.
- [5] Mohammadi E, Montazeri-Gh M. Simulation of full and part-load performance deterioration of industrial two-shaft gas turbine. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2014;136(9):092602.
- [6] Ogaji S, Sampath S, Singh R, Probert S. Parameter selection for diagnosing a gas-turbine's performance-deterioration. *Applied energy*. 2002;73(1):25-46.
- [7] Razak A. *Industrial gas turbines: performance and operability*: Elsevier; 2007.
- [8] Evstifeev A, Kazarinov N, Petrov Y, Witek L, Bednarz A. Experimental and theoretical analysis of solid particle erosion of a steel compressor blade based on incubation time concept. *Engineering Failure Analysis*. 2018;87:15-21.
- [9] Kurz R, Brun K. Degradation of gas turbine performance in natural gas service. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. 2009;1(3):95-102.
- [10] Meher-Homji C, Bromley A, Stalder J-P, editors. *Gas turbine performance deterioration and compressor washing*. Middle East Turbomachinery Symposia 2013 Proceedings; 2013: Turbomachinery Laboratory, Texas A&M Engineering Experiment Station.



شکل (۲۵): تأثیر T_{OTC} بر انحراف T_{RIT} توربین معیوب نسبت به توربین سالم با T_{OTC} برابر با ۵۳۴



شکل (۲۶): دمای ورودی به توربین سالم و معیوب در T_{OTC} مختلف

۵- نتیجه‌گیری

در این پژوهش تأثیر رسوب‌گذاری و فرسایش پره‌های کمپرسور با شدت‌های مختلف و در محدوده گسترده‌ای از دماها و رطوبت‌های نسبی بررسی شد. همچنین تأثیر نقطه تنظیم کنترلی توربین بر میزان تأثیرات عیوب عملکردی بررسی گردید. در مدل توسعه داده شده، عملکرد توربین گازی در حالت کنترل دمای خروجی (OTC) شبیه‌سازی شده است که در آن با تنظیم دمای خروجی اصلاح شده توربین گاز (T_{OTC})، دمای ورودی روتور توربین (T_{RIT}) در محدوده ایمن نگه داشته می‌شود. مدل ترمودینامیکی ایجاد شده، توسط داده‌های واقعی یک توربین گازی از نوع V94.2 اعتبارسنجی شده است و نتایج نشان دهنده دقت بالای مدل در پیش‌بینی عملکرد توربین می‌باشد. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش نقطه تنظیم T_{OTC} ، امکان افزایش توان تولیدی و T_{RIT} وجود دارد. مشاهده می‌شود که هر ۶ افزایش T_{OTC} می‌تواند توان تولیدی یک توربین

- [27] Zhong S-s, Fu S, Lin L. A novel gas turbine fault diagnosis method based on transfer learning with CNN. *Measurement*. 2019;137:435-53.
- [28] Zhou D, Wei T, Huang D, Li Y, Zhang H. A gas path fault diagnostic model of gas turbines based on changes of blade profiles. *Engineering Failure Analysis*. 2020;109:104377.
- [29] Cloyd ST, Harris Jr AJ. *Gas turbine performance: new application and test correction curves*: American Society of Mechanical Engineers; 1995.
- [30] Walsh PP, Fletcher P. *Gas turbine performance*: John Wiley & Sons; 2004.
- [31] Kim TS. Model-based performance diagnostics of heavy-duty gas turbines using compressor map adaptation. *Applied energy*. 2018;212:1345-59.
- [32] Standardization I. ISO 2314 Gas turbines--Acceptance tests. I; 2009.
- [33] Rashidzadeh H, Hosseinalipour SM, Mohammadzadeh A. The SGT-600 industrial twin-shaft gas turbine modeling for mechanical drive applications at the steady state conditions. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2015;29:4473-81.
- [34] Sanaye S, Hosseini S. Prediction of blade life cycle for an industrial gas turbine at off-design conditions by applying thermodynamics, turbo-machinery and artificial neural network models. *Energy Reports*. 2020;6:1268-85.
- [35] Montazeri-Gh M, Nekoonam A. Gas path component fault diagnosis of an industrial gas turbine under different load condition using online sequential extreme learning machine. *Engineering Failure Analysis*. 2022;135:106115.
- [11] Wilcox M, Baldwin R, Garcia-Hernandez A, Brun K. *Guideline for gas turbine inlet air filtration systems*. Gas Machinery Research Council, Dallas, TX. 2010.
- [12] Diakunchak IS. Performance deterioration in industrial gas turbines. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*; (United States). 1992;114(2).
- [13] Igie U, Diez-Gonzalez P, Giraud A, Minervino O. Evaluating gas turbine performance using machine-generated data: quantifying degradation and impacts of compressor washing. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2016;138(12):122601.
- [14] Meher-Homji CB, Bromley A, editors. *Gas Turbine Axial Compressor Fouling And Washing*. Proceedings of the 33rd turbomachinery symposium; 2004: Texas A&M University. Turbomachinery Laboratories.
- [15] Aretakis N, Roumeliotis I, Doumouras G, Mathioudakis K. Compressor washing economic analysis and optimization for power generation. *Applied energy*. 2012;95:77-86.
- [16] Doel D. TEMPER—a gas-path analysis tool for commercial jet engines. 1994.
- [17] Urban LA. Gas path analysis applied to turbine engine condition monitoring. *Journal of Aircraft*. 1973;10(7):400-6.
- [18] Chen Y-Z, Zhao X-D, Xiang H-C, Tsoutsanis E. A sequential model-based approach for gas turbine performance diagnostics. *Energy*. 2021;220:119657.
- [19] Li J, Ying Y. Gas turbine gas path diagnosis under transient operating conditions: A steady state performance model based local optimization approach. *Applied Thermal Engineering*. 2020;170:115025.
- [20] Ying Y, Li J. An improved performance diagnostic method for industrial gas turbines with consideration of intake and exhaust system. *Applied Thermal Engineering*. 2023;222:119907.
- [21] Zhang Y, Liu P, Li Z. Gas turbine off-design behavior modelling and operation windows analysis under different ambient conditions. *Energy*. 2023;262:125348.
- [22] Nekoonam, A, Montazeri M. Thermodynamic Simulation of Fouling and Erosion in an Industrial Gas Turbine for Power Generation Applications;74(4):53-69. 2023
- [23] Volponi AJ, DePold H, Ganguli R, Daguang C. The use of Kalman filter and neural network methodologies in gas turbine performance diagnostics: a comparative study. *J Eng Gas Turbines Power*. 2003;125(4):917-24.
- [24] Alblawi A. Fault diagnosis of an industrial gas turbine based on the thermodynamic model coupled with a multi feedforward artificial neural networks. *Energy Reports*. 2020;6:1083-96.
- [25] Hanachi H, Liu J, Kim IY, Mechefske CK. Hybrid sequential fault estimation for multi-mode diagnosis of gas turbine engines. *Mechanical systems and signal processing*. 2019;115:255-68.
- [26] Talaat M, Gobran M, Wasfi M. A hybrid model of an artificial neural network with thermodynamic model for system diagnosis of electrical power plant gas turbine. *Engineering Applications of Artificial Intelligence*. 2018;68:222-35.

