



## مدلسازی و شبیه‌سازی توربین گازی دو محوره با در نظرگیری اثرات خنک‌کاری پره‌های توربین

سید محمد تجلی<sup>۱\*</sup>، احسان محمدی<sup>۲</sup> و مرتضی منتظری<sup>۳</sup>

<sup>۱</sup> کارشناس ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

<sup>۲</sup> دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

<sup>۳</sup> استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

تاریخ دریافت: ۱۳۹۱/۱۰/۱۶؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۲/۰۷/۲۵؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۲/۱۰/۲۶

### چکیده

اساساً توربین‌های گازی، سیستم‌هایی پیچیده، غیرخطی و متغیر با زمان بوده که پارامترهای آن با تغییر شرایط کاری دائماً در حال تغییر می‌باشند. پیش‌بینی رفتار دینامیکی این سیستم‌ها، نقش مهمی در طراحی اجزاء، طراحی سیستم کنترل و طراحی سیستم پایش سلامت دارد. لذا ارائه یک مدل کامپیوتری مناسب جهت پیش‌بینی رفتار توربین‌های گازی ضروری به نظر می‌رسد. در این مقاله، رفتار دینامیکی توربین گازی SGT600 که نمونه‌ای از یک توربین گازی صنعتی دو محوره و پرکاربرد در کشورمان است، با در نظرگیری اثرات خنک‌کاری پره‌های توربین، مدلسازی و شبیه‌سازی شده است. برای این منظور، در گام نخست پارامترهای نقطه طراحی تعیین شده و برای اعتبارسنجی آن، نتایج حاصل از این برنامه با نتایج ارائه شده توسط شرکت سازنده مقایسه گردیده است. در ادامه، با بکارگیری معادلات بقای جرم و انرژی، رفتار سیستم در حالت پایا مدلسازی شده که مقایسه نتایج آن با نتایج حاصل از نرم‌افزار GSP حکایت از دقت مناسب مدل حالت پایا دارد. در نهایت الگوریتمی جهت تخمین عملکرد سیستم در حالت گذرا ارائه گردیده است و رفتار دینامیکی توربین در دو حالت شتاب‌گیری مثبت و منفی مدلسازی و شبیه‌سازی شده است.

**کلمات کلیدی:** توربین گازی دو محوره؛ مدلسازی؛ شبیه‌سازی؛ نقطه طراحی؛ حالت پایا؛ حالت گذرا.

## Modeling and simulation of two-shaft gas turbine considering the cooling effects of turbine blades

S.M. Tajalli<sup>1\*</sup>, E. Mohammadi<sup>2</sup> and M. Montazeri<sup>3</sup>

<sup>1</sup> M.Sc. Student, Department of Mech. Eng., Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

<sup>2</sup> Ph.D. Student, Department of Mech. Eng., Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

<sup>3</sup> Prof., Department of Mech. Eng., Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

### Abstract

Essentially, Gas turbines are complex, nonlinear and time-varying systems that their parameters making change by alter working conditions permanently. Prediction of dynamic behavior of these systems has important role in control and health condition monitoring system design and also component design. Thus providing an appropriate computer model to predict the gas turbines behavior is necessary. In this article, the dynamic behavior of gas turbine SGT-600 as a widely used industrial twin-shaft gas turbine in our country is modeled and simulated with considering the cooling effects of turbine blades. For this purpose, first, the design point parameters of gas turbine are determined and in order to validate the proposed model, its results are compared with the results provided by the manufacturer. Then, gas turbine behavior in steady state mode is modeled using the mass and energy conservation equations. Comparing the obtained results with the results provided by GSP software is approved the proposed model accuracy. Finally, in this paper an algorithm for prediction of transient behavior of the gas turbine in both acceleration and deceleration mode is presented and the engine transient behavior is simulated. It should be noted that in this article, the cooling effects of turbine blades is considered for design point, steady and transient modeling.

**Keywords:** Two-shaft gas turbine; Modeling; Simulation; Design point; Steady state mode; Transient mode.

## ۱- مقدمه

عملکرد توربین‌های گازی اهمیت بسیار زیادی هم برای تولیدکنندگان و هم برای مصرف‌کنندگان توربین دارد، به نحوی که سودآوری آن به صورت فزاینده‌ای وابسته به عملکرد مناسب آن می‌باشد. از طرفی، توسعه توربین‌های گازی صنعتی به علت هزینه بالای تست و کارهای آزمایشگاهی، نیازمند به سرمایه‌گذاری زیادی است. لذا، با توجه به نیاز روز افزون به افزایش بهره‌وری توربین‌های گازی، موجود بودن مدلی که قادر به تخمین واقع‌گرایانه‌ای از عملکرد توربین گاز در شرایط طراحی و خارج از طراحی باشد و بتواند حالت‌های بحرانی سیستم را به صورت دقیق مورد بررسی قرار دهد، بسیار مورد توجه است.

مدل‌های دینامیکی توربین‌های گازی از ترکیبی از معادلات دیفرانسیلی و معادلات جبری که از بررسی قوانین اصلی مانند قانون بقای جرم، ممنتوم و انرژی در هر یک از اجزای سیستم حاصل می‌شود، بدست می‌آید. به منظور بدست آوردن یک مدل دینامیکی دقیق از توربین گاز روش‌های متفاوتی وجود دارد که پیچیدگی‌های گوناگونی بر اساس کاربردشان دارند. از این‌رو، این مدل‌ها معمولاً با بکارگیری روش‌های ساده‌سازی شده [۱] و یا آنالیز حوزه فرکانسی [۲] و یا شبیه‌سازی در حوزه زمان [۳-۵] بدست می‌آیند. لذا یک مدل کامل از توربین گاز می‌تواند از طریق هندسه موتور [۶، ۷] و یا توسط نقشه‌های عملکردی اجزای موتور ایجاد گردد. تاکنون مطالعات زیادی در زمینه مدل‌سازی توربین‌های گازی انجام شده است. به عنوان نمونه در مقاله- ای که توسط کاکارتگوی<sup>۱</sup> [۸] ارائه شده است، بعضی فرضیات مانند رفتار شبه‌پایا<sup>۲</sup> که در آن، در بازه زمانی کوتاهی رفتار موتور را استاتیکی فرض می‌کند، در نظر گرفته می‌شود که این امر در مقاله حاضر نیز مدنظر قرار گرفته شده است. در سال ۲۰۰۷، سنریلی<sup>۳</sup> [۹] کاربرد شبیه‌سازی CAMEL را در شبیه‌سازی دینامیکی توربین‌های گازی بررسی نمود که در آن یک مدل پیمانه‌ای (ماژولار)<sup>۴</sup> برای شبیه‌سازی دینامیکی یک توربین گاز تک محوره ارائه گردید. این روش بر اساس

مدلسازی کلاسیک جعبه سیاه<sup>۵</sup> استوار بوده است و در آن هر جزء می‌تواند به صورت جداگانه مورد استفاده قرار گیرد. در این روش، به منظور بدست آوردن یک توصیف دقیق از عملکرد توربین گاز، هر جزء به وسیله یک مجموعه غیرخطی از معادلات دیفرانسیلی مرتبه اول و جبری بیان شد.

اما در مدل‌های پیچیده‌تر، نقشه‌های عملکردی به صورت مستقیم جهت مدلسازی کمپرسور مورد استفاده قرار نمی‌گیرند و در عوض قسمت کمپرسور توربین گازی با استفاده از معادلات یک بعدی بدست آمده از معادلات بقای انرژی و به صورت مرحله به مرحله<sup>۶</sup> جهت در نظر گرفتن اثراتی مانند برداشت هوا از میان مراحل کمپرسور<sup>۷</sup> و تغییرات<sup>۸</sup> VSV و VIGV<sup>۹</sup> تحلیل می‌شوند که در این روش، برای هر مرحله از کمپرسور یک منحنی مشخصه بدست می‌آید. به عنوان نمونه، کیم و همکارانش در مطالعه‌ای [۵]، به منظور مدلسازی فرایند استارت<sup>۱۰</sup> از مدلسازی مرحله به مرحله کمپرسور استفاده نمودند. همچنین آنها در مطالعات دیگر، از همین روش برای مدلسازی توربین‌های گازی با توان بالا<sup>۱۱</sup> [۱۰] و برای تحلیل دینامیکی یک سیکل ترکیبی [۱۱] استفاده کردند.

در این مقاله، نمونه‌ای از یک توربین گازی صنعتی دو محوره به نام توربین گاز SGT600 (موسوم به توربین گازی ملی) که امروزه تکنولوژی ساخت آن به دستان پر توان متخصصین داخلی بومی‌سازی شده است، مدلسازی و شبیه‌سازی شده است. این توربین، در کاربرد مکانیکی به عنوان محرک کمپرسورها، قلب تپنده ایستگاه‌های تقویت فشار گاز بوده و در کاربرد الکتریکی نیز به عنوان محرک ژنراتورها در سیکل‌های باز و ترکیبی در مناطق فراساحل ایفای نقش می‌نماید. در مدل ارائه شده در این مقاله، جهت پیش‌بینی رفتار توربین گاز، عملکرد توربین در سه حالت نقطه طراحی، حالت پایا و حالت گذرا با در نظر گرفتن اثرات خنک‌کاری پره‌های توربین بررسی شده و برای هر یک از این سه حالت یک مدل

<sup>5</sup> black-box<sup>6</sup> Stage stacking<sup>7</sup> Bleed<sup>8</sup> Variable stator vane<sup>9</sup> Variable inlet guide vane<sup>10</sup> Start Up<sup>11</sup> Heavy duty<sup>1</sup> Chacartegui<sup>2</sup> Quasi steady<sup>3</sup> Cennerilli<sup>4</sup> Modular code

است، استفاده گردیده است.

$$C_p = 1.05 - 0.365\theta + 0.85\theta^2 - 0.39\theta^3 \quad (2)$$

که در رابطه (۲)،  $\theta = T/1000$  لازم به ذکر است که این رابطه برای محاسبه گرمای ویژه هوا در بازه دمایی ۲۵۰ تا ۱۲۰۰ کلوین مناسب است. برای محاسبه گرمای ویژه محصولات احتراق ( $C_{pg}$ )، در این مقاله از معادلات تجربی ارائه شده توسط والش [۱۶] استفاده گردیده است.

$$C_{pg} = C_{pa} + \left(\frac{f}{1+f}\right) B_T \quad (3)$$

$$C_{pa} = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 \quad (4)$$

$$B_T = g + hT + iT^2 + jT^3 + kT^4 + lT^5 \quad (5)$$

که در روابط [۳-۵]،  $f$  نشان‌دهنده نسبت سوخت به هوا و  $T$  نمایانگر دمای گاز می‌باشد. در این مقاله، مقادیر عددی ثوابت  $a$  تا  $e$  و ثوابت  $g$  تا  $l$  از مرجع [۱۶] استخراج شده است.

## ۲-۲- مدل‌سازی کمپرسور

انرژی مصرفی کمپرسور توسط اختلاف بین آنتالپی جریان جرمی هوا بین مقطع ورودی و مقطع تخلیه به وجود می‌آید که در محاسبه آن، گرمای ویژه در فشار و دمای سکون در نظر گرفته می‌شود [۱۷].

برای به دست آوردن شرایط خروجی کمپرسور، با توجه به اینکه در یک فرایند پلی‌تروپیک  $ds = 0$  است، بنابراین:

$$\bar{C}_{PM} \frac{dT}{T} = \frac{R}{\eta_{\infty c}} \frac{dP}{P} \quad (6)$$

که در رابطه (۶)  $\eta_{\infty c}$  و  $T$ ، نشان‌دهنده راندمان پلی‌تروپیک و دمای هوا عبوری از کمپرسور است. با استفاده از گرمای ویژه در فشار ثابت مخلوط گازها به صورت تابعی از دما و همچنین معلوم بودن نسبت فشار کمپرسور و انتگرال‌گیری از معادله (۶) می‌توان از طریق روش سعی و خطای نیوتن

رافسون، دمای خروجی کمپرسور را محاسبه نمود.

$$\int_{T_1}^{T_2} \bar{C}_{PM} \frac{dT}{T} = \int_{P_1}^{P_2} \frac{R}{\eta_{\infty c}} \frac{dP}{P} = \frac{R}{\eta_{\infty c}} \int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{P} \quad (7)$$

همان‌طور که در رابطه (۷) مشاهده می‌شود، راندمان پلی‌تروپیک، به دلیل ثابت بودن از انتگرال خارج شده و این امر مزیت اصلی استفاده از راندمان پلی‌تروپیک را نشان می‌دهد. پس از تعیین شرایط خروجی کمپرسور، کار مصرفی با استفاده از رابطه (۸) محاسبه می‌گردد:

ترمودینامیکی ارائه شده است. بدین منظور در گام نخست، روابط حاکم بر اجزای اصلی سیستم نظیر کمپرسور، محفظه احتراق و توربین بیان شده و سپس الگوریتمی جهت تعیین مشخصات نقطه طراحی ارائه شده است. پس از تعیین مشخصات نقطه طراحی، در گام دوم، با بکارگیری معادلات بقای جرم و انرژی، رفتار خارج از طراحی سیستم در شرایط پایا مدل شده است. در نهایت با برقراری تطابق جریان میان اجزای مختلف سیستم، مدلی برای پیش‌بینی رفتار دینامیکی توربین در حالت گذرا ارائه شده است.

## ۲- مدل‌سازی ریاضی توربین گازی صنعتی

به طور کلی پیش‌بینی رفتار دینامیکی توربین گاز، نیاز به درک عمیق از عملکرد سیستم در حالت‌های پایا و گذرا دارد [۱۲-۱۴]. همانگونه که می‌دانیم، عملکرد ترمودینامیکی توربین‌های گازی مبتنی بر سیکل برایتون<sup>۱</sup> می‌باشد. در سیکل ایده‌آل برایتون، فرایند تراکم و انبساط (در کمپرسور و توربین) به صورت آیزنتروپیک (بدون اتلاف انرژی) و فرایند احتراق به صورت فشار ثابت فرض می‌شود. در این بخش، ابتدا توضیحاتی اجمالی پیرامون خواص ترمودینامیکی گازها ارائه شده و در ادامه روابط ریاضی حاکم بر اجزای اصلی توربین به صورت مجزا بیان می‌گردد.

## ۲-۱- خواص ترمودینامیکی گاز

خواص گاز وابسته به دما و ترکیب اجزای تشکیل دهنده گاز می‌باشد [۸]. از این رو گرمای ویژه گاز ( $C_p$ ) (که به همراه نسبت ظرفیت گرمایی  $\gamma$ ، از مهم‌ترین خواص فیزیکی گازها در مدل‌سازی به شمار می‌رود) را می‌توان به صورت ریاضی با استفاده از معادله (۱) بیان نمود:

$$C_p(T) = \sum_i x_i C_{pi}(T) \quad (1)$$

که در آن  $x_i$  و  $C_{pi}$  به ترتیب کسر مولار و گرمای ویژه برای جزء  $i$ ام است و  $T$  نشان‌دهنده دمای سیال می‌باشد. در این مقاله، جهت محاسبه گرمای ویژه در قسمت کمپرسور، از فرمول تجربی و معتبری که توسط ون‌ویلن<sup>۲</sup> [۱۵] ارائه شده

<sup>1</sup> Brayton Cycle

<sup>2</sup> Van Wylen

$$\eta_b = -5.4697 \times 10^{-11} \times Load^5 + 3.97923 \times 10^{-8} \times Load^4 - 8.73718 \times 10^{-6} \times Load^3 + 0.000300007 \times Load^2 - 0.004568246 \times Load + 99.7 \quad (10)$$

$$Load = \frac{\dot{m}}{VP^{18} 10^{00145(T_1-400)}} \quad (11)$$

که در آن  $P$ ،  $\dot{m}$  و  $T_1$  به ترتیب دبی، فشار و دمای هوای ورودی به محفظه احتراق و  $V$  حجم محفظه احتراق می‌باشد. خروجی مدل محفظه احتراق دبی جرمی سوخت مصرفی برای رسیدن به دمای مورد نظر است که معمولاً به صورت نسبتی از دبی جرمی سوخت به دبی جرمی هوای ورودی به محفظه احتراق تعریف می‌شود. جهت محاسبه دبی سوخت ورودی به محفظه احتراق، با استفاده از دمای هوای ورودی و خروجی از محفظه احتراق و راندمان احتراق، نسبت سوخت به هوا با استفاده از روابط تخمینی که از موازنه انرژی سوخت هیدروکربن بدست آمده است و توسط والش [۱۶] ارائه گردیده است، محاسبه می‌شود. مجموعه روابط بکار رفته جهت محاسبه دبی سوخت مصرفی عبارتست از:

$$far1 = 0.10118 + 2.00376 \times 10^{-5}(700 - T_3) \quad (12)$$

$$far2 = 0.0037078 - 5.2368 \times 10^{-6} \times (700 - T_3) - 5.2632 \times 10^{-6} T_4 \quad (13)$$

$$far3 = 8.889 \times 10^{-8} \times |T_4 - 950| \quad (14)$$

$$far = \frac{(far1 - \sqrt{(far1)^2 + far2})}{\eta_{34}} \quad (15)$$

در مدلسازی دینامیکی محفظه احتراق، معمولاً فشار و دما در تمامی نقاط یک محفظه احتراق مقدار ثابتی فرض می‌گردد که متناسب با فشار و دما در مقطع خروجی می‌باشد [۸]. محفظه احتراق به عنوان حجم کنترلی که در مرزهای آن انتقال جرم و انرژی وجود دارد، در نظر گرفته می‌شود. با توجه به این فرض، معادله بقای انرژی به صورت نشان داده شده در رابطه (۱۶) می‌باشد:

$$\xi_b \frac{dT_3}{dT} = \frac{(\dot{m}_2 h_2 + m_f (h_f + \eta_{cc} LHV) - \dot{m}_3 h_3)}{m_3 C_{pg}} \quad (16)$$

معادله (۱۶) بیانگر نحوه تغییرات دمای خروجی محفظه احتراق نسبت به زمان می‌باشد که در آن، ثابت زمانی  $(\xi_b)$  با استفاده از رابطه (۱۷) محاسبه می‌شود:

$$\xi_b = \frac{M_{cc}}{\gamma \cdot \dot{m}_{out}} \quad (17)$$

$$W_{Comp} = \int_{T_1}^{T_2} \bar{C}_{PM} dT \quad (8)$$

موقعیت پره‌های متغیر راهنمای ورودی<sup>۱</sup> کمپرسور، بر اساس میزان دبی هوای عبوری و نسبت فشار کمپرسور، برای افزایش عملکرد خارج از طراحی، توسط سیستم کنترلی، تغییر می‌کنند [۱۸]. این تغییر در موقعیت پره‌ها، حجم هوای عبوری از کمپرسور را تغییر می‌دهد. تأثیر تغییر زاویه پره‌های راهنمای ورودی توسط ضریب تصحیحی که بر روی نقشه عملکردی کمپرسور اثر می‌کند، بر روی مدل اعمال می‌گردد. بنابراین، به ازای هر زاویه پره و یا هر درصد از میزان باز بودن پره‌ها، نقشه عملکردی جدیدی با ضرب کردن نقطه طراحی کمپرسور توربین گاز، در ضریب تصحیح متناسب با میزان تغییرات زاویه پره‌ها، برای کمپرسور جریان محوری بدست می‌آید.

## ۲-۳- مدلسازی محفظه احتراق

هوای خروجی از کمپرسور با همان ترکیب هوای ورودی و در یک دمای بالاتر وارد حجم کنترل محفظه احتراق توربین گاز می‌شود. در این بخش فرض می‌شود که نیتروژن در واکنش شیمیایی احتراق شرکت نمی‌کند و لذا آلاینده‌های اکسید نیتروژن در معادلات وارد نمی‌شوند [۱۷]. افت فشار بی‌بعد در محفظه احتراق، به صورت نسبت افت فشار در محفظه احتراق به فشار هوای ورودی به محفظه احتراق تعریف می‌شود. مقدار متوسط افت فشار برای توربین گازهای کنونی در حدود ۴ درصد است. برای محاسبه افت فشار محفظه احتراق در شرایط خارج از رابطه (۹) استفاده می‌شود:

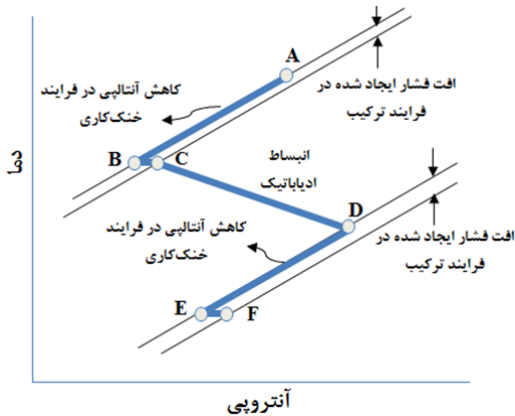
$$\frac{\frac{\Delta P}{P_0}}{\left(\frac{\Delta P}{P_0}\right)_d} \approx \frac{\left(\frac{m\sqrt{T_0}}{P_0}\right)^2}{\left(\frac{m\sqrt{T_0}}{P_0}\right)_d^2} \quad (9)$$

راندمان محفظه احتراق، برای توربین‌های گازی کنونی، بین ۹۸ تا ۹۹/۹٪ می‌باشد. برای محاسبه بازده محفظه احتراق در شرایط خارج از نقطه طراحی از رابطه تجربی (۱۰) که توسط والش<sup>۲</sup> ارائه داده شده است، استفاده می‌شود [۱۶]:

<sup>1</sup> Variable Inlet Guide Vane

<sup>2</sup> Walsh

۳- در نهایت افت فشاری ناشی از فرایند ترکیب در گام آخر در نظر گرفته می‌شود (خط EF) [۲۰].



شکل ۱- مدل انبساط توربین خنک کاری شده

در مدلسازی توربین خنک کاری شده، معمولاً دو تکنولوژی خنک کاری داخلی و لایه‌ای مورد بررسی قرار می‌گیرد [۱۹]. در روش خنک کاری داخلی، سیال خنک کاری بدون اختلاط با جریان هوای گرم، سبب خنک کاری پره‌های توربین می‌گردد در حالیکه در روش خنک کاری لایه‌ای، خنک کاری توربین توسط ترکیب هوای خنک کاری و سیال گرم ورودی به توربین صورت می‌گیرد. در توربین گاز SGT600 از روش خنک کاری لایه‌ای جهت خنک کاری پره‌های توربین استفاده می‌گردد.

بنابراین، پیش از محاسبه مقدار دبی هوای خنک کاری، نوع تکنولوژی آن باید مشخص گردد تا دبی بر اساس آن محاسبه گردد. میزان دبی خنک کاری با توجه به رابطه (۲۲) محاسبه می‌شود [۲۱]:

$$M_c = M_g \times \xi \times \frac{Cp_{av}}{Cp_c} \quad (22)$$

که در آن  $M_c$ ، دبی هوای خنک کاری و  $M_g$ ، دبی هوای عبوری از کمپرسور بوده و  $Cp_{av}$  و  $Cp_c$  به ترتیب نشان‌دهنده ظرفیت گرمایی ویژه گاز عبوری از توربین در دمای میانگین و ظرفیت گرمایی ویژه هوای خنک کاری می‌باشد. پارامتر  $\xi$  از رابطه (۲۳) محاسبه می‌شود:

$$\xi = ARC \times \left( \frac{\varepsilon_c}{\varepsilon - \varepsilon_c} \right)^{PWR} \quad (23)$$

که در آن  $M_{cc}$ ، جرم کل گاز درون محفظه احتراق در هر گام زمانی است.  $M_{cc}$  وابسته به فشار و دمای خروجی از محفظه احتراق و ترکیب محصولات احتراق می‌باشد و از معادله گاز ایده‌آل، با فرض احتراق کامل سوخت و تبدیل آن به دی‌اکسیدکربن، بخار آب، نیتروژن و اکسیژن محاسبه می‌شود.

#### ۲-۴- مدلسازی توربین

در این مقاله، خط انبساط توربین با روشی که برای نخستین بار توسط المصری [۱۹] ارائه شد، ایجاد شده است. شکل ۱ مدل انبساط توربین را با در نظرگیری اثرات خنک کاری نشان می‌دهد. فرایند کاهش فشار در توربین را می‌توان توسط گام‌های زیر نشان داد:

۱- فرایند ترکیب بین جریان گاز اصلی و هوای خنک کاری که در ورودی طبقه اول اتفاق می‌افتد. این فرایند در فشار ثابت و بدون افت فشار، بین نقاط A و B اتفاق می‌افتد. دمای هوای حاصل شده از ترکیب این دو جریان را می‌توان، با بکارگیری معادلات بقای جرم و انرژی محاسبه نمود:

$$\dot{m}_{tot,in} = \dot{m}_{upstream} + \dot{m}_{cool,stator} \quad (18)$$

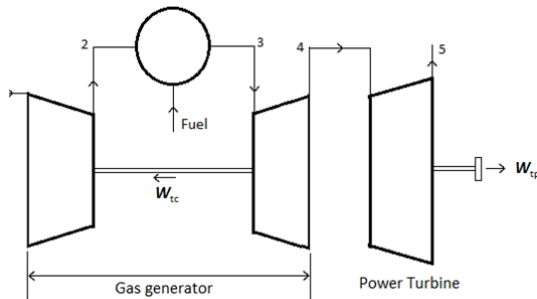
$$\dot{m}_{tot,in} \cdot h_{tot,in} = \dot{m}_{upstream} \cdot h_{upstream} + \dot{m}_{cool,stator} \cdot h_{cool,stator} \quad (19)$$

که در رابطه (۱۹)، زیرنویس *upstream* به جریان خروجی از محفظه احتراق اشاره دارد. همانگونه که در خط BC نشان داده شده است، افت فشار مشخصی در فرایند ترکیب به وجود می‌آید. این افت در آنتالپی ثابت و معمولاً از داده‌های تجربی بدست می‌آید.

۲- فرایند انبساط آدیاباتیک را می‌توان در خط CD مشاهده نمود. بنابراین با توجه به راندمان توربین، دمای گاز خروجی از هر طبقه توربین بر مبنای نسبت فشار انبساط و نحوه ترکیب گاز تعیین می‌گردد. در ادامه، فرایند ترکیب جدیدی بین جریان گاز اصلی و هوای خنک کاری برداشت شده از کمپرسور در نظر گرفته می‌شود (بین نقاط D و E) که این یک فرایند فشار ثابت است. دمای هوای حاصل شده از ترکیب این دو جریان را می‌توان با بکارگیری روابط (۲۰) و (۲۱) محاسبه نمود:

$$\dot{m}_{tot,out} = \dot{m}_{upstream} + \dot{m}_{cool,rotor} \quad (20)$$

$$\dot{m}_{tot,out} \cdot h_{tot,out} = \dot{m}_{upstream} \cdot h_{upstream} + \dot{m}_{cool,rotor} \cdot h_{cool,rotor} \quad (21)$$



شکل ۲- مدل ساده شده‌ای از توربین گاز دو محوره

در ادامه، با استفاده از رابطه بین فشار و دما در قسمت توربین و فشار هوای خروجی از محفظه احتراق که با در نظر گرفتن افت فشار مشخصی در محفظه احتراق تعیین می‌گردد، فشار هوای خروجی از توربین ژنراتور، بدست می‌آید. بنابراین با توجه به معلوم بودن فشار هوای خروجی از توربین قدرت، دمای هوای خروجی از توربین قدرت محاسبه می‌گردد. اگر دمای محاسبه شده در خروجی توربین قدرت، با دمای حدسی یکسان باشد، مشخصات بدست آمده برای قسمت‌های مختلف توربین، عملکرد توربین گاز در شرایط نقطه طراحی را نشان می‌دهد، در غیر اینصورت لازم است دمای دیگری برای خروجی توربین قدرت حدس زده شود. در محاسبه دمای هوای خروجی از محفظه احتراق، تأثیر هوای خنک‌کاری که دمای پره‌های توربین را کاهش می‌دهد، در نظر گرفته شده است. با تعیین نسبت سوخت به هوا و دمای هوای ورودی و خروجی از محفظه احتراق، سوخت مصرفی از ضرب دبی جرمی هوای عبوری در نسبت سوخت به هوا بدست می‌آید و مصرف سوخت ویژه<sup>۳</sup> (SFC) از رابطه (۲۶) محاسبه می‌شود [۷]:

$$SFC = \frac{3600f}{W_N} \quad (26)$$

که در آن  $f$ ، میزان سوخت مصرف شده و  $W_N$  توان تولید شده توسط توربین قدرت می‌باشد. با توجه به اینکه سوخت، معمولاً در شرایط ایده‌آل می‌سوزد، ثابت می‌شود که راندمان سیکل از رابطه (۲۷) قابل محاسبه است [۷]:

$$\eta = \frac{3600}{SFC \cdot Q_{net,p}} \quad (27)$$

<sup>3</sup> Specific fuel consumption

$$\varepsilon_c = \frac{T_g - T_b}{T_g - T_{ci}} \quad (24)$$

که در رابطه (۲۳)،  $\varepsilon_c$  مقدار مجانبی تأثیر خنک‌کاری در نرخ دبی خنک‌کاری بالا می‌باشد. برای خنک‌کاری لایه‌ای مقدار  $\varepsilon_c$  برابر یک در نظر گرفته می‌شود و برای خنک‌کاری داخلی، از رابطه (۲۵) استفاده می‌شود:

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + Bio} \quad (25)$$

که در آن عدد بیو<sup>۱</sup> بر اساس هدایت رسانایی پوسته پره تعیین شده و مقادیر ثابت  $ARC$  و  $PWR$  نیز بر اساس نوع تکنولوژی خنک‌کاری و محل خنک‌کاری مشخص می‌شود [۱۹]. در این مقاله تکنولوژی خنک‌کاری لایه‌ای جهت خنک‌کاری پره‌های توربین در نظر گرفته شده است.

### ۳- تعیین نقطه طراحی توربین گاز

تعیین نقطه طراحی<sup>۲</sup>، یکی از مراحل مهم طراحی توربین گاز می‌باشد. ساختار توربین و پارامترهای سیکل بایستی به گونه‌ای انتخاب شوند که بتوان به مشخصات مطلوب و بهینه دست یافت [۳]. شکل ۲ نمایی شماتیک از مسیر عبور سیال در یک توربین گاز دو محوره را نشان می‌دهد. بنابراین جهت مدلسازی عملکرد توربین در حالت پایا و گذرا بایستی پارامترهای آن در شرایط طراحی را نیز تعیین نمود. لازم به ذکر است که در این مقاله، برای سه قسمت ورودی کمپرسور (به علت وجود فیلترها و همچنین قسمت مجرای ورودی)، خروجی توربین (به علت وجود فیلتر کاهش صوت و همچنین قسمت مجرای خروجی) و محفظه احتراق، افت فشار در نظر گرفته شده است [۲۲]. بنابراین، با استفاده از نسبت فشار و دمای هوای ورودی به کمپرسور و راندمان کمپرسور، دمای هوای خروجی از کمپرسور محاسبه می‌شود. سپس با توجه به توان تولیدی توربین گاز و همچنین حدس دمای هوای خروجی از توربین قدرت و با استفاده از معادله کار و انرژی، هوای خروجی از توربین ژنراتور، محاسبه می‌گردد. بنابراین با استفاده از اصل برابری توان مصرف شده در کمپرسور و توان تولید شده در توربین ژنراتور در شرایط طراحی، دمای هوای خروجی از محفظه احتراق محاسبه می‌گردد.

<sup>1</sup> Bio

<sup>2</sup> Design point

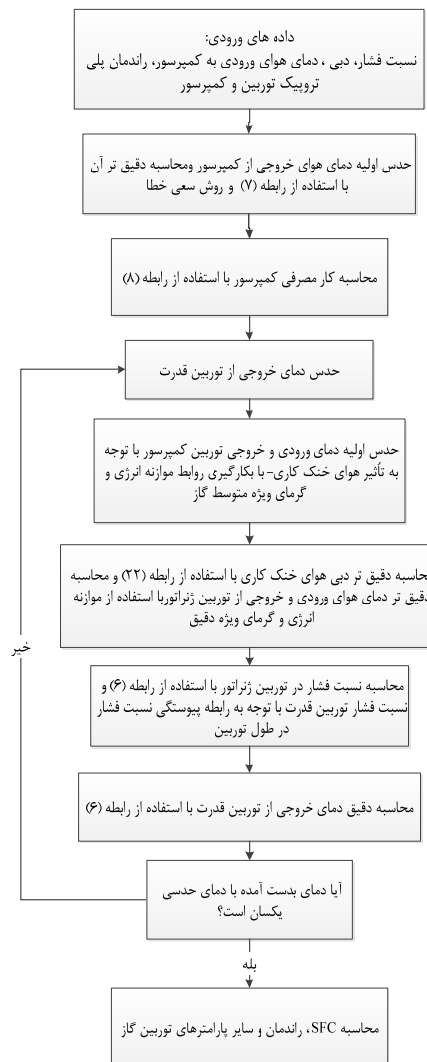
#### ۴- عملکرد توربین گاز دو محوره در حالت پایا

توربین مورد مطالعه در این تحقیق دارای هندسه‌ای ثابت با پارامترهای معلوم در شرایط نقطه طراحی بوده و نقاط عملکردی آن در شرایط خارج از طرح برای حالت پایا با استفاده از مدلسازی ریاضی بدست خواهد آمد. با در نظر گرفتن افت فشار در ورودی و خروجی توربین گاز، نسبت فشار در طول توربین با استفاده از نسبت فشار کمپرسور و افت فشار در محفظه احتراق تعیین می‌گردد. دبی جرمی عبوری از توربین تقریباً با دبی جرمی تولیدی کمپرسور یکسان است. بنابراین به منظور تعیین یک نقطه کاری در شرایط پایا، یک خط سرعت ثابت بر روی منحنی مشخصه کمپرسور انتخاب می‌گردد و نقطه‌ای بر روی آن در نظر گرفته می‌شود. در شکل ۴ نمونه‌ای از منحنی مشخصه کمپرسور نشان داده شده است. بنابراین مقادیر  $\dot{m}\sqrt{T_1}/P_1$ ،  $P_2/P_1$ ،  $\eta_c$  و  $N/\sqrt{T_1}$  که به ترتیب نشان‌دهنده دبی تصحیح شده، نسبت فشار، راندمان آیزنتروپیک و سرعت دورانی محور کمپرسور می‌باشند، مشخص خواهند شد. در اینجا  $P_1$ ،  $T_1$ ،  $\dot{m}$ ،  $\eta_c$  و  $N$  به ترتیب دمای هوای ورودی، فشار ورودی و خروجی از کمپرسور، دبی سیال عبوری و راندمان کمپرسور را نشان می‌دهند. نقطه مربوطه بر روی منحنی مشخصه توربین، با فرض یکسان بودن سرعت دورانی و دبی جرمی هوای عبوری از کمپرسور و توربین بدست می‌آید. جهت محاسبه نسبت فشار توربین ژنراتور، نخست، نسبت فشاری حدس زده می‌شود که بر اساس آن  $\dot{m}\sqrt{T_3}/P_3$  که نشان‌دهنده دبی تصحیح شده عبوری از توربین ژنراتور است، از منحنی مشخصه توربین ژنراتور بدست می‌آید. سازگاری بین دبی جرمی کمپرسور و توربین ژنراتور بر حسب جریان‌های بدون بعد به صورت رابطه (۲۸) بیان می‌گردد [۷]:

$$\frac{\dot{m}_3\sqrt{T_3}}{P_3} = \frac{\dot{m}_1\sqrt{T_1}}{P_1} \times \frac{P_1}{P_2} \times \frac{P_2}{P_3} \times \sqrt{\frac{T_3}{T_1}} \times \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} \quad (28)$$

که در آن  $T_3$  و  $P_3$  به ترتیب فشار و دمای هوای خروجی از محفظه احتراق می‌باشد. نسبت فشار  $P_3/P_2$  که نسبت فشار توربین ژنراتور می‌باشد، با در نظر گرفتن افت فشار در محفظه احتراق محاسبه می‌گردد. جهت تطبیق منحنی‌های مشخصه کمپرسور و توربین، سازگاری بین توان تولیدی در توربین ژنراتور با توان مصرف شده در کمپرسور لازم است. بنابراین به علت آنکه توان تولید شده در توربین ژنراتور و

که در رابطه (۲۷)،  $Q_{net,p}$  آنتالپی ناشی از آزاد شدن انرژی سوخت است. راندمان مکانیکی اجزاء ( $\eta_m$ ) به طور معمول ۰/۹۸ و یا ۰/۹۹ در نظر گرفته می‌شود [۲۳]. جهت اعتبارسنجی مدل، دمای هوای خروجی از توربین قدرت و راندمان سیکل بدست آمده از مدل، با نتایج ارائه شده توسط شرکت سازنده توربین در جدول ۱ مقایسه شده است.



شکل ۳- الگوریتم تعیین نقطه طراحی توربین

برابری کار توربین ژنراتور و کمپرسور، دمای هوای خروجی از محفظه احتراق با استفاده از معادله (۲۹) محاسبه می‌گردد. در صورتیکه دمای محاسبه شده با دمای بدست آمده از معادله سازگاری (۲۸) برابر باشد، نسبت فشار حدس زده شده برای توربین ژنراتور، صحیح می‌باشد و در غیر اینصورت نسبت فشار دیگری حدس زده خواهد شد تا تعادل کار حاصل گردد [۷].

در نهایت با توجه به اینکه دبی گاز عبوری از توربین ژنراتور با دبی سیال عبوری از توربین قدرت برابر است، دبی تصحیح شده هوای عبوری از توربین ژنراتور  $(\dot{m}\sqrt{T_4}/P_4)$  می‌تواند به صورت زیر محاسبه شود:

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_4}}{P_4} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_3}}{P_3} \times \frac{P_3}{P_4} \times \sqrt{\frac{T_4}{T_3}} \quad (30)$$

که در رابطه (۳۰)،  $P_4$  فشار هوای ورودی به توربین قدرت می‌باشد. باید توجه داشت که در محاسبه دمای هوای خروجی از توربین ژنراتور، تأثیر خنک‌کاری پره‌های توربین لحاظ شده باشد. در نتیجه نسبت فشار توربین قدرت از رابطه (۳۱) محاسبه می‌گردد:

$$\frac{P_4}{P_5} = \frac{P_4}{P_3} \times \frac{P_3}{P_2} \times \frac{P_2}{P_1} \quad (31)$$

با تعیین نسبت فشار توربین قدرت، مقدار  $\dot{m}\sqrt{T_4}/P_4$  را می‌توان از منحنی مشخصه توربین قدرت برای مقایسه با مقدار بدست آمده از رابطه (۳۰) بدست آورد. اگر دو مقدار بدست آمده یکسان نباشد، بایستی نقطه دیگری بر روی منحنی مشخصه کمپرسور، در همان سرعت انتخاب شود و روند ذکر شده تکرار گردد تا دبی عبوری از دو توربین با هم برابر شود. روند مدل‌سازی توربین گاز دو محوره در حالت پایا را می‌توان به صورت شکل ۵ نمایش داد [۲۴].

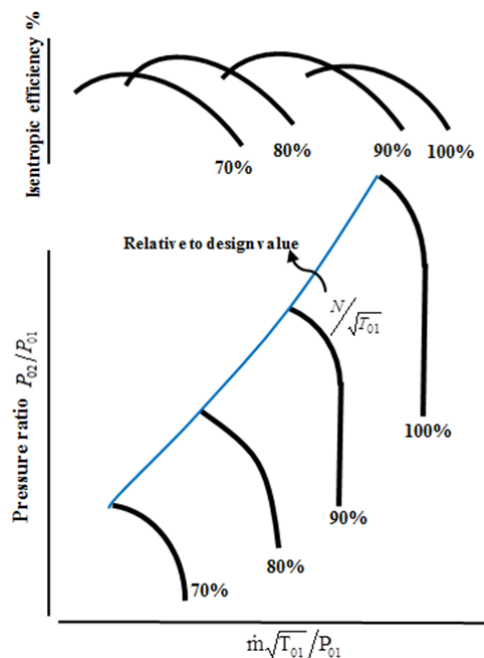
برای هر خط دور ثابتی، بر روی منحنی مشخصه کمپرسور، تنها یک نقطه وجود دارد که در آن کار تولید شده در توربین

ژنراتور مطابق با توان مصرف شده توسط جریان عبوری از کمپرسور است [۷]. اگر محاسبات بیان شده برای هر خط با سرعت ثابت انجام شود، یک منحنی بدست خواهد آمد که خط تعادل و یا خط کار حالت پایای سیستم نامیده می‌شود. منحنی عملکرد توربین گاز SGT600 و همچنین نحوه تغییرات توان توربین قدرت نسبت به میزان دبی سوخت مصرفی در حالت پایا در مقایسه با نتایج بدست آمده از نرم-

توان مصرفی کمپرسور، در شرایط پایا با یکدیگر برابر است، معادله سازگاری (۲۹) بدست خواهد آمد.

جدول ۱- اعتبارسنجی نتایج حاصل از مدل‌سازی چند نمونه توربین گاز در شرایط طراحی

SGT	دمای خروجی توربین قدرت			
	راندمان سیکل ( $^{\circ}K$ )			
	شرکت سازنده	شبیه‌سازی شرکت سازنده	شبیه‌سازی شرکت سازنده	شبیه‌سازی
۴۰۰	۸۲۸	۷۹۷	۳۴/۸	۳۳/۱
۵۰۰	۶۴۹	۶۸۹	۳۲/۹	۲۷/۵
۶۰۰	۸۱۶	۸۰۳	۳۴/۲	۳۱/۹
۷۰۰	۸۰۱	۷۹۷	۳۷/۴	۳۳/۸
۸۰۰	۸۱۷	۸۰۳	۳۷/۵	۳۴/۴

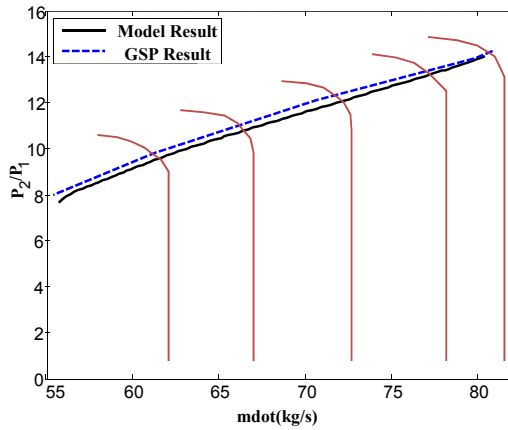


شکل ۴- منحنی مشخصه کمپرسور [۷]

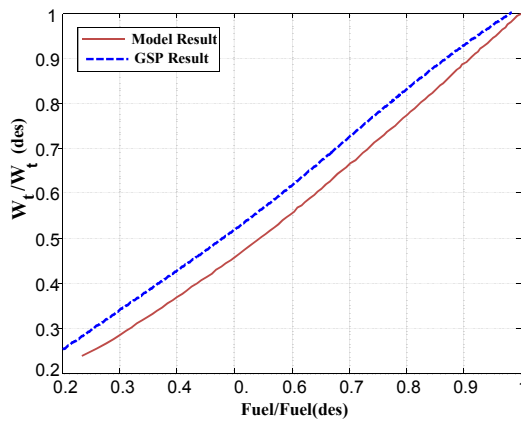
$$\frac{\Delta T_{34}}{T_3} = \frac{\Delta T_{12}}{T_1} \times \frac{T_1}{T_3} \times \frac{C_{pa}}{C_{pg}\eta_m} \quad (29)$$

در رابطه (۲۹)،  $\Delta T_{34}$  اختلاف دمای بین هوای ورودی و خروجی از توربین ژنراتور می‌باشد، بنابراین با توجه به گرمای ویژه هوا در طول کمپرسور و گرمای ویژه هوای خروجی از محفظه احتراق که تابعی از دما می‌باشند و با توجه به اصل





شکل ۶- تغییرات نسبت فشار نسبت به دبی هوای عبوری از کمپرسور



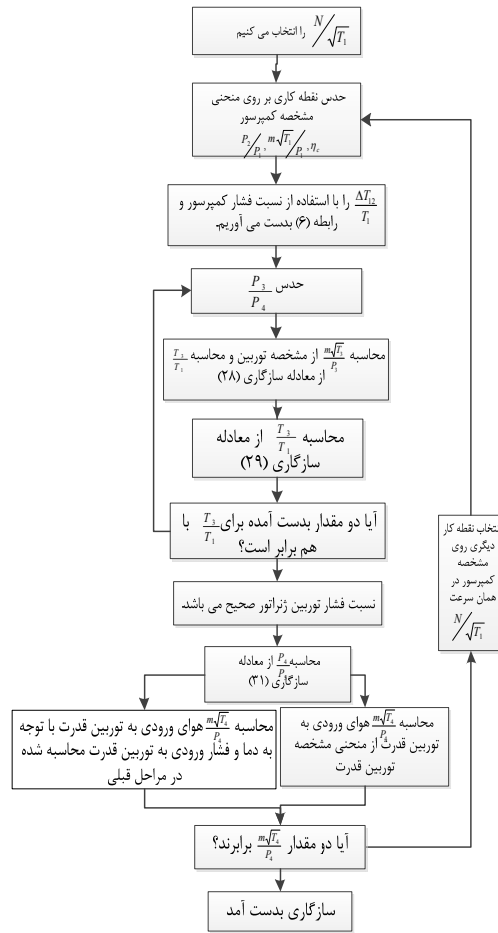
شکل ۷- تغییرات توان خروجی از توربین قدرت نسبت به دبی سوخت مصرفی

کار تولید شده در توربین ژنراتور، به علت بروز اغتشاشات خارجی (بار اعمالی به توربین قدرت و یا تغییرات شرایط محیطی) در سیستم از بین می‌رود. در بررسی عملکرد توربین‌های گازی در حالت گذرا، تغییرات پارامترهای مختلف توربین گاز، در حوزه زمان بررسی می‌شود. در یک توربین گاز دو محوره، روابط دینامیکی حاکم بر سیستم در حالت گذرا را می‌توان به صورت زیر بیان نمود:

$$I_{PT} \cdot \omega_{PT} \cdot \frac{d\omega_{PT}}{dt} = \eta_{mech} \cdot P_{PT} - P_{EG} - P_{AUX} \quad (32)$$

$$I_{GG} \cdot \omega_{GG} \cdot \frac{d\omega_{GG}}{dt} = \eta_{mech} \cdot P_{TR} - P_{CMP} - P_{AUX} \quad (33)$$

افزار شبیه‌ساز موتور GSP در شکل ۶ و شکل ۷ نشان داده شده است.

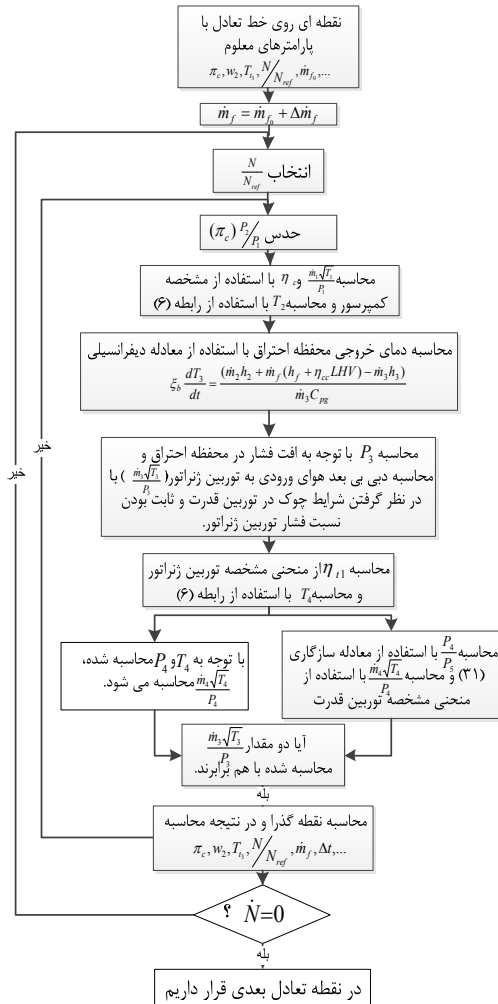


شکل ۵- الگوریتم مدلسازی توربین گاز دو محوره در حالت پایا [۲۴]

### ۵- عملکرد توربین گاز دو محوره در حالت گذرا

بر خلاف عملکرد توربین گاز در حالت پایا، در حالت گذرا، محاسبات فقط جهت تطابق جریان بین اجزاء می‌باشد. در این حالت تطابق کار بین توربین و کمپرسور وجود ندارد و همین عدم تطابق بین کار اجزاء است که باعث ایجاد شتاب در محور توربین ژنراتور می‌گردد [۲۵]. یک حالت گذرا زمانی به وجود می‌آید که تعادل و سازگاری کار مصرفی کمپرسور و

محاسبه می‌گردد [۲۵]. در شکل ۸ الگوریتم مدلسازی توربین گاز مورد مطالعه در حالت گذرا نشان داده شده است.

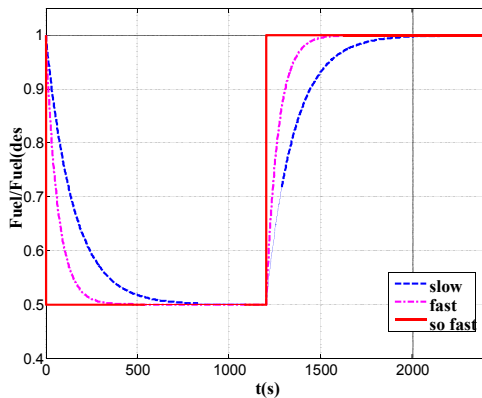


شکل ۸- الگوریتم محاسبه عملکرد توربین گاز در حالت گذرا

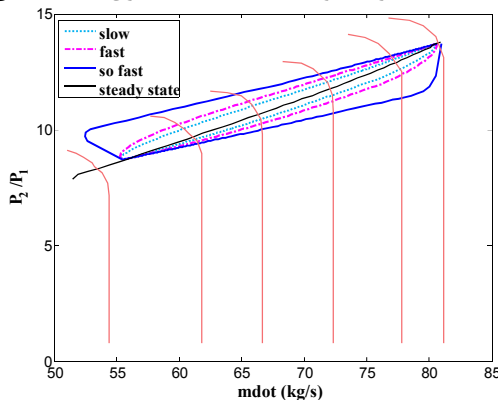
با استفاده از مشخصات نقطه طراحی و با توجه به برنامه حالت پایا و گذرا، می‌توان پاسخ گذرای توربین گاز را محاسبه نمود. به منظور نمایش مود افزایش و کاهش سرعت توربین، سوخت ورودی به محفظه احتراق با سه آهنگ متفاوت، مطابق با شکل ۹ تغییر داده شده است. همانگونه که در شکل

که در آن  $I_{GG}$  و  $I_{PT}$ ، مان اینرسی محور کمپرسور و توربین قدرت،  $\omega_{PT}$  و  $\omega_{GG}$ ، سرعت دورانی محور کمپرسور و توربین قدرت،  $P_{PT}$ ،  $P_{AUX}$  و  $P_{EG}$  به ترتیب بیان‌کننده توان خروجی از توربین قدرت، توان تلف شده در توربین قدرت و توربین ژنراتور و توان تحمیل‌شده ناشی از بارگذاری اعمال شده بر روی محور توربین قدرت می‌باشد. همچنین  $P_{TR}$ ،  $P_{CMP}$  و  $\eta_{mech}$  به ترتیب بیان‌کننده توان تولید شده توسط توربین ژنراتور، توان مصرفی کمپرسور و راندمان مکانیکی توربین قدرت و توربین ژنراتور می‌باشد. برای یافتن نقطه عملکردی حالت گذرای مورد نظر، مقداری دلخواه برای نسبت فشار کمپرسور انتخاب می‌گردد و دبی جرمی تصحیح شده و راندمان آیزنتروپیک کمپرسور توسط نقشه عملکردی کمپرسور محاسبه می‌گردد. بنابراین، افزایش دما در خروجی کمپرسور با در نظر گرفتن راندمان آیزنتروپیک بدست می‌آید. از این طریق، دمای هوای خروجی از محفظه احتراق با استفاده از دبی سوخت ورودی، دبی سیال خروجی از کمپرسور و ارزش گرمایی پایین سوخت محاسبه می‌گردد. با کسر افت فشار لحاظ شده در محفظه احتراق، فشار در خروجی محفظه احتراق به صورت نسبتی از فشار خروجی کمپرسور در نظر گرفته می‌شود.

در سرعت‌های بالا، توربین قدرت در حالت چوک فرض می‌شود، لذا توربین ژنراتور بر روی نقطه عملکردی ثابتی بر روی منحنی مشخصه قرار دارد و در نتیجه نسبت فشار توربین ژنراتور ثابت می‌باشد [۷]. بنابراین، با استفاده از دبی جرمی تصحیح شده ورودی به توربین ژنراتور، راندمان بدست آمده و بدین ترتیب شرایط خروجی توربین ژنراتور تعیین می‌گردد. با استفاده از محاسبات انجام شده در قسمت خروجی توربین ژنراتور، دبی تصحیح شده هوای ورودی به توربین قدرت محاسبه می‌گردد. با محاسبه دبی تصحیح شده هوای ورودی به توربین قدرت و استفاده از منحنی مشخصه توربین قدرت و مقایسه آن با دبی تصحیح شده محاسبه شده، در صورت برابری دبی‌های تصحیح شده هوای عبوری از توربین قدرت، نقطه گذرای مورد نظر بدست می‌آید. در غیر اینصورت می‌بایست نقطه دیگری بر روی منحنی مشخصه کمپرسور حدس زده شود و به همین ترتیب طی یک فرایند سعی و خطا نقطه عملکردی توربین گاز در حالت گذرا

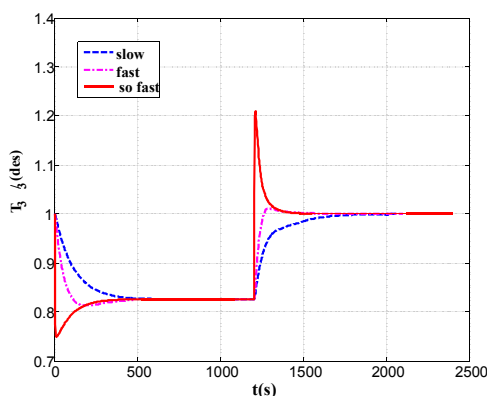


شکل ۹- تغییرات سوخت در حالت شتاب‌گیری مثبت و منفی



شکل ۱۰- تغییرات نسبت فشار کمپرسور نسبت به دبی

عبوری از کمپرسور به ازای سه آهنگ مختلف تغییر سوخت



شکل ۱۱- تغییرات دمای خروجی از محفظه احتراق به ازای

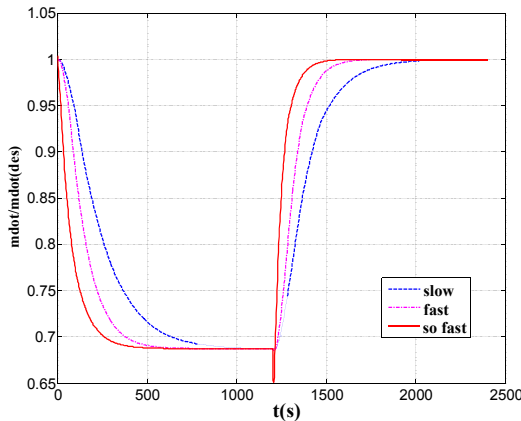
سه آهنگ مختلف تغییر سوخت

۱۰ مشاهده می‌گردد، زمانی که آهنگ کاهش و یا افزایش سوخت ورودی به محفظه احتراق افزایش می‌یابد، منحنی عملکردی توربین از منحنی حالت پایا دورتر شده و با توجه به شکل ۱۱ دامنه جهش دمای هوای خروجی از محفظه احتراق افزایش می‌یابد. در مود کاهش سرعت، کاهش ناگهانی دبی سوخت می‌تواند موجب افزایش شدید نسبت هوا به سوخت و متعاقب آن بروز پدیده خاموشی شعله شده و در مود افزایش سرعت، افزایش ناگهانی دبی سوخت ممکن است سبب بروز ناپایداری‌های آئرودینامیکی نظیر سرج و استال و یا بروز تنش‌های حرارتی شدید در پره‌های توربین شود.

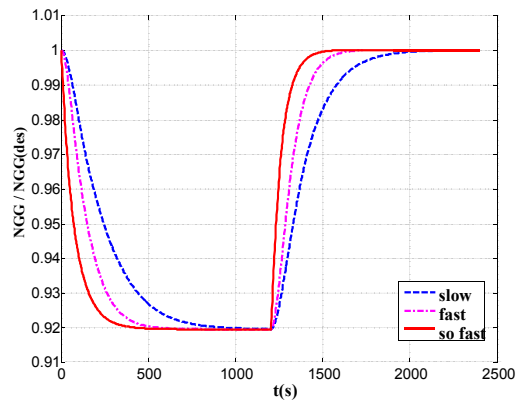
همانگونه که در شکل ۱۲ و شکل ۱۳ نشان داده شده است، هرچه آهنگ کاهش و یا افزایش سوخت ورودی به محفظه احتراق افزایش یابد، پاسخ سیستم سریع‌تر می‌گردد. نظر به اینکه در حالت شتاب‌گیری توربین، می‌بایست آهنگ تزریق سوخت ورودی به محفظه احتراق به گونه‌ای مدیریت شود که سرعت پاسخ سیستم با رعایت محدودیت‌های فیزیکی موتور به حداکثر مقدار ممکن برسد، لذا بکارگیری یک سیستم کنترل برای مقیدسازی شتاب محور توربین ژنراتور الزامی است. منحنی تغییرات شتاب محور کمپرسور در شکل ۱۴ نشان داده شده است. همانگونه که در شکل ۱۵ مشاهده می‌گردد، به هنگام افزایش ناگهانی سوخت، دبی هوای عبوری از کمپرسور کاهش یافته و سپس افزایش می‌یابد. علت این امر آنست که در لحظات آغازین شتاب‌گیری، نسبت فشار کمپرسور افزایش می‌یابد در حالیکه سرعت محور توربین ژنراتور ثابت است، لذا نقطه عملکردی توربین بر روی خط دور ثابت حرکت می‌کند و همانطور که بر روی نقشه عملکردی کمپرسور (شکل ۱۰) مشاهده می‌گردد، در هر خط دور ثابت با افزایش نسبت فشار کمپرسور، دبی هوای عبوری کاهش می‌یابد.

## ۶- نتیجه‌گیری

نظر به اینکه تخمین رفتار دینامیکی توربین‌های گازی و مدلسازی و شبیه‌سازی عملکرد آن‌ها، هم در بحث طراحی سیستم کنترل و هم در مقوله طراحی سیستم‌های پایش سلامت، می‌تواند بسیار حائز اهمیت باشد، لذا در این مقاله به شبیه‌سازی و مدلسازی رفتار توربین گاز دو محوره SGT600



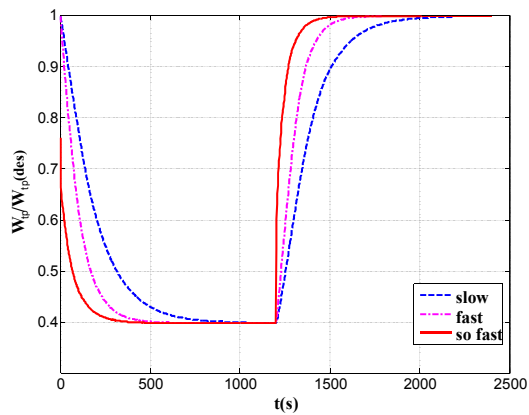
شکل ۱۵- تغییرات دبی هوای عبوری از کمپرسور به ازای سه آهنگ مختلف تغییر سوخت



شکل ۱۲- تغییرات سرعت دورانی محور کمپرسور نسبت به زمان به ازای سه آهنگ مختلف تغییر سوخت

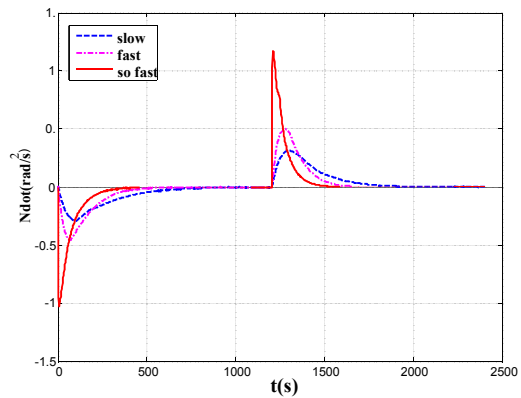
شکل ۱۵- تغییرات دبی هوای عبوری از کمپرسور به ازای سه آهنگ مختلف تغییر سوخت

(موسوم به توربین گاز ملی) در شرایط طراحی و شرایط خارج از طرح پرداخته شده است. برای این منظور رفتار توربین گاز در شرایط طراحی، شرایط پایا و گذرا مورد بررسی قرار گرفته است. جهت اعتبارسنجی مدل ارائه شده در شرایط طراحی، نتایج حاصل از شبیه‌سازی چند نوع توربین گازی مشابه با نتایج ارائه شده توسط کارخانه سازنده مقایسه گردیده است که انطباق قابل قبولی میان نتایج حاصل از شبیه‌سازی و نتایج منتشر شده از سوی شرکت‌های سازنده مشاهده می‌شود.



شکل ۱۳- تغییرات توان توربین ژنراتور به ازای سه آهنگ مختلف تغییر سوخت

در ادامه، با استفاده از اطلاعات بدست آمده از نقطه طراحی، مدلی ترمودینامیکی جهت شبیه‌سازی رفتار حالت پایا توربین گاز ارائه گردید که نتایج حاصل از آن با نتایج بدست آمده از نرم افزار GSP صحت‌سنجی شده است. در نهایت، از نتایج حاصل شده از مدل‌سازی در شرایط نقطه طراحی و حالت پایا، برای تحلیل رفتار توربین در حالت گذرا استفاده شده و با بکارگیری قوانین بقای جرم، ممنتوم و انرژی، مدل دینامیکی توربین مورد مطالعه ارائه گردید و عملکرد آن در دو حالت شتاب‌گیری منفی و مثبت مورد ارزیابی قرار گرفت. تحلیل رفتار موتور در حالت گذرا نشان می‌دهد که تزریق ناگهانی سوخت به محفظه احتراق می‌تواند از یک‌سو باعث بروز جهش‌های ناگهانی دمای خروجی از محفظه احتراق و فرارفت دما از محدوده مجاز شده و از سوی دیگر باعث شتاب‌گیری سریع و متعاقب آن بروز ناپایداری-



شکل ۱۴- تغییرات شتاب محور کمپرسور به ازای سه آهنگ مختلف تغییر سوخت

- [11] Kim JH, Kim TS, Ro ST (2001) Analysis of the dynamic behavior of regenerative gas turbines. *Proc Inst Mech Eng Part A-J Power Energy* 215: 339-46.
- [12] Janikovič J (2011) Gas turbine transient performance modeling for engine flight path cycle analysis Ph.D thesis, Cranfield University.
- [13] Lee JJ, Kang DW, Kim TS (2011) Development of a gas turbine performance analysis program and its application. *Energy*: 5274-5285.
- [۱۴] سیف الله مجلل. آ (۲۰۰۱) طراحی کنترلر جهت throttling موتور توربوجت، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران: تهران.
- [15] Van Wylen GJ, Sonntag RE, Borgnakke C (1998) *Fundamentals of classical thermodynamics*. 4th ed. New York: Wiley.
- [16] Walsh PP, Fletcher P (2004) *Gas turbine performance*. Second Edition, Blackwell Science, Limited.
- [۱۷] رضاسلطانی م (۱۳۸۶) مدلسازی با دقت بالای یک توربین گاز صنعتی در شرایط گذرا برای پیروی از بار شبکه. پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه صنعتی شریف.
- [18] Gilani SI, Baheta AT, Rangkuti C (2009) Study the effect of variable vanes on performance of axial compressor for single shaft gas turbine cogeneration plant. 3rd International Conference on Energy and Environment ICEE.
- [19] El-Masri MA (1988) GASCAN-An interactive code for thermal analysis of gas turbine systems. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 110(2): 201-209.
- [20] Camporeale B, Fortunato, Mastrovito M (2006) A modular code for real time dynamic simulation of gas turbines in Simulink. *Gas Turbines Power-Trans ASME* 128: 506-517.
- [21] Zangmolk BR, Khaledi H (2009) Development of an interactive code for design and off-design performance evaluation of gas turbines. *ASME Conference Proceedings*: 167-176.
- [22] Lazzaretto A, Toffolo A (2001) Analytical and neural network models for gas turbine design and off-design simulation. *Int J Applied Thermodynamics* 4(4): 73-182.
- [23] Aklilu BT, Gilani SI (2010) Mathematical modeling and simulation of a cogeneration plant. *Applied Thermal Engineering* 30(16): 2545-2554.
- [24] Farzad A (2003) Comparing of different methods of performance prediction of gas turbine power plants. The first international energy. *Energy And Enviroment Sympsiom*, Izmir Turkey.
- [25] Mody B (2009) Digital simulation of gas turbine steady-state and transient performance for current and advanced marine propulsion systems. Ph.D thesis. Cranfield University.

های آئرو دینامیکی شود. همچنین افت ناگهانی دبی سوخت نیز افزایش بیش از حد نسبت هوا به سوخت و متعاقب آن ممکن است خاموشی شعله را در پی داشته باشد. از این رو طراحی سیستم کنترلی که بتواند با محدودسازی شتاب محور توربین، قیود فیزیکی موتور را ارضا نماید، ضروری به نظر می‌رسد که در پژوهش‌های آتی می‌تواند مورد بررسی قرار گیرد.

## مراجع

- [1] Fawke AJ, Saravanamuttoo HIH, Holmes M (1972) Experimental verification of a digital computer simulation method for predicting gas turbine dynamic behaviour. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 186(1): 323-329.
- [2] Rowen WI (1983) Simplified mathematical representations of heavy-duty gas turbines. *ASME J Eng Power* 105: 865-9.
- [3] Camporeale SM, Fortunato B, Mastrovito M (2006) A modular code for real time dynamic simulation of gas turbines in simulink. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 128(3): 506-517.
- [4] Camporeale SM, Fortunato B, Dumas A (2000) Dynamic modelling of recuperative gas turbines. *Proc Inst Mech Eng Part A-J, Power Energy* 214: 213-25.
- [5] Kim JH, Song TW, Kim TS, Ro ST (2001) Model development and simulation of transient behaviour of heavy duty gas turbines. *J Eng, Gas Turbines Power- Trans ASME*, 123:589-94.
- [6] Various authors (2007) Performance prediction and simulation of gas turbine engine operation for aircraft, marine, vehicular and power generation. Research and technology organization report RTO-TR-AVT-036, NATO, editor. Neuilly-sur-Seine.
- [7] Saravanamuttoo HIH, Rogers GFC, Cohen H, Straznicky PV (2009) *Gas turbine theory*. 6th ed. Harlow: Pearson Education Ltd.
- [8] Chacartegui R, Sánchez D, Muñoz A, Sánchez T (2011) Real time simulation of medium size gas turbines. *Energy Conversion and Management* 52(1): 713-724.
- [9] Cennerilli S, Sciubba E (2007) Application of the CAMEL process simulator to the dynamic simulation of gas turbines. *Energy Conversion and Management* 48(11): 2792-2801.
- [10] Kim, JH, Song TW, Kim TS, Ro ST (2002) Dynamic simulation of full startup procedure of heavy-duty gas turbines. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 124(3): 510-516.