



## مدل سازی عملکرد ایستگاه تقویت فشار گاز در نقطه طرح و خارج از نقطه طرح

حسن پارسا<sup>۱</sup>، امین ضیایی شهرکی<sup>۲</sup>، نادر منتظرین<sup>۱</sup><sup>۱</sup>دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران  
<sup>۲</sup>دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

## تاریخچه داوری:

دریافت: ۲۷ بهمن ۱۳۹۳

بازنگری: ۲۵ تیر ۱۳۹۵

پذیرش: ۲۷ تیر ۱۳۹۵

ارائه آنلاین: ۱۵ آبان ۱۳۹۵

## کلیدواژه‌ها:

ایستگاه تقویت فشار گاز

نقطه طرح

خارج از نقطه طرح

توربوکمپرسور گاز

نرم افزار هایسیس

**چکیده:** در این مقاله مدل سازی عملکرد توربوکمپرسورهای یک ایستگاه تقویت فشار گاز در نقطه طرح و خارج از نقطه طرح انجام شده است. بدین صورت که ابتدا خواص عملکردی ایستگاه در نقطه طراحی تعیین شده، سپس با تغییر خواص فیزیکی گاز ورودی و همچنین تغییر خواص عملکردی دستگاه‌های به کار رفته، با استفاده از منحنی‌های مشخصه، عملکرد خارج از نقطه طرح ایستگاه بررسی و مدل سازی شده است. برای انجام این مدل سازی از دو نرم افزار متلب و آسنن هایسیس به طور موازی استفاده شده است تا بتوان مقایسه‌ای میان کدهای نوشته شده در نرم افزار متلب و نتایج حاصله از نرم افزار آسنن هایسیس انجام داد. پس از انجام مدل سازی نقاط کاری ایستگاه مشخص شده‌اند. با مشخص کردن محل قرارگیری این نقاط بر روی منحنی مشخصه اجزای ایستگاه، محدوده تعادل کاری ایستگاه ترسیم می‌شود. بدین صورت که اگر ایستگاه در شرایطی کار کند که به این محدوده کاری نزدیک باشد، راندمان بهتری خواهد داشت و دچار مشکلاتی از قبیل سرچ نیز نمی‌شود.

## ۱- مقدمه

گاز طبیعی هنگامی که از میدان‌های گازی استخراج و در پالایشگاه‌های مخصوص پالایش شد، توسط خط لوله انتقال گاز به شهرها و مراکز صنعتی منتقل می‌شود. لازمه این که گاز با سرعتی قابل قبول درون خطوط لوله حرکت کند و دبی آن ثابت بماند این است که فشار گاز از حد معینی کمتر نشود. از طرفی با توجه به طولانی بودن مسیر گاز و زیاد شدن افت اصطکاکی در طی مسیر حرکت و همچنین افت‌های ناشی از پیچ و خم‌های موجود در مسیر حرکت گاز، هم زمان با حرکت گاز در طی مسیر دائماً از فشار آن کاسته می‌شود. به همین دلیل پس از طی مسافتی فشار گاز آن قدر کاهش می‌یابد که دیگر سرعت حرکت آن بسیار کند می‌شود و دبی آن کاهش می‌یابد. بنابراین باید به طریقی در فواصل مشخص در مسیر حرکت گاز، فشار آن افزایش داده شود تا دبی گاز ثابت نگه داشته شود. وظیفه یک ایستگاه تقویت فشار گاز این است که طی فرآیندی فشار گاز ورودی به خود را افزایش دهد و گاز را دوباره به خطوط لوله بازگرداند تا دبی گاز عبوری کاهش پیدا نکند. بنابراین در مسیر خط لوله گاز، بسته به شرایط جغرافیایی منطقه در فواصلی در حدود ۱۰۰ تا ۱۵۰ کیلومتر، ایستگاه‌های تقویت فشار گاز ساخته و نصب می‌شوند [۱].

پینلی و همکاران [۲] نحوه چینش و بهینه‌سازی توربوکمپرسورها را

در یک ایستگاه تقویت فشار گاز بررسی کردند. آنها یک روش جدید برای بهینه‌سازی یک ایستگاه تقویت فشار گاز ارائه دادند و بررسی‌ها برای یافتن بهترین نحوه چینش برای دستیابی به کمترین افت فشار در مجموعه را انجام دادند. هنگامی که یک نوع چینش انتخاب شد، یک فرآیند بهینه‌سازی به جریان افتاده و انجام می‌شود. این فرآیند با هدف بهینه‌سازی راندمان، بر پایه‌ی میزان دانش از مشخصه‌های کمپرسور گریز از مرکز و دسترسی به برنامه چرخه ترمودینامیکی توربین گاز که اجازه‌ی تعریف نقاط عملکردی واقعی توربوماشین‌های موجود در ایستگاه را می‌دهد انجام می‌شود. بوتروس [۳] دینامیک ایستگاه‌های تقویت فشار با نسبت فشار بالا و اینرسی کم را برای سیستم‌های بازیافت تکی و دوتایی مورد بررسی قرار داد. به منظور جلوگیری از سرچ کمپرسور که ناشی از تغییرات شدید دبی سیستم در زمان کوتاه است مثل خاموش کردن اضطراری، از سیستم‌های تکی یا دوتایی بازیافت مجهز به شیرهای بازیافت (که در مواجهه با خاموش شدن‌های اضطراری باز می‌شوند)، استفاده می‌شود. شک و تردید و سردرگمی زیادی وجود دارد که از کدامیک از چرخه‌های تکی یا دوتایی و در چه موقعیت و شرایطی استفاده شود. این مقاله به بررسی جزئی این مشکل حیاتی طراحی می‌پردازد و پارامترهای موثر بر نحوه انتخاب نوع سیستم را با تکیه بر یک ایستگاه با نسبت فشار بالا و اینرسی پایین برجسته می‌سازد. کاستوسکی و همکاران [۴] یک تحلیل فنی و اقتصادی بر روی بازیابی انرژی و انرژی در

تقویت فشار با استفاده از منحنی مشخصه‌های شرکت مینا صورت گرفته است. تکیه اصلی این پروژه بر روی کمپرسور گاز بوده و علاوه بر مدل‌سازی ترمودینامیکی، مدل‌سازی دینامیکی کمپرسور گاز نیز انجام شده و پاسخ آن به اغتشاشات ورودی نیز بررسی شده است، ولی بر روی سایر اجزای چرخه، کاری انجام نشده است.

در مقاله حاضر، آنالیز خارج از نقطه طرح سایر اجزای چرخه مانند توربین پُر فشار، توربین کم فشار و کمپرسور هوا نیز علاوه بر کمپرسور گاز به طور کامل انجام شده و تمامی اجزای ایستگاه تقویت فشار گاز باهم هماهنگ شده‌اند. ویژگی دیگری که این مقاله را نسبت به سایر مطالعات مشابه متمایز می‌کند، انجام تحلیل‌ها و محاسبات به طور موازی با دو نرم‌افزار متلب و اسپن‌هایسیس است که امکان مقایسه بین نتایج حاصله از دو نرم‌افزار را فراهم می‌سازد. بهره‌گیری از نتایج مطالعه حاضر که در رابطه با شبیه‌سازی درون ایستگاه تقویت فشار گاز از قبیل توربوکمپرسورها می‌باشد و پروژه‌های دیگر که شامل شبیه‌سازی خطوط انتقال گاز از ایستگاه یا بهینه‌سازی سوخت مصرفی ایستگاه و ... می‌باشد، می‌تواند استفاده از ایستگاه‌های تقویت فشار گاز کشور را به مطلوب‌ترین حالت خود برساند.

## ۲- ساختمان و نحوه عملکرد ایستگاه تقویت فشار گاز

به طور کلی یک ایستگاه تقویت فشار گاز از یک کمپرسور گریز از مرکز موسوم به کمپرسور گاز<sup>۱</sup>، یک کمپرسور محوری موسوم به کمپرسور هوا<sup>۲</sup>، دو توربین محوری موسوم به توربین فشار بالا<sup>۳</sup> و توربین فشار پایین<sup>۴</sup>، یک محفظه احتراق<sup>۵</sup>، نظیف‌کننده‌ها<sup>۶</sup>، شیرهای جانبی<sup>۷</sup> و ... تشکیل شده است. کمپرسور هوا و توربین فشار بالا روی یک محور حرکت می‌کنند و توربین فشار پایین و کمپرسور گاز روی یک محور دیگر حرکت می‌کنند و سرعت دوران این دو محور با یکدیگر متفاوت است [۱]. در ایستگاه‌های تقویت فشار گاز، توربین گازی به عنوان محرک کمپرسورها مورد استفاده قرار می‌گیرد که دلایل عمده این انتخاب عبارتند از: انعطاف‌پذیری عملکرد توربین گاز (تغییر دور و دبی)، اقتصادی بودن استفاده از گاز طبیعی به عنوان سوخت نسبت به الکتریسیته، دسترسی آسان به گاز در ایستگاه‌های تقویت فشار گاز و توان بالای مورد نیاز کمپرسورهای گاز. شکل ۱ نمای شماتیک یک ایستگاه تقویت فشار گاز را نشان می‌دهد.

هوای موجود در محیط وارد کمپرسور هوا می‌شود (نقطه ۱ روی شکل ۱) و این کمپرسور با دوران خود موجب افزایش فشار هوا می‌شود. سپس این هوا وارد محفظه احتراق می‌شود (نقطه ۲) و با سوخت ورودی به محفظه ترکیب شده و عمل احتراق صورت می‌گیرد، (لازم به ذکر است که سوخت

یک ایستگاه تقویت فشار گاز طبیعی انجام دادند. آنها سه راه‌حل‌های ممکن را برای بهبود عملکرد ترمودینامیکی یک ایستگاه تقویت فشار گاز که مجهز به انواع متفاوتی از واحدهای تراکمی مجهز بوده و در شرایط نیمه‌بار کار می‌کند، ارائه دادند. برای یک ایستگاه مورد مطالعه نشان داده شده است که عملکرد در شرایط نیمه‌بار منجر به کاهش قابل توجه بازده انرژی و انرژی نسبت به حالت عملکردی نامی توربو ماشین‌ها می‌شود. سه راه‌حل آنها عبارت است از: نصب بازیاب گرمای تولیدکننده آب داغ برای پوشش نیاز مجموعه به حرارت؛ نصب بازیاب گرمای گرمکن حرارتی روغن برای پوشش نیاز مجموعه به حرارت و برقراری چرخه رانکین ارگانیک برای تولید الکتریسیته؛ نصب بازیاب گرمای گرمکن حرارتی روغن همراه با چرخه رانکین ارگانیک و منبسط‌کننده‌های گاز برای سونپج مجموعه به حالت تمام‌بار. زنوس و همکاران [۵] نحوه عملکرد بهینه و نگهداری یک ایستگاه تقویت فشار گاز را به صورت یک چارچوب جامع که با تعداد زیادی از موارد صنعتی قابل به‌کارگیری است، ارائه کردند. چارچوب جامع آنها به طور همزمان عملکرد بهینه و نحوه نگهداری چندین کمپرسور را تنظیم می‌کند. خروجی این چارچوب یک برنامه با چند بازه زمانی است که جدول عملکرد کمپرسورها را تعیین می‌کند. در این جدول زمانی، بهترین تصمیمات ارائه شده است: مثلاً چه زمانی نگهداری انجام شود، کدام کمپرسورها در مدار باشند و چه میزان بار به آنها داده شود. اجرای این تصمیمات زمانی که دبی گاز ورودی به ایستگاه ثابت است منجر به کمینه شدن تلفات مجموعه‌ی ایستگاه می‌شود. چارچوب پیشنهادی به یک ایستگاه تقویت فشار صنعتی که شامل چند کمپرسور گریز از مرکز چندمرحله‌ای است که به صورت موازی عمل می‌کنند، اعمال می‌شود. مدل بهینه‌سازی چارچوب شامل سه بخش اصلی است: مدل‌های مربوط به منحنی مشخصه‌های کمپرسور، خواص عملکردی کمپرسور و یک مدل نگهداری. نتایج شامل یک جدول عملکرد بهینه نود روزه به همراه یک مثال از توزیع بهینه بار بر روی کمپرسورها برای پنج روز است. در پایان نتایج منافع اقتصادی ناشی از تجمیع نگهداری و بهینه‌سازی ایستگاه ارائه شده است. فرداد و همکاران [۶] مدل‌سازی و بهینه‌سازی طراحی شبکه‌های انتقال گاز طبیعی و مکان‌یابی ایستگاه‌های تقویت فشار گاز را بوسیله الگوریتم ژنتیک انجام دادند. آنها نخست به مدل‌سازی جریان گاز درون لوله‌ها به صورت پایا، هم‌دما، تک‌بعدی و تراکم‌پذیر و عملکرد ایستگاه‌های تقویت فشار می‌پردازند، سپس مفاهیم اقتصادی خطوط لوله را مورد بررسی قرار می‌دهند. فنایی و همکاران [۷] شبیه‌سازی کامپیوتری خطوط لوله منطقه‌ی چهار عملیات انتقال گاز کشور را به دو صورت پایا و دینامیکی توسط نرم‌افزار هایسیس انجام دادند. در شبیه‌سازی صورت گرفته، خط لوله اصلی انتقال گاز از پالایشگاه خانگیران تا ایستگاه تقویت فشار رامسر، همراه با ایستگاه‌های تقویت فشار موجود در مسیر در نظر گرفته شده است. یکی از مرتبط‌ترین کارهایی که پیش از این کار در زمینه آنالیز خارج از نقطه طرح ایستگاه تقویت فشار انجام شده است، توسط رزاقی و همکاران [۸] بوده که در این پروژه مدل‌سازی ترمودینامیکی و دینامیکی یک ایستگاه

1 Gas Compressor

2 Air Compressor

3 High Pressure Turbine

4 Low Pressure Turbine

5 Combustion Chamber

6 Scrubber

7 Bypass

متغیرهای هندسی و خصوصیات جریان و با استفاده از آنالیز ابعادی بیان کرد.

در این رابطه نتایج تابعی به صورت زیر بیان می‌شود: [۱۱]

$$\frac{P_{0,out}}{P_{0,in}}, \eta, \frac{\Delta T_0}{T_{0,in}} = f \left( \frac{\dot{m} \sqrt{RT_{0,in}}}{D^2 P_{0,in}}, \frac{ND}{\sqrt{RT_{0,in}}}, Re, \gamma \right) \quad (1)$$

حال فرضیات مناسبی لازم است تا از جملات معینی صرف نظر شود. برای یک موتور با سطح مقطع داده شده و برای کارکرد با چرخه ساده گاز می‌توان متغیرهای  $R$ ،  $\gamma$  و  $D$  را از گروه‌های بی‌بعد حذف کرد. علاوه بر آن، برای موتور با تغییرات سرعت کم، می‌توان عدد  $Re$  را نیز حذف کرد. گروه‌های نتیجه شده دیگر بی‌بعد نیستند و رابطه به صورت زیر در می‌آید:

$$\frac{P_{0,out}}{P_{0,in}}, \eta, \frac{\Delta T_0}{T_{0,in}} = f \left( \frac{\dot{m} \sqrt{T_{0,in}}}{P_{0,in}}, \frac{N}{\sqrt{T_{0,in}}} \right) \quad (2)$$

در این صورت می‌توان تابعیت این متغیرها را به صورت نمودارهایی بیان کرد که به آنها منحنی مشخصه<sup>۳</sup> می‌گویند که به طور معمول با تست گرفتن از دستگاه در شرایط مختلف کاری، عملکردهای پایدار خارج از نقطه طراحی بدست می‌آیند.

به طور کلی عملکرد خارج از نقطه طرح هر توربوماشین با دو منحنی مشخصه معین می‌شود، در این مقاله از دو منحنی مشخصه نسبت فشار بر حسب دبی جرمی و راندمان بر حسب دبی جرمی برای کمپرسور گاز و کمپرسور هوا استفاده شده است. در شکل ۳ و شکل ۴ هر دو منحنی مشخصه‌های کمپرسور گاز نشان داده شده است. در شکل ۵ نیز منحنی مشخصه نسبت فشار بر حسب دبی جرمی کمپرسور هوا نشان داده شده است. اعداد روی منحنی‌های هر شکل نسبت دور آن منحنی به دور نامی دستگاه را نشان می‌دهد، به عنوان مثال منحنی که با عدد ۱/۱ مشخص شده مربوط به وقتی است که آن دستگاه با دوری که ۱۰ درصد بیشتر از دور نامی می‌باشد، در حال گردش است.

برای هر یک از توربین‌های فشار بالا و فشار پایین، از دو منحنی مشخصه دبی جرمی بر حسب نسبت فشار و راندمان بر حسب نسبت فشار استفاده شده است. در شکل ۶ منحنی مشخصه دبی جرمی بر حسب نسبت

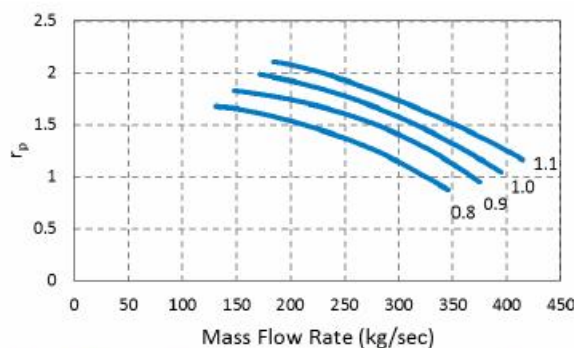


Fig. 3. GC characteristic curve, pressure ratio versus mass flow rate

شکل ۳: منحنی مشخصه نسبت فشار بر حسب دبی جرمی کمپرسور گاز

3 Characteristic Curve

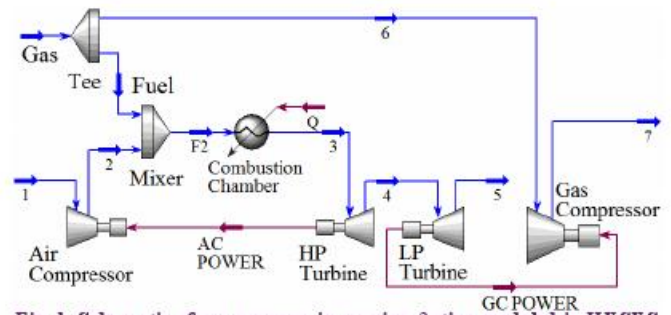


Fig. 1. Schematic of gas pressure increasing station modeled in HYSYS

شکل ۱: چرخه ایستگاه تقویت فشار شبیه‌سازی شده در نرم‌افزار هایسیسی

مورد نیاز محفظه احتراق از گاز ورودی به ایستگاه تامین می‌شود (گاز خروجی از محفظه احتراق که اکنون فشار و دمای آن به شدت افزایش یافته آماده انبساط در توربین‌ها شده است (نقطه ۳). گاز ابتدا یک مرحله در توربین فشار بالا منبسط می‌شود و کار تولید می‌شود. این کار صرف تامین توان مورد نیاز کمپرسور هوا و همچنین غلبه بر تلفات موجود در مسیر حرکت سیال می‌شود. سپس گاز خروجی از توربین فشار بالا وارد توربین فشار پایین می‌شود (نقطه ۴) تا یک مرحله‌ی دیگر منبسط شود و توان مورد نیاز کمپرسور گاز نیز تامین گردد.

از طرفی گاز طبیعی از طریق خط لوله انتقال گاز وارد ایستگاه تقویت فشار شده و به طور مستقیم وارد کمپرسور گاز می‌شود (نقطه ۶). کمپرسور گاز در واقع مهم‌ترین و اساسی‌ترین جزء ایستگاه تقویت فشار است، زیرا افزایش فشار گاز که مهم‌ترین وظیفه ایستگاه است، درون آن انجام می‌شود. در بیشتر ایستگاه‌های تقویت فشار گاز کشور که به تازگی ساخته شده‌اند، از توربین‌های گاز آلستوم<sup>۱</sup> فرانسوی به عنوان محرک کمپرسور گاز طبیعی استفاده می‌شود که کمپرسورهای گاز مورد استفاده، توسط شرکت زیمنس<sup>۲</sup> ساخته شده است. شکل ۲ نمایی از این نوع توربین را نشان می‌دهد [۹].

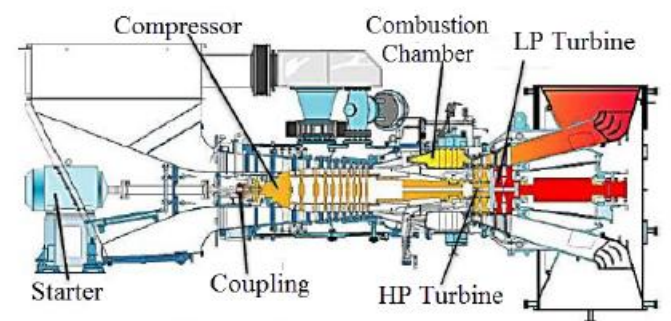


Fig. 2. Schematic of Alstom G.T.10B2 gas turbine

شکل ۲: نمایی از توربین گاز Alstom G.T.10B2 [۱۰]

۳- منحنی‌های مشخصه

عملکرد یک توربوماشین را می‌توان بر حسب متغیرهای کنترل،

1 Alstom  
2 Siemens

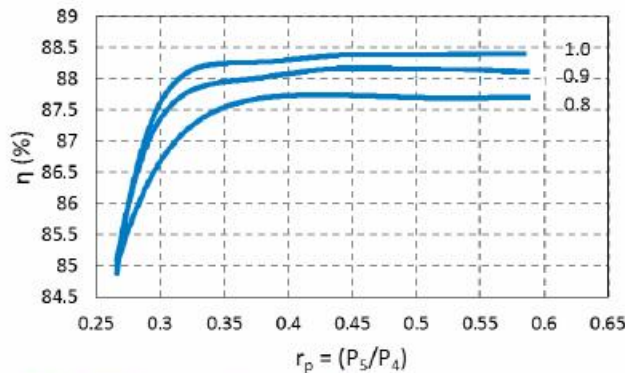


Fig. 7. LPT characteristic curve, efficiency versus pressure ratio

شکل ۷: منحنی مشخصه راندمان بر حسب نسبت فشار توربین فشار پایین

آن منحنی‌های مشخصه به داده‌های ماتریسی گسسته تبدیل شوند. برای این کار منحنی‌های مشخصه بوسیله نرم افزار پلات دیجیتایزر<sup>۱</sup> مدرج می‌شوند و با نقطه‌گذاری روی خطوط منحنی‌ها، نقاط روی هر خط به صورت جدول‌هایی در نرم افزار اکسل<sup>۲</sup> استخراج می‌شوند. سپس جدول بدست آمده در نرم‌افزار متلب ترسیم می‌شوند و با استفاده از جعبه ابزار منحنی برازش<sup>۳</sup> در نرم‌افزار متلب، توابع مناسب برای منحنی‌ها منطبق می‌شوند. بدین ترتیب تمامی منحنی‌های مشخصه به صورت توابعی استاندارد تبدیل شده و در اختیار خواهند بود. بعنوان مثال مطابق شکل ۳ تابع نسبت فشار کمپرسور گاز بر حسب دبی جرمی آن و بالعکس، در هر یک از دوره‌ها موجود است و مثلاً هر جا که دبی جرمی کمپرسور گاز در دور نامی آن ۳۰۰ کیلوگرم بر ثانیه باشد نسبت فشار آن ۱/۶ خواهد بود و می‌توان از ارتباط کمی بین پارامترها در روابط ترمودینامیکی و توربومشین‌ها استفاده کرد و این امر موجب می‌شود تا کار کردن با منحنی‌های مشخصه بسیار راحت‌تر شود. با داشتن این توابع و همچنین روابط ترمودینامیکی موجود، می‌توان بین خواص مختلف هر جزء ایستگاه ارتباط ایجاد کرده و نحوه تغییرات آنها بر حسب یکدیگر را بدست آورد.

#### ۴- نقطه طرح

به طور کلی هر توربومشین دارای یک شرایط کاری مشخص است که با توجه به این شرایط کاری، ساختمان داخلی آن طراحی و براساس این طراحی، ساخته می‌شود. نقطه طرح عبارتست از تعیین ویژگی‌های عملکردی دستگاه با توجه به ویژگی‌های سیال کاری. به عنوان مثال مشخصات نقطه طرح کمپرسور گاز در جدول ۱ آورده شده است. در جدول‌های ۲ تا ۵ نیز به ترتیب مشخصات نقطه طرح توربین فشار بالا، توربین فشار پایین، کمپرسور هوا و محفظه احتراق آورده شده است. هنگامی که دستگاه ساخته شد، دیگر ویژگی‌های دستگاه قابل تغییر دادن نیست اما شرایط کاری آن به هر دلیلی ممکن است تغییر کند.

فشار توربین فشار بالا و در شکل ۷ منحنی مشخصه راندمان بر حسب نسبت فشار توربین فشار پایین نشان داده شده است.

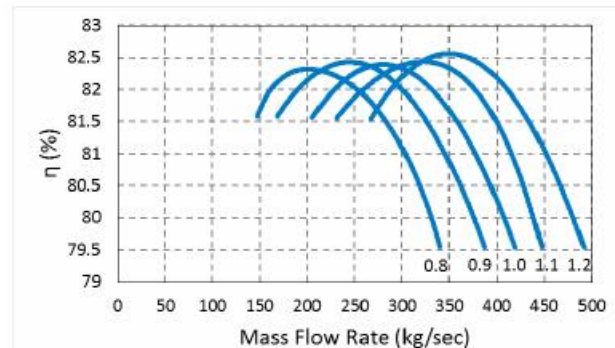


Fig. 4. GC characteristic curve, efficiency versus mass flow rate

شکل ۴: منحنی مشخصه راندمان بر حسب دبی جرمی کمپرسور گاز

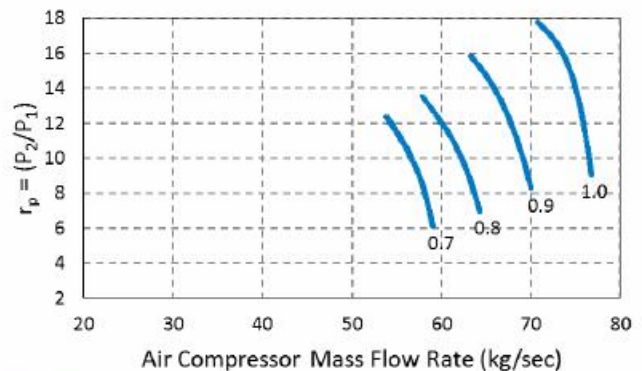


Fig. 5. AC characteristic curve, pressure ratio versus mass flow rate

شکل ۵: منحنی مشخصه نسبت فشار بر حسب دبی جرمی کمپرسور هوا

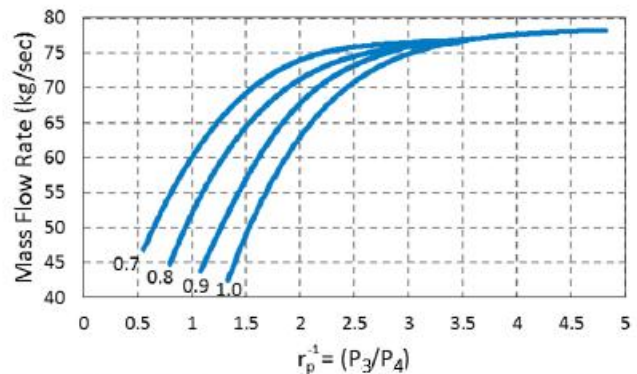


Fig. 6. HPT characteristic curve, mass flow rate versus pressure ratio

شکل ۶: منحنی مشخصه دبی جرمی بر حسب نسبت فشار توربین فشار بالا

برای نوشتن کد در نرم‌افزار متلب نیاز به داده‌های گسسته‌ی ماتریسی وجود دارد. همچنین به صورت خام نمی‌توان از منحنی‌های مشخصه برای آنالیز خارج از نقطه طرح استفاده کرد. بنابراین به ابزاری نیاز است تا بوسیله

1 Plot Digitizer  
2 Excel  
3 Curve Fitting

واحد	مقدار	کمیت
-	۰/۳۲۹	نسبت فشار ( $r_p$ )
rpm	۷۷۰۰	دور نامی ( $N$ )
MW	۲۱/۸	توان تولیدی

جدول ۴: مشخصات نقطه طرح کمپرسور هوا

Table 4. Design point characteristic of Air Compressor

واحد	مقدار	کمیت
kg/s	۷۵	دبی جرمی
K	۲۹۸	دمای ورودی
K	۶۸۸	دمای خروجی
rpm	۹۷۷۰	دور نامی ( $N$ )
bar	۰/۹۸۶	فشار ورودی
bar	۱۴/۲	فشار خروجی
-	۱۴/۴	نسبت فشار ( $r_p$ )
MW	۳۳	توان مصرفی

جدول ۵: مشخصات نقطه طرح محفظه احتراق

Table 5. Design point characteristic of Combustion Chamber

واحد	مقدار	کمیت
kg/s	۷۵	دبی جرمی هوا
K	۶۸۸	دمای ورودی
bar	۱۴/۲	فشار ورودی
kg/s	۱/۴۳	دبی جرمی سوخت
kJ/kg	۵۰۰۳۸	ارزش سوخت حرارتی
-	۹۹ %	راندمان احتراق
-	۴ %	افت فشار احتراق

اجزای تشکیل دهنده گاز ورودی به کمپرسور گاز و درصد مولی و ضرایب ظرفیت گرمایی آنها نیز در جدول ۶ آورده شده است.

جدول ۱: مشخصات نقطه طرح کمپرسور گاز  
Table 1. Design point characteristic of Gas Compressor

واحد	مقدار	کمیت
-	۸۲/۳ %	بازده ( $\eta$ )
kg/s	۳۰۶	دبی جرمی
K	۳۱۳	دمای ورودی
K	۳۵۰	دمای خروجی
MPa	۵	فشار ورودی
MPa	۷/۶۵	فشار خروجی
MW	۲۱/۸	توان مصرفی
-	۱/۵۳	نسبت فشار ( $r_p$ )
rpm	۷۷۰۰	دور نامی ( $N$ )
m/s	۱۵۰	سرعت خروجی

جدول ۲: مشخصات نقطه طرح توربین فشار بالا

Table 2. Design point characteristic of High Pressure Turbine

واحد	مقدار	کمیت
-	۸۸/۱۲ %	بازده ( $\eta$ )
kg/s	۷۶/۴	دبی جرمی
K	۱۴۵۳	دمای ورودی
bar	۱۳/۷	فشار ورودی
-	۰/۲۹۹	نسبت فشار ( $r_p$ )
rpm	۹۷۷۰	دور نامی ( $N$ )
MW	۳۰	توان تولیدی

جدول ۳: مشخصات نقطه طرح توربین فشار پایین

Table 3. Design point characteristic of Low Pressure Turbine

واحد	مقدار	کمیت
-	۸۸/۰۷ %	بازده ( $\eta$ )
kg/s	۷۶/۴	دبی جرمی
K	۱۱۴۱	دمای ورودی
bar	۴/۱	فشار ورودی

۵-۱- بی‌بعد سازی عوامل مؤثر در شرایط کاری مجموعه

نحوه تاثیر عوامل مختلف در قالب گروه‌های بی‌بعد بررسی می‌شود. این کار دو مزیت دارد، اول اینکه در تمامی منابع معتبر منحنی مشخصه‌های کاری دستگاه‌ها به صورت استاندارد بی‌بعد داده شده‌اند و دوم اینکه با بی‌بعد کردن متغیرها تعداد کل متغیرها کاهش می‌یابد و می‌توان تاثیر همزمان چند متغیر را یکجا دید. گروه‌های بی‌بعد استفاده شده در این مدل‌سازی در جدول ۷ آورده شده‌اند. لازم به ذکر است که گروه‌های بی‌بعد الزاماً بدون واحد نیستند و به گونه‌ای تعریف شده‌اند که مزیت‌های ذکر شده را داشته باشند [۱۱].

جدول ۷: گروه‌های بی‌بعد بکار برده شده

Table 7. Used dimensionless groups

گروه بی‌بعد	کاربرد
$r_p = P_{out} / P_{in}$	نسبت فشار، برای بررسی فشار خروجی و ورودی هر دستگاه
$N / \sqrt{T_0}$	دور بی‌بعد، برای بررسی تاثیر دور
$\Delta T_0 / T_{0,in}$	دمای بی‌بعد، برای بررسی تاثیر دمای ورودی و خروجی و توان دستگاه
$\dot{m} \sqrt{T_{0,in}} / P_{0,in}$	دبی بی‌بعد، برای بررسی دبی سیال عبوری از دستگاه
$\eta$	برای بررسی راندمان

با توجه به دور نامی و دبی جرمی نقطه طرح کمپرسور گاز که در جدول ۱ نشان داده شد، بازه تغییرات ۲۰ درصدی را برای این پارامترها در نظر گرفته و به کمک روابط موجود در مراجع [۱۳ و ۱۴] و منحنی‌های مشخصه کمپرسور گاز، سایر پارامترها از قبیل گروه‌های بی‌بعد جدول ۷ را برای کمپرسور گاز بدست آورده می‌شود. برخی از روابط استفاده شده به صورت زیر است:

$$T_{out} - T_{in} = \frac{T_{in}}{\eta_{comp}} \left[ \left( \frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (3)$$

$$Power = \rho Q \int_{T_{in}}^{T_{out}} C_{p,mix}(T) dT \quad (4)$$

$$C_{p,mix}(T) = \sum_i x_i C_{pi}(T) \quad (5)$$

$$C_{pi} = (C_0 + C_1\theta + C_2\theta^2 + C_3\theta^3)_i \quad (6)$$

$$\theta = \frac{T}{1000} \quad (7)$$

جدول ۶: اجزای گاز، درصد مولی اجزا و ضرایب ظرفیت گرمایی [۱۲]

Table 6. Gas components, Mole percent of Components and Coefficients of thermal capacity

اجزای گاز	درصد مولی	$C_0$	$C_1$	$C_2$	$C_3$
$N_2$	۵/۸۵	۱/۱۱	-۰/۴۸	۰/۹۶	۴۲/۰-
$CO_2$	۰/۰۶	-۰/۴۵	۱/۶۷	-۱/۲۷	۰/۹۳
$CH_4$	۸۸/۳	۱/۲	۳/۲۵	۰/۷۵	-۰/۷۱
$C_2H_6$	۳/۸۴	-۰/۱۸	۵/۹۲	-۲/۳۱	۰/۲۹
$C_3H_8$	۱/۱۸	-۰/۰۱	۶/۹۵	-۳/۶	۰/۷۳
$C_4H_{10}$	۰/۵۷	۰/۱۶۳	۵/۷	-۱/۹۱	-۰/۰۵
$C_5H_{12}$	۰/۲۲		$C_p = 1/81558$		
$C_6H_{14}$	۰/۰۹		$C_p = 1/70837$		
C	۰/۱۶		$C_p = 0/61$		

۵-۰ آنالیز نقطه طرح و خارج از نقطه طرح کمپرسور گاز

مهم‌ترین المان موجود در هر ایستگاه تقویت فشار، کمپرسور گاز است زیرا وظیفه اصلی ایستگاه تقویت فشار گاز که همان افزایش فشار گاز است، توسط کمپرسور گاز انجام می‌شود. از این رو مدل‌سازی ایستگاه تقویت فشار گاز در خارج از نقطه طرح نیز از کمپرسور گاز آغاز می‌شود و مدل‌سازی سایر بخش‌ها نیز وابسته به مدل‌سازی کمپرسور گاز است.

کمپرسور گاز از نوع کمپرسورهای گریز از مرکز (شعاعی) بوده که گاز توسط خط لوله به آن وارد می‌شود و پس از افزایش فشار به میزان مورد نیاز از کمپرسور گاز خارج شده و دوباره وارد خط لوله می‌شود. در ابتدا باید بررسی شود که چه عواملی موجب تغییر شرایط کاری سیستم می‌شوند. به طور کلی عوامل موجود را به می‌توان به دو دسته تقسیم کرد، دسته‌ی اول شرایط فیزیکی گاز و دسته‌ی دوم شرایط کاری دستگاه. در بررسی شرایط فیزیکی گاز دو خاصیت ترمودینامیکی مستقل گاز (در این جا دما و فشار) در نظر گرفته می‌شوند. دمای گاز با توجه به تغییرات زیاد دمای هوای اطراف لوله در طول سال تغییرات قابل توجهی دارد. فشار گاز نیز بسته به فاصله ایستگاه از ایستگاه قبلی، جنس و میزان زبری لوله و نحوه لوله‌کشی مسیر که افت فشارها را تغییر می‌دهد، تغییر می‌کند. در بررسی شرایط کاری دستگاه عامل اصلی دور کمپرسور است که به طور مستقیم بر روی دبی کمپرسور نیز تاثیر می‌گذارد. اما یک تفاوت عمده میان دسته‌ی اول و دوم وجود دارد و آن هم این است که تغییر شرایط گاز قابل کنترل نیست و تغییرات آن به طور نامنظم و برنامه‌ریزی نشده است ولی تغییرات دور دستگاه در اختیار کاربر دستگاه است و می‌توان با تغییر دور دستگاه و به تبع آن دبی دستگاه، به طور برنامه‌ریزی شده سعی کرد همیشه دستگاه در حالتی نزدیک به حالت مطلوب و بهینه کار کند.

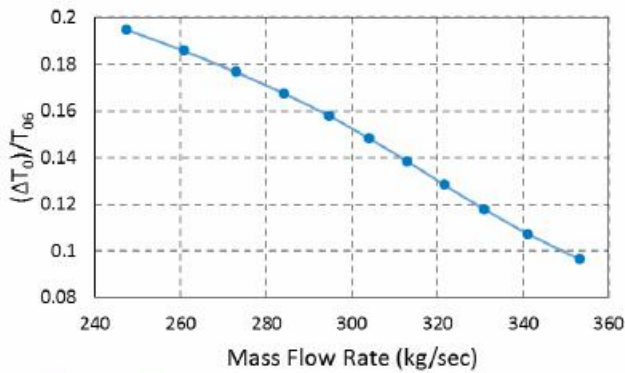


Fig. 10. GC dimensionless temperature versus mass flow rate

شکل ۱۰: منحنی دمای بی‌بعد کمپرسور گاز برحسب دبی جرمی آن در دور نامی

می‌کند. این همان توانی است که با تغییر شرایط رخ داده، توربین فشار پایین باید برای کمپرسور گاز فراهم کند. رفتار نتایج حاصل از دو نرم‌افزار متلب و هایسیس مشابه هم می‌باشد و حداکثر اختلاف بین مقادیر این دو نتیجه ۷ درصد است. در شکل ۱۲ نیز تغییرات توان مصرفی کمپرسور گاز بر حسب دبی جرمی آن در دور نامی ترسیم شده است که نشان می‌دهد با افزایش دبی جرمی کمپرسور گاز، توان مصرفی آن کاهش پیدا می‌کند. همانطور که مشاهده می‌شود رفتار نتایج حاصل از دو نرم‌افزار متلب و هایسیس مشابه هم می‌باشد و حداکثر اختلاف بین مقادیر این دو نتیجه ۷ درصد است. با دقت در شکل‌های ۱۱ و ۱۲، مشاهده می‌شود که نسبت فشار کمپرسور گاز و دبی جرمی آن رفتاری تقریباً معکوس با یکدیگر دارند و این رفتار مشابه منحنی مشخصه نسبت فشار بر حسب دبی جرمی کمپرسور گاز است که در شکل ۳ نشان داده شد.

در شکل ۱۳ تغییرات دمای خروجی کمپرسور گاز بر حسب نسبت فشار در دور نامی آن ترسیم شده است که نشان می‌دهد با افزایش نسبت فشار کمپرسور گاز، دمای خروجی آن افزایش پیدا می‌کند. رفتار نتایج حاصل از دو نرم‌افزار متلب و هایسیس دقیقاً مشابه هم می‌باشد و حداکثر اختلاف بین مقادیر این دو نتیجه ۰/۲ درصد است. دمای خروجی کمپرسور گاز، دمای

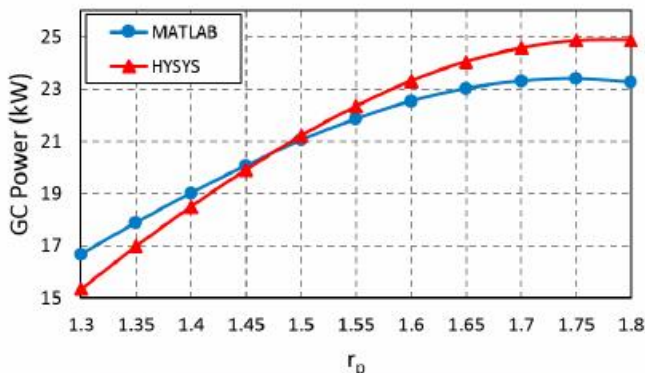


Fig. 11. GC power consumption versus pressure ratio

شکل ۱۱: منحنی توان مصرفی کمپرسور گاز برحسب نسبت فشار آن در دور نامی

$$x_i = \frac{y_i w_i}{\sum_i y_i w_i} \quad (8)$$

درصد مولی اجزا و ضرایب ظرفیت گرمایی در جدول ۶ آورده شده بود. به عنوان نمونه در شکل ۸ نحوه تغییرات راندمان کمپرسور گاز برحسب نسبت فشار در دور نامی آن ترسیم شده است و همانطور که مشخص است راندمان به ازای یک نسبت فشار خاص بیشینه می‌شود. در شکل ۹ تغییرات دمای بی‌بعد کمپرسور گاز بر حسب نسبت فشار در دور نامی آن ترسیم شده است که نشان می‌دهد با افزایش نسبت فشار کمپرسور گاز، دمای بی‌بعد آن به طور خطی افزایش می‌یابد. در شکل ۱۰ تغییرات دمای بی‌بعد کمپرسور گاز بر حسب دبی جرمی آن ترسیم شده است که نشان می‌دهد با افزایش دبی جرمی کمپرسور گاز، دمای بی‌بعد آن کاهش می‌یابد.

در ادامه در چند شکل مقایسه‌ای بین نتایج حاصل از حل معادلات در نرم‌افزار متلب و نتایج حاصل از شبیه‌سازی در نرم‌افزار هایسیس آورده می‌شود. در شکل ۱۱ تغییرات توان مصرفی کمپرسور گاز بر حسب نسبت فشار در دور نامی آن ترسیم شده است که نشان می‌دهد با افزایش نسبت فشار کمپرسور گاز، توان مصرفی آن افزایش و سپس شروع به کاهش یافتن

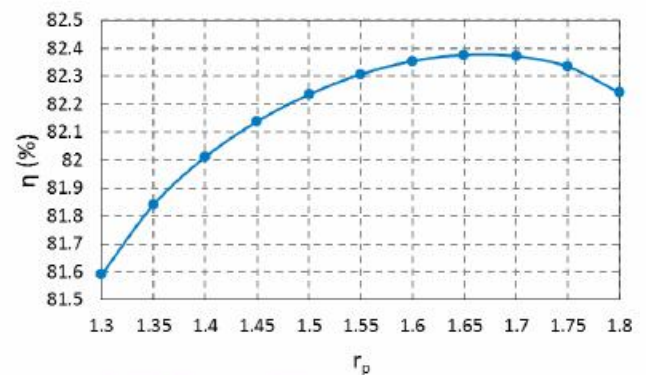


Fig. 8. GC power efficiency versus pressure ratio

شکل ۸: منحنی راندمان کمپرسور گاز برحسب نسبت فشار آن در دور نامی

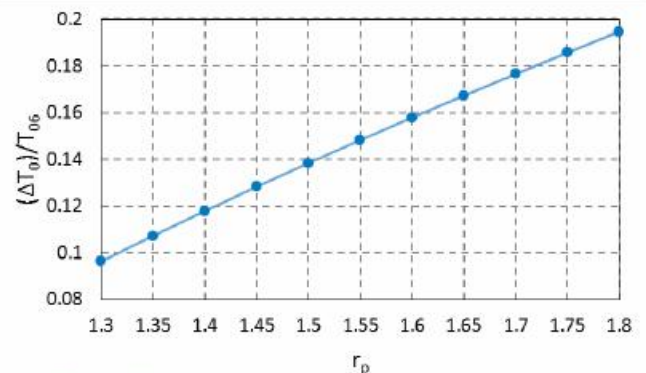


Fig. 9. GC dimensionless temperature versus pressure ratio

شکل ۹: منحنی دمای بی‌بعد کمپرسور گاز برحسب نسبت فشار آن در دور نامی

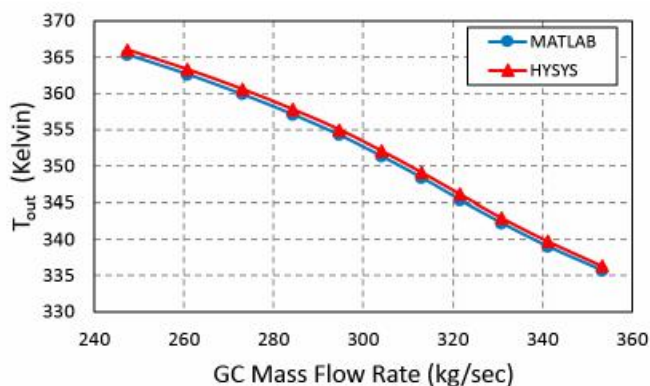


Fig. 14. GC outlet temperature versus mass flow rate

شکل ۱۴: منحنی دمای خروجی کمپرسور گاز برحسب دبی جرمی آن در دور نامی

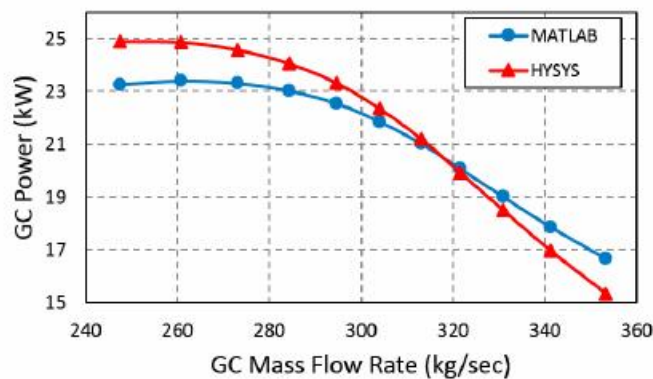


Fig. 12. GC power consumption versus mass flow rate

شکل ۱۲: منحنی توان مصرفی کمپرسور گاز برحسب دبی جرمی آن در دور نامی

برروی هم قرار نمی‌گیرد و تنها می‌توان به صورت کیفی روندها را مقایسه کرد. به عنوان راستی‌آزمایی شکل ۱۵ نمودار تغییرات دمای خروجی کمپرسور گاز بر حسب فشار ورودی برای ایستگاه تقویت فشار گاز بیجار را که مربوط به مرجع [۸] است، نشان می‌دهد. حال اگر مقایسه‌ای بین شکل ۱۵ و نتایج کار حاضر (با توجه به شکل ۱۳) انجام شود با یکسان‌سازی واحد و در نظر گرفتن اینکه فشار خروجی کمپرسور، همان فشار اسمی آن باشد، نتایج مقایسه را می‌توان در شکل ۱۵ دید که روند قابل قبولی را دارد.

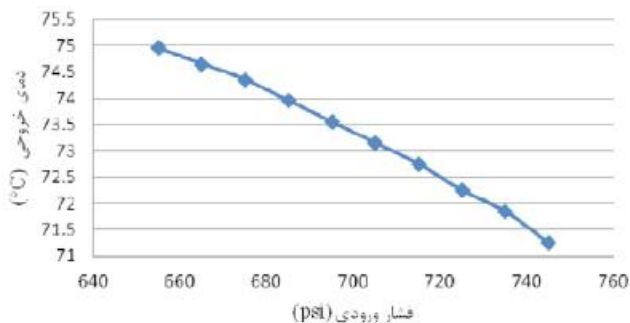


Fig. 15. GC outlet temperature versus inlet pressure [8]

شکل ۱۵: منحنی دمای خروجی کمپرسور گاز برحسب فشار ورودی، استخراج شده از مرجع [۸]

خروجی از ایستگاه تقویت فشار گاز است و باید طوری تنظیم شود که با توجه به مسافت تا ایستگاه تقویت فشار گاز بعدی و شرایط آب و هوایی، یخ‌زدگی در داخل لوله‌های گاز ایجاد نشود. در شکل ۱۴ نیز تغییرات دمای خروجی کمپرسور گاز بر حسب دبی جرمی آن در دور نامی ترسیم شده است که نشان می‌دهد با افزایش دبی جرمی کمپرسور گاز، دمای خروجی آن کاهش پیدا می‌کند. همانطور که مشاهده می‌شود رفتار نتایج حاصل از دو نرم‌افزار متلب و هایسیس مشابه هم می‌باشد و حداکثر اختلاف بین مقادیر این دو نتیجه ۰/۲ درصد است. با دقت در شکل‌های ۱۳ و ۱۴، مشاهده می‌شود که نسبت فشار کمپرسور گاز و دبی جرمی آن رفتاری تقریباً معکوس با یکدیگر دارند و این رفتار مشابه منحنی مشخصه نسبت فشار بر حسب دبی جرمی کمپرسور گاز است که در شکل ۳ نشان داده شد.

داده‌های اولیه کار حاضر تجربی است چرا که از منحنی‌های مشخصه استفاده شده است. از طرفی در اغلب پروژه‌های انجام شده مشابه، تنها به بررسی کمپرسور گاز ایستگاه تقویت فشار پرداخته شده است، همچنین معمولاً این بررسی‌ها در یک ایستگاه تقویت فشار با محل مشخص انجام می‌شود و داده‌های ورودی آن از قبیل دمای ورودی و فشار ورودی و غیره مربوط به آن موقعیت خاص بوده لذا در راستی‌آزمایی، مقادیر کمی طبیعتاً

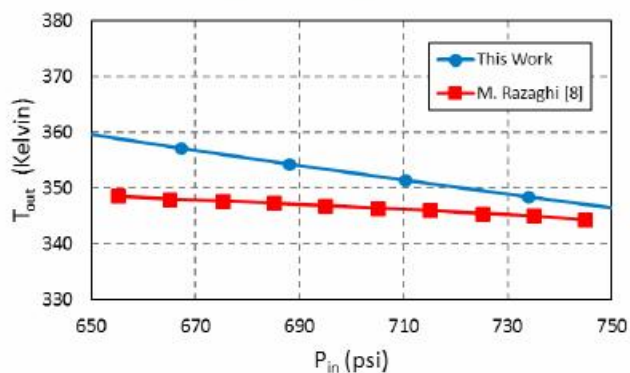


Fig. 16. Comparison GC outlet temperature versus inlet pressure of present work with reference [8]

شکل ۱۶: مقایسه دمای خروجی کمپرسور گاز برحسب فشار ورودی کار حاضر با مرجع [۸]

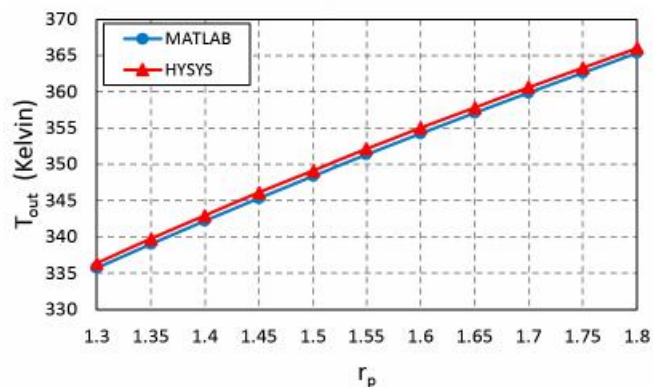


Fig. 13. GC outlet temperature versus pressure ratio

شکل ۱۳: منحنی دمای خروجی کمپرسور گاز برحسب نسبت فشار



هستند، با این دبی جرمی از روی منحنی مشخصه‌های توربین مولد گاز، نسبت فشار و راندمان توربین مولد گاز یادداشت می‌شود. همچنین با این داده‌ها توان تولیدی توربین مولد گاز نیز بدست می‌آید.

۵. سپس با داشتن دبی جرمی توربین مولد گاز و کم کردن دبی سوخت از آن، دبی جرمی کمپرسور هوا محاسبه می‌شود. همچنین با توجه به این که توان مورد نیاز کمپرسور هوا توسط توربین مولد گاز تامین می‌شود، با این داده‌ها نسبت فشار و راندمان کمپرسور هوا از روی منحنی مشخصه‌های آن بدست می‌آیند.

۶. حال با جایگزینی اطلاعات بدست آمده برای اجزای چرخه در نرم‌افزار هایسیس [۱۵] بررسی می‌شود که آیا توان مورد نیاز کمپرسور گاز با توان تولیدی توربین قدرت برابر است یا نه؟ برای این کار فشار خروجی توربین قدرت بین دو نرم‌افزار متلب و هایسیس مقایسه می‌شوند. (فشار خروجی محاسبه شده توسط نرم‌افزار متلب با استفاده از داده‌های استخراجی از منحنی‌های مشخصه بدست آمده است در صورتی که فشار خروجی محاسبه شده توسط نرم‌افزار هایسیس با جایگزینی اطلاعات بدست آمده برای اجزای چرخه ایستگاه بدست آمده است) در صورتی که فشارهای محاسبه شده توسط نرم‌افزارها به هم نزدیک باشند، نسبت فشار حدس زده شده برای توربین قدرت درست بوده و چرخه هماهنگ شده است. در غیر این صورت با حدس جدید روند بالا تکرار می‌شود تا جواب قابل قبولی یافت شود.

۷. برای در نظر گرفتن تاثیر دور کمپرسور گاز و کمپرسور هوا، ۶ مرحله‌ی بالا، ۹ بار برای هر نقطه کاری بدست آمده، انجام می‌شود. (۳ حالت برای دور هر کمپرسور شامل ۸۰٪ و ۹۰٪ و ۱۰۰٪ دور نامی).

در نهایت برای ۱۱ حالت دبی جرمی گاز، سعی و خطا انجام می‌شود و سپس ۹۹ نقطه کاری (هر حالت دبی ۹ نقطه  $99=11 \times 9$ ) بدست می‌آید. با ترسیم این نقاط کاری بر روی منحنی مشخصه اجزای مختلف ایستگاه، منحنی تعادل کاری هر جزء بدست می‌آید.

حال با داشتن این نقاط تعادل کاری می‌توان نحوه تغییرات پارامترهای موجود در مسئله با یکدیگر را به صورت نمودار ترسیم کرد. هدف این است که بررسی شود عملکرد توربین‌ها و کمپرسور هوا در اثر تغییر محدوده کارکرد توربین گاز (که در بخش قبل بررسی شد و تغییرات آن دیده شد) چگونه است.

در شکل‌های ۱۷ تا ۲۰ برخی از این تغییرات در دور نامی کمپرسور گاز در قالب نمودار آورده شده است. به عنوان مثال در شکل ۱۷ تغییرات نسبت فشار توربین‌های فشار بالا و فشار پایین بر حسب تغییرات نسبت فشار کمپرسور گاز رسم شده است، در بخش قبل تغییرات توان مورد نیاز کمپرسور گاز، راندمان کمپرسور گاز، دمای بی‌بعد کمپرسور گاز و دبی جرمی

اکنون ارتباط تمام پارامترهای کمپرسور گاز با یکدیگر بدست آمده است و برای نمونه در شکل‌های ۸ تا ۱۴ روند برخی از آنها نشان داده شد. همچنین مشاهده شد که نتایج حاصل از دو نرم‌افزار تطابق خوبی با یکدیگر دارند. پس از بررسی خارج از نقطه طرح کمپرسور گاز نوبت به سایر اجزای چرخه می‌رسد تا بررسی شود که آنها با این تغییرات پیش آمده برای کمپرسور گاز چه عملکردی خواهند داشت و آنها نیز در خارج از نقطه طرح مورد بررسی قرار گیرند، البته به نحوی که با کمپرسور گاز هماهنگ باشند.

## ۶- آنالیز خارج از نقطه طرح توربین قدرت و چرخه مولد گاز

منظور از آنالیز خارج از نقطه طرح، بررسی عوامل تغییر شرایط کاری دستگاه و نحوه تاثیر این تغییرات بر عملکرد کلی دستگاه است. هم چنین هدف نهایی یافتن شرایط بهینه کاری دستگاه است.

منظور از چرخه مولد گاز، کمپرسور هوا و توربین فشار بالا است. همچنین منظور از توربین قدرت همان توربین فشار پایین است که توان مورد نیاز کمپرسور گاز را تامین می‌کند. مرتبط‌ترین عضو ایستگاه به کمپرسور گاز همین توربین قدرت است زیرا با کمپرسور گاز بر روی یک محور قرار گرفته و سرعت دوران این دو یکسان است و همچنین توان تولیدی آن باید به اندازه‌ای باشد که بتواند توان مورد نیاز کمپرسور گاز را به خوبی تامین کند. تفاوت عمده آنالیز خارج از نقطه طرح در این بخش با بخش قبلی در این است که بر خلاف بخش قبل که یک توربوماشین به تنهایی بررسی می‌شد، در اینجا باید چندین جزء ایستگاه با هم منطبق بشوند که مسلماً پیچیدگی‌های مسئله را بیش‌تر می‌کند. از این رو برای حل مسئله از روش سعی و خطا استفاده می‌شود زیرا برای شروع کار باید از یک جزء آغاز گردد و ویژگی‌های مورد نیاز اجزای دیگر حدس زده شود تا بتوان کل چرخه را به هم مرتبط کرد.

## ۶-۱- روش سعی و خطا

مرحله روش حدس و خطای به کار رفته در ادامه شرح داده می‌شود [۱۴]. همچنین به عنوان یک نمونه، سعی و خطای انجام شده برای یک نقطه با دبی جرمی ۳۳۱ کیلوگرم بر ثانیه و در دورهای نامی کمپرسور گاز و کمپرسور هوا در جدول ۸ نشان داده شده که بعد از چهار مرحله سعی و خطا به نتیجه درست رسیده است:

۱. ابتدا تعدادی نقطه کاری محدود با توجه به داده‌های کمپرسور گاز

استخراج می‌شود، سپس برای هر نقطه توان مورد نیاز کمپرسور گاز که باید توربین قدرت تامین کند، محاسبه می‌شود.

۲. برای شروع فرآیند سعی و خطا یک نسبت فشار برای توربین قدرت حدس زده می‌شود.

۳. با این نسبت فشار از روی منحنی مشخصه‌های توربین قدرت، دبی و راندمان توربین قدرت ثبت می‌شود.

۴. با توجه به اینکه دبی جرمی توربین‌های قدرت و مولد گاز برابر

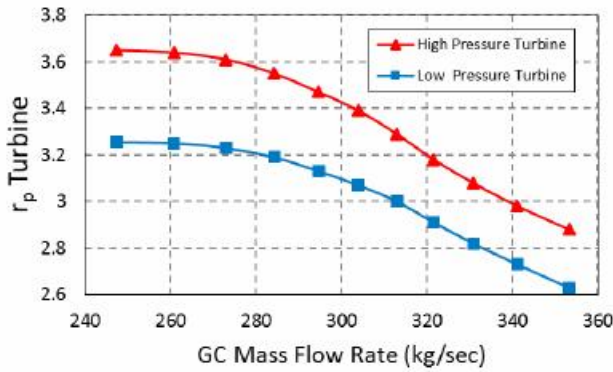


Fig. 18. Turbines pressure ratio versus GC mas flow rate

شکل ۱۸: منحنی تغییرات نسبت فشار توربین‌های فشار بالا و فشار پایین برحسب دبی جرمی کمپرسور گاز در دور نامی

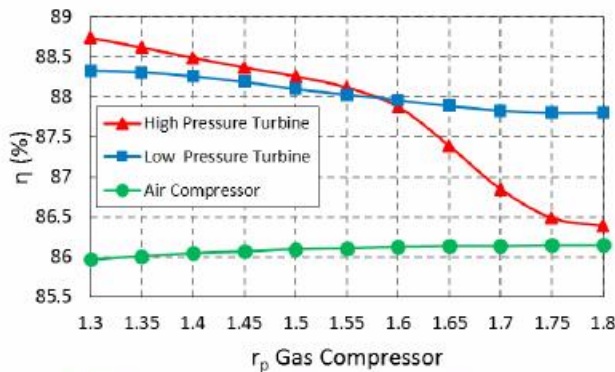


Fig. 19. Turbines and AC efficiency versus GC p pressure ratio

شکل ۱۹: منحنی تغییرات راندمان توربین‌های فشار بالا، فشار پایین و کمپرسور هوا برحسب نسبت فشار کمپرسور گاز در دور نامی

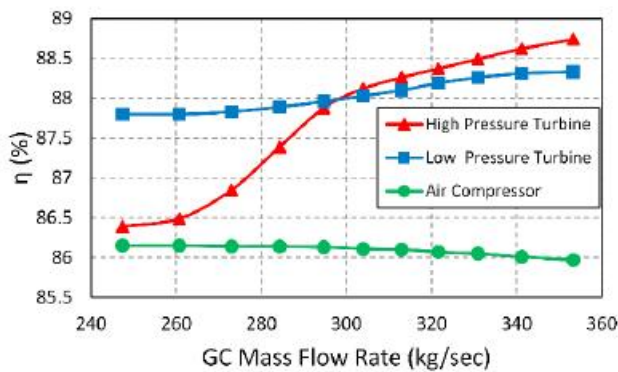


Fig. 20. Turbines and AC efficiency versus GC mass flow rate

شکل ۲۰: منحنی تغییرات راندمان توربین‌های فشار بالا، فشار پایین و کمپرسور هوا برحسب دبی جرمی کمپرسور گاز در دور نامی

آنالیز خارج از نقطه طرح سایر اجزای ایستگاه تقویت فشار گاز بررسی شد، پارامترهای توربین‌ها و کمپرسور هوا برحسب تغییرات نسبت فشار کمپرسور گاز یا بر حسب دبی کمپرسور گاز بیان شد. البته می‌توان با استفاده از داده‌های بخش قبل، نمودارها را بر حسب سایر پارامترهای کمپرسور گاز

جدول ۸: یک نمونه از سعی و خطا انجام شده برای دبی جرمی ۳۳۱ کیلوگرم بر ثانیه و در دورهای نامی کمپرسورها

Table 8. A sample of trial and error used for mass flow rate=331 kg/s

Iteration	1	2	3	4
$r_p^{-1}$ (LPT)	2.91	2.80	2.81	2.82
$\eta$ (LPT)	88.19	88.27	88.27	88.26
$m$ (LPT)	75.81	75.23	75.28	75.34
$m$ (HPT)	75.81	75.23	75.28	75.34
$\eta$ (HPT)	88.37	88.52	88.51	88.49
$r_p^{-1}$ (HPT)	3.18	3.05	3.07	3.08
$m$ (AC)	74.38	73.80	73.85	73.91
$\eta$ (AC)	86.07	86.04	86.04	86.05
$r_p$ (AC)	14.93	15.58	15.51	15.44
$P_5$ (Matlab)	153.7	173.7	171.7	170.0
$P_5$ (Hysys)	166.6	170.9	170.5	170.1
Result	✗	✗	✗	✓

کمپرسور گاز بر حسب نسبت فشار کمپرسور گاز بدست آورده شد، پس حال تغییرات توان مورد نیاز، راندمان، دمای بی‌بعد و دبی جرمی کمپرسور گاز بر حسب نسبت فشار توربین فشار بالا و توربین فشار پایین مشخص است. این رابطه‌ها برای سایر نمودارها نیز قابل تعمیم است.

در شکل ۱۸ نمودار تغییرات نسبت فشار توربین‌های فشار بالا و فشار پایین بر حسب تغییرات دبی جرمی کمپرسور گاز نشان داده شده است. در شکل ۱۹ تغییرات راندمان توربین فشار بالا، توربین فشار پایین و کمپرسور هوا برحسب تغییرات نسبت فشار کمپرسور گاز نشان داده شده است. در شکل ۲۰ نیز تغییرات راندمان توربین فشار بالا، توربین فشار پایین و کمپرسور هوا برحسب تغییرات دبی جرمی کمپرسور گاز نشان داده شده است.

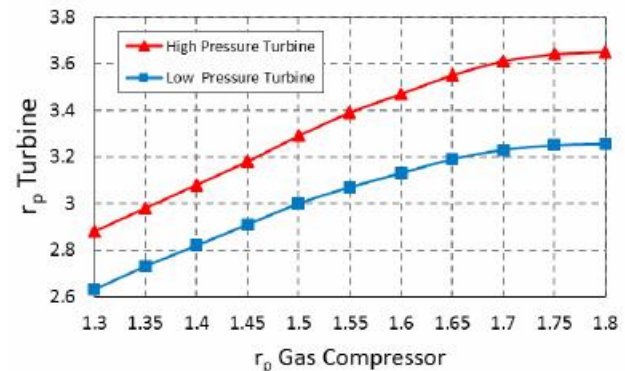


Fig. 17. Turbines pressure ratio versus GC p pressure ratio

شکل ۱۷: منحنی تغییرات نسبت فشار توربین‌های قدرت و مولد گاز برحسب نسبت فشار کمپرسور گاز در دور نامی

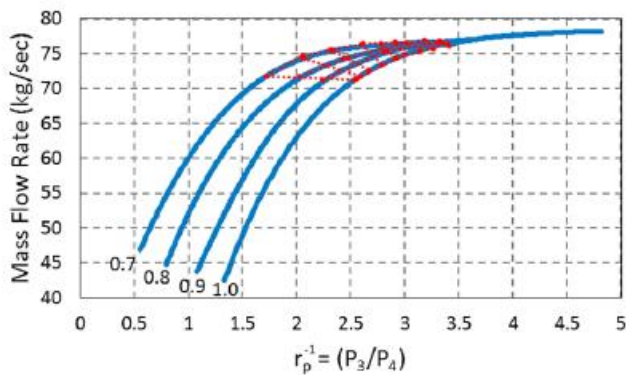


Fig. 23. Proposed range for operation of HPT on the mass flow rate versus pressure ratio

شکل ۲۳: محدوده پیشنهادی عملکرد برای توربین فشار بالا روی منحنی مشخصه دبی جرمی بر حسب نسبت فشار

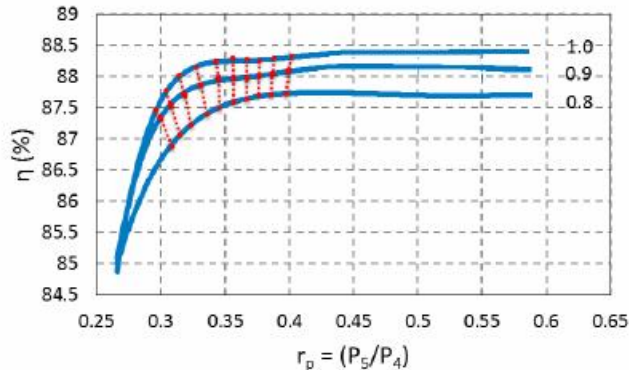


Fig. 24. Proposed range for operation of LPT on the efficiency versus pressure ratio

شکل ۲۴: محدوده پیشنهادی عملکرد برای توربین فشار پایین روی منحنی مشخصه راندمان بر حسب نسبت فشار

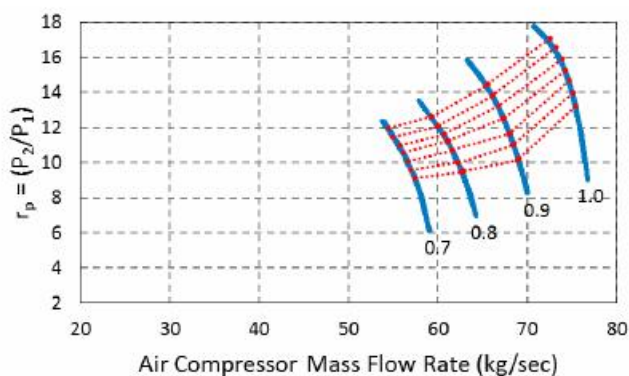


Fig. 25. Proposed range for operation of AC on the pressure ratio versus mass flow rate characteristic curve

شکل ۲۵: محدوده پیشنهادی عملکرد برای کمپرسور هوا روی منحنی مشخصه نسبت فشار بر حسب دبی جرمی

بدین ترتیب محدوده مجاز و صحیح کارکرد ایستگاه تقویت فشار گاز بدست می‌آید.

نیز بیان کرد. به عبارتی اکنون با تغییر هر پارامتر کمپرسور گاز می‌توان نتیجه‌ی آن را در توربین‌ها و کمپرسور هوا دید. در ادامه با مشخص کردن محل قرارگیری نقاط کاری بر روی منحنی مشخصه اجزای ایستگاه، محدوده تعادل کاری ایستگاه ترسیم می‌شود. بدین صورت که اگر ایستگاه در شرایطی کار کند که به این محدوده کاری نزدیک باشد، راندمان بهتری خواهد داشت و دچار مشکلاتی از قبیل سرچ نیز نمی‌شود. بعنوان مثال برخی از این نواحی تعادل کاری بدست آمده، روی منحنی مشخصه‌های مربوطه خود در شکل‌های ۲۱ تا ۲۵ نشان داده شده است.

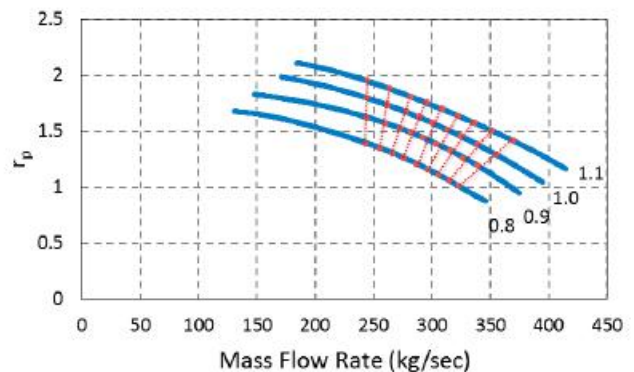


Fig. 21. Proposed range for operation of GC on the pressure ratio versus mass flow rate characteristic curve

شکل ۲۱: محدوده پیشنهادی عملکرد برای کمپرسور گاز روی منحنی مشخصه نسبت فشار بر حسب دبی جرمی

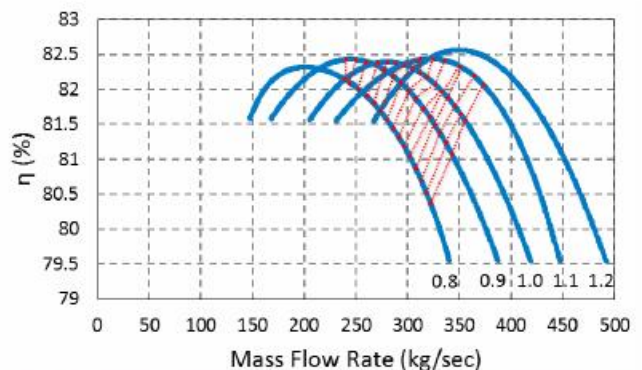


Fig. 22. Proposed range for operation of GC on the efficiency versus mass flow rate characteristic curve

شکل ۲۲: محدوده پیشنهادی عملکرد برای کمپرسور گاز روی منحنی مشخصه راندمان بر حسب دبی جرمی

در شکل‌های ۲۱ و ۲۲ این محدوده تعادل روی منحنی مشخصه‌های نسبت فشار بر حسب دبی جرمی کمپرسور گاز و راندمان بر حسب نسبت فشار کمپرسور گاز نشان داده شده است. در شکل ۲۳ محدوده تعادل روی منحنی مشخصه دبی جرمی بر حسب نسبت فشار توربین فشار بالا آورده شده است. در شکل ۲۴ محدوده تعادل روی منحنی مشخصه راندمان بر حسب نسبت فشار توربین فشار پایین نشان داده شده است. در شکل ۲۵ نیز محدوده تعادل روی منحنی مشخصه نسبت فشار بر حسب دبی جرمی کمپرسور گاز نشان داده شده است.

## ۷- نتایج

## فهرست علائم

$r_p$	نسبت فشار
$T$	دما، K
$P$	فشار، Pa
$N$	سرعت دوران، rpm
$\dot{m}$	دبی جرمی، kg/s
$Q$	دبی حجمی، m <sup>3</sup> /s
$C_p$	ظرفیت گرمایی، kJ/kg.K
$D$	قطر توربوماشین
$R$	ثابت گازها
$x_i$	نسبت جرمی هر جزء
$y_i$	نسبت مولی هر جزء
$w_i$	وزن مولکولی هر جزء
$Re$	عدد بی بعد رینولدز
$GC$	کمپرسور گاز
$AC$	کمپرسور هوا
$HPT$	توربین فشار بالا
$LPT$	توربین فشار پایین
علائم یونانی	
$\eta$	راندمان
$\rho$	چگالی، kg/m <sup>3</sup>
$\gamma$	ضریب اتمیسته
زیرنویس‌ها	
$O$	شرایط سکون
$P$	شرایط فشار ثابت
$in$	شرایط ورودی بدستگاه
$out$	شرایط خروجی از دستگاه

- با بررسی نمودارهای بدست آمده، می‌توان نتایج زیر را برداشت کرد:
- در بین تجهیزات ایستگاه تقویت فشار، توربین فشار پایین کمترین تغییرات را دارد و در محدوده کوچکی پارامترهای آن تغییر می‌کند.
  - در مورد توربین فشار بالا نیز تغییرات دبی و تا حدودی نسبت فشار آن کم است اما راندمان آن محدوده تغییرات زیادی داشته است.
  - دبی و نسبت فشار کمپرسور هوا نیز تغییراتش منظم بوده است اما راندمان آن در بعضی مواقع خارج از محدوده مناسب بوده و نوسانات زیادی داشته است.
  - با افزایش دبی کمپرسور گاز، راندمان توربین فشار بالا و فشار پایین افزایش یافته، اما راندمان کمپرسور گاز تغییرات کمی داشته است و دمای گاز خروجی از کمپرسور گاز کاهش می‌یابد. همچنین دبی هوای مورد نیاز کمپرسور هوا و نسبت فشار کمپرسور هوا افزایش می‌یابند.
  - با افزایش نسبت فشار کمپرسور گاز، راندمان توربین فشار بالا و فشار پایین کاهش یافته، اما راندمان کمپرسور گاز تغییرات کمی داشته و نسبت فشار توربین‌ها نیز افزایش پیدا کرده است. همچنین دبی هوای مورد نیاز کمپرسور هوا و نسبت فشار کمپرسور هوا کاهش یافته است.
  - هرچه سرعت دوران کمپرسورها کمتر می‌شود، توان مورد نیاز آنها کمتر شده و توربین‌ها نیز توان کمتری تولید می‌کنند. بنابراین در فصول گرمتر سال که مصرف گاز طبیعی کمتر است، بهتر است برای راندمان بالاتر و صرفه‌جویی در مصرف انرژی کمپرسورها را روی دور کمتر از دور نامی قرار داد.
  - در فصول سرد سال اولاً به دلیل افزایش مصرف گاز باید دبی خط لوله افزایش یابد. ثانیاً دما و فشار گاز نسبت به حالت معمولی کمتر است. بنابراین این عوامل موجب می‌شوند تا ایستگاه مجبور باشد با حداکثر توان خود کار کند. برای این کار کمپرسورها مجبورند تا با سرعت دورانی بیش از حالت نامی کار کنند که این امر خود موجب کاهش راندمان مجموعه می‌شود.

## ۸- نتیجه‌گیری

به کارگیری خطوط تعادل کاری ترسیم شده به کاربر دستگاه‌ها این امکان را می‌دهد تا در هر حالت با توجه به دبی گاز مصرفی ایستگاه، دور کمپرسورها را در حالتی تنظیم کنند که هم توان مورد نیاز آنها تامین شود و هم راندمان اجزای ایستگاه مقدار قابل قبولی داشته باشد. بنابراین استفاده از این خطوط تعادل کاری بدست آمده می‌تواند به بهینه کردن عملکرد ایستگاه با توجه به شرایط کاری مختلف کمک کند.

## منابع

- [1] Karderli, H., "introduction of Gas Pressure Increasing Station", *training and development staffing of National Iranian Gas Company*, 2004. (in Persian)
- [2] Pinelli, M., A. Mazzi and G. Russo, "Arrangement and Optimization Turbocompressors in an Off-Shore Natural Gas Extraction Station", *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, 4 (2005): 267-274.
- [3] Botros, K. K., "Single Versus Dual Recycle System Dynamic of High Pressure Ration, Low Inertia Centrifugal Compressor Stations", *Journal of Engineering for Gas*

- Modeling of Gas Compression Station*". MS Thesis, Iran University of Science and Technology, 2011. (In Persian)
- [9] Ludwig, Ernest E., "*Applied Process Design for chemical and petrochemical Plant*", 3, Third Edition, 2002.
- [10] Nordstrom, L., "*Construction of a Simulator for the Siemens Gas Turbine SGT-600*", Linköping 2005.
- [11] Montazerin, N., "*Turbomachinery*", Amirkabir University of Technology Press, First Edition, 1999. (in Persian)
- [12] Sonntag, E., C. Borgnakke and G. J. Van wylene, "*Fundamentals of Thermodynamics*", Sixth Edition, 2002.
- [13] Cengel, Y. A., M. A. Boles, "*Thermodynamics, an Engineering Approach*", Seventh Edition, 2011.
- [14] Cohen, H.; G. F. C. Rogers and H. I. H. Saravanamuttoo, "*Gas Turbine Theory*", 4th Edition, Longman Group, 1995.
- [15] Akbari, I. and Sabzali, Z., "*Practical reference for HYSYS*", Negarandeh Danesh Press, Tehran, Second Edition, 2012. (in Persian)
- Turbines and Power*, 133 (2011).
- [4] Kostowski, W., J. Kalina, P. Bargiel and P. Szufienski, "Energy and Exergy Recovery in a Natural Gas Compressor Station – A Technical and Economic Analysis", *Energy Conversion and Management*, 104 (2015): 17-31.
- [5] Xenos, D. P., E. Lunde and N. F. Thornhill, "Optimal Operation and Maintenance of Gas Compressor Stations: An Integrated Framework Applied to a Large-Scale Industrial Case", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 138 (2016).
- [6] Fardad, A., Sanaye, S., Alinia-Kashani, A., "Modeling and design optimization of natural gas transmission networks and locating Compressor Station by genetic algorithms", *7th National Energy Congress*, 2009. (in Persian)
- [7] Fanaei, M., Poorfatollah, R. and Vahidi, M., "Dynamic simulation of gas transfer pipelines", 12th National Iranian Chemical Engineering Congress, 2008, (in Persian)
- [8] Razaghi, M., "*Thermodynamically and Dynamically*

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

Please cite this article using:

H. Parsa, A. Ziaee Shahraki, N. Montazerin, "Modeling of a Gas Pressure Increasing Station's Performance at Design and Off-Design Points", *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 49(1) (2017) 113-126.  
DOI: 10.22060/mej.2016.681



