

ارایه یک مدل ریاضی جهت بهینه‌سازی عملیات شبکه انتقال گاز

سید حسین ابراهیمی^۱ و احمد جعفرزاده افشاری^{۲*}

چکیده	اطلاعات مقاله
<p>طراحی و ساخت سیستم‌ها و تجهیزات فنی موجود در پالایشگاه‌ها، خطوط لوله گاز و نفت و ایستگاه‌های عملیاتی تقویت فشار، از منظر اقتصادی همواره با صرف هزینه‌های هنگفتی همراه می‌باشد. از این جهت مدیران در سطوح مختلف خواهان ارایه روش‌هایی برای کنترل هزینه‌ها، چه در مرحله ساخت و چه در مرحله بهره‌برداری از مراکز تولید و توزیع هستند. انتخاب دستگاه‌های عملیاتی در ایستگاه‌های عملیاتی تقویت فشار، عموماً توسط بهره‌برداران بدون لحاظ کردن انواع هزینه‌ها انجام می‌شود. در این پژوهش یک مدل برنامه‌ریزی غیر خطی صحیح آمیخته، برای کمینه‌سازی هزینه‌های عملیاتی ایستگاه‌های تقویت فشار در شبکه توزیع اصلی گاز رسانی ارایه می‌گردد. هدف عبارتست از انتخاب بهینه دستگاه‌های عملیاتی که همان توربو کمپرسورها می‌باشند، بگونه‌ای که هزینه‌های عملیاتی به کمترین مقدار خود برسند و در عین حال تقاضای مشتری برآورده گردد. هزینه‌های عملیاتی شامل هزینه‌های سوخت مصرفی، تعمیرات، جانبی (هزینه تجهیزات فرعی برای در سرویس ماندن دستگاه‌ها) و هزینه جریمه‌ای می‌باشد. با در نظر گرفتن منطقه ۹ عملیات انتقال گاز کشور به عنوان محل انجام مطالعه موردی نتیجه کلی حاکی از آن است که مدل در مقایسه با انتخاب موردی دو تن از بهره‌برداران خبره توانسته در مجموع هزینه کلی را به میزان تقریبی ۱۴ درصد کاهش دهد.</p>	<p>واژگان کلیدی: دستگاه‌های عملیاتی، ایستگاه تقویت فشار گاز، مراکز کنترل و توزیع دیسپچینگ، برنامه‌ریزی صحیح غیرخطی آمیخته.</p>

۱- مقدمه

دیسپچینگ معروف است، انجام می‌شود. خواسته دیسپچر به عنوان مشتری ایستگاه‌های عملیاتی تقویت فشار گاز، توسط بهره‌برداران اتاق کنترل هر ایستگاه با روشن و خاموش کردن تجهیزات یا همان توربو کمپرسورها برآورده می‌شود. عموماً انتخاب توربو کمپرسورها جهت در مدار قرار دادن توسط بهره‌بردار به صورت تجربی و بدون در نظر گرفتن هزینه‌های وارده می‌باشد. یکی از ابزارهای تصمیم‌گیری که بطور وسیع برای تعیین الگوهای بهینه، در زمینه‌های مختلف علوم مهندسی و مدیریتی مورد توجه محققان واقع گردیده مدل‌های برنامه‌ریزی ریاضی می‌باشد. امروزه، برنامه‌ریزی خطی عدد صحیح، برای حل مسایل بسیاری در صنعت، پزشکی، امور

یکی از موضوعات قابل توجه در مراکز توزیع و کنترل در سال‌های اخیر، با توجه به رشد و توسعه شبکه سراسری تولید انرژی در کشور، در مدار قرار دادن واحدهای تولیدی مانند پالایشگاه‌ها و واحدهای توزیع مانند ایستگاه‌های تقویت فشار گاز در شبکه اصلی می‌باشد. مدیریت و راهبری شبکه تامین گاز کشور و متعادل سازی مصارف نقاط مختلف توسط مرکز توزیع و کنترل که به مدیریت

* پست الکترونیک نویسنده مسئول: Afshari@shomal.ac.ir

۱. دانش آموخته کارشناسی ارشد مهندسی صنایع، دانشگاه شمال

۲. استادیار دانشکده مهندسی صنایع، دانشگاه شمال

زراعی و کشاورزی، برنامه‌ریزی و طراحی استفاده می‌شود. از مدل برنامه‌ریزی خطی و غیر خطی در صنایع مرتبط با گاز نیز استفاده‌های زیادی شده است: از مدلسازی امور استحصال گاز در سرچاه‌ها گرفته تا فرایند توزیع، انتقال و یافتن پیمانکاران زنجیره تامین در چرخه تولید. برنامه‌ریزی خطی صحیح آمیخته، توسط مارتین و همکاران در بهینه‌سازی شبکه انتقال گاز کشور آلمان بکار گرفته شده است. در مدل پیشنهادی شبکه خطوط انتقال گاز به عنوان یک گراف در نظر گرفته شده که شامل خطوط لوله و تجهیزات عملیاتی و شیرهای بین راهی می‌باشد. در این مدل هدف کمینه‌سازی مصرف سوخت مربوط به درایورهای کمپرسورها بوده است (دراپور می‌تواند توربین گازی باشد). محدودیت‌ها نیز شامل فشار خطوط شبکه و مصرف سوخت که هردوی آن‌ها بین دو حد بالا و پایین لحاظ می‌گردند، می‌باشند [۱]. برازسانچز و هاگلند یک شبکه خطوط لوله انتقال گاز را در قالب یک مدل ریاضی مبتنی برگراف مدلسازی نموده و روشی جهت کمینه‌سازی هزینه‌های عملیات که تنها شامل هزینه سوخت مصرفی کمپرسورها می‌باشد، بر اساس تکنیک برنامه‌ریزی پویا ارائه نمودند. متغیرهای تصمیم در مدل عبارت بوده‌اند از نرخ جریان سیال در هر مسیر و فشار گاز خروجی هر ایستگاه [۲].

گوپال، زیمر و کارتر از مدل برنامه‌ریزی صحیح پویا برای حل مسایل مربوط به کمینه‌سازی هزینه‌های یک شبکه انتقال گاز شامل کمپرسورها و شیرها استفاده کردند. دو نفر اول این مدل را به یک شبکه خطی ساده شامل کمپرسورها و شیرهای بین‌راهی محدود کردند ولی نفر سوم یعنی کارتر، مدل برنامه‌ریزی پویا را در یک شبکه سیکلی بکار گرفت [۳-۵]. در مطالعه‌ای دیگر دی ولف و همکارش مساله توزیع گاز طبیعی از طریق شبکه خطوط لوله را با کمک مدل برنامه‌ریزی خطی با تابع هدف کمینه سازی هزینه‌ها تحت روابط غیر خطی بین انرژی فشاری و دبی حجمی و همچنین محدود بودن مقدار فشار در شبکه گاز فرموله کردند [۶]. المهدی و همکارانش یک مدل برنامه‌ریزی ریاضی جهت بهینه‌سازی شبکه لوله کشی انتقال گاز طبیعی ارائه نمودند که در آن هدف کمینه سازی هزینه مورد نیاز جهت اجرای شبکه می‌باشد. در مساله مورد بررسی فرض بر معلوم بودن توپوگرافی شبکه بوده و با در نظر گرفتن دو دسته محدودیت سخت و نرم،

قطر بهینه لوله‌ها با استفاده از الگوریتم ژنتیک تعیین می‌گردد [۷]. پارسل و ریان با استفاده از تکنیک جستجوی گرادینان، مصرف سوخت را برای یک شبکه انتقال گازرسانی کمینه کردند [۸]. عباسپور و چاپمن، بهینه سازی عملکرد ایستگاه‌ها را در شرایط غیرهمدم و ناپایا، بوسیله روش برنامه‌ریزی غیرخطی مورد بحث قرار دادند [۹]. حوزه کاربرد مدل برنامه‌ریزی غیر خطی آمیخته در مسایل مربوط به خرید و انتقال گاز طبیعی نیز وارد شده است. ماتوران و همکاران از این مدل به عنوان یک سیستم تصمیم یار در حوزه خرید و چرخه تامین گاز طبیعی در شرکت‌های توزیع محلی در کشور شیلی استفاده کردند. تابع هدف در این مدل کمینه‌سازی هزینه‌های این شرکت‌ها بوده است. در مدل ارایه شده تمام پیچیدگی‌های فرایند تصمیم‌گیری خرید و انتقال گاز در غیاب تسهیلات مربوط به مخازن ذخیره سازی مد نظر قرار گرفت [۱۰]. البته بهینه‌سازی هزینه‌ها با مدل برنامه‌ریزی خطی آمیخته در حوزه چرخه تامین گاز طبیعی توسط افرادی مانند لواری و همکارانش نیز فرموله شده است [۱۱]. چین نیز یک متدولوژی بر اساس برنامه‌ریزی مواد خام و مدل برنامه‌ریزی خطی به عنوان یک سیستم تصمیم یار جهت حل مساله تامین گاز طبیعی برای مرتفع ساختن تقاضای فصلی مشتریان ارایه داد [۱۲]. ادگار و دیگران از برنامه‌ریزی ریاضی با تعیین تابع هدفی شامل هزینه‌های تاسیسات تقویت فشار و هزینه‌های تعمیرات خطوط لوله و محدودیت‌هایی مشتمل بر حدود بالا و پایین فشار طراحی، طول و قطر لوله در راستای کمینه‌سازی هزینه‌ها کمک گرفتند. گفتنی است که در مدل آن‌ها فاصله نقاط عرضه و تقاضا نیز مد نظر قرار گرفت و برای حل آن از روش انشعاب و کران و روش بهینه‌سازی غیر خطی گرادینان کاهش یافته استفاده گردید [۱۳ و ۱۴].

همچنین کانتس، پرت و ویلسون، مدل برنامه‌ریزی صحیح آمیخته را برای بهینه کردن عملیات گازرسانی پیشنهاد کردند [۱۵ و ۱۶]. روان و همکارانش، سیستم خط لوله اصلی را برای شبکه‌های انتقال گاز، با در نظر گرفتن عوامل متعددی همچون اندازه قطر لوله، ضخامت لوله، فشار، طول خط لوله، ضریب تراکم و غیره طراحی کردند. آن‌ها در مدل پیشنهادی از تکنیک برنامه‌ریزی ریاضی کمک گرفتند [۱۷].

کمپرسور[†] (که در این جا به عنوان دستگاه عملیاتی شناخته می شود)، وسیله ای برای افزایش انرژی پتانسیل فشاری یک سیال (در این تحقیق گاز طبیعی) می باشد [۲۰]. کمپرسورها بنا به حجم عبوری گاز و محدوده متفاوت فشار به دسته های متنوعی تقسیم می شوند. کمپرسور مورد مطالعه از نوع سانتریفیوژ سه مرحله ای بوده که در گروه کمپرسورهای دینامیکی قرار می گیرد.

توربین گازی[‡] (به عنوان محرک کمپرسور گاز)، تولید کننده انرژی دورانی می باشد [۲۰]. در توربین های احتراق داخلی مانند توربین گاز، مولد انرژی گازهای مشتعلی است که در محفظه هایی به نام محفظه احتراق، شعله ور شده و به سمت توربین فشار بالا هدایت می شوند. در تعریف کلی توربین گازی، نیروگاهی است که مقدار قابل توجهی انرژی گشتاوری با توجه به اندازه و وزنش تولید می کند.

هد پلی تروپیک[§] **کمپرسور** بنا به تعریف مقدار انرژی است که کمپرسور به واحد جرم سیال می دهد و از رابطه زیر قابل محاسبه است [۲۰]:

$$H_p = \frac{P_2 - P_1}{\rho} \quad (1)$$

که در آن P_1 و P_2 ، به ترتیب فشارهای ورودی و خروجی کمپرسور و ρ چگالی گاز متراکم می باشد. H_p نیز هد پلی تروپیک کمپرسور است.

موج سرج^{**} پدیده ای است که فقط در کمپرسورهای دینامیکی در اثر تغییر شرایط کارکرد به وقوع می پیوندد و نتیجه آن برگشت جریان گاز (به چشمه ورودی کمپرسور) می باشد. وقوع این پدیده باعث خرابی های متعددی در کمپرسور می گردد [۲۰].

راندمان بنا به تعریف عبارت از درصد مقدار کار گرفته شده به کار داده شده به ماشین [۲۰].

ارزش حرارتی ارزش حرارتی یک گاز، مقدار انرژی حرارتی در واحد حجم گاز می باشد [۲۱].

۳- متدولوژی تحقیق

در این تحقیق، روش برنامه ریزی غیر خطی صحیح آمیخته جهت بهینه سازی فرایند انتخاب کمپرسورهای

در مدل مختلط غیرخطی ارائه شده توسط اوستر و دلاوراوغلو، هزینه های طراحی شبکه جدید و عملیات تاسیسات توامان در نظر گرفته شده و متغیرهای تصمیم در مدل شامل مواردی از قبیل مختصات خطوط لوله، تعداد و ظرفیت ایستگاه های کمپرسور، جریان پایدار شبکه و زمان بندی نصب تاسیسات می باشد [۱۸]. در مدل بهینه سازی چندهدفه پیشنهادی توسط کاشانی و مولایی علاوه بر هزینه های عملیاتی شبکه گاز طبیعی، تبعات زیست محیطی در قالب میزان دی اکسید کربن منتشره نیز در نظر گرفته شده و برای مدل دوهدفه حاصله، با استفاده از الگوریتم ژنتیک مرتب سازی نامغلوب *۲ جوابهای مرز کارآمدی بدست آمده است [۱۹].

قابل ذکر است که در مدل های ارائه شده مذکور کمینه سازی هزینه ها در شبکه انتقال گاز بدون توجه به انواع بازدهی مربوط به توربو کمپرسورها که عموماً تابعی از دبی عبوری از کمپرسور و دور آن ها می باشد، صورت گرفته است. در مدل ارائه شده در این تحقیق علاوه بر انتخاب توربو کمپرسور، سرعت دورانی آن نیز با توجه به شرایط کارکرد پایدار دستگاه و همچنین میزان ساعت سرویس دهی هر توربو کمپرسور تعیین می شود. همچنین در این مدل قابلیت انعطاف پذیری در مورد تقسیم پارامتر دبی عبوری گاز بر روی هر دستگاه با توجه به شرایط ترمودینامیکی مربوط به هر توربو کمپرسور مانند دمای حاصل از اشتعال در محفظه احتراق، با تخصیص مقدار دبی دلخواه روی هر دستگاه، لحاظ شده است. برای فشارهای مکش و دهش مورد نظر یک ایستگاه، فشارهای بین مرحله ای در مراحل سه گانه کمپرسور گاز محاسبه و در مدل لحاظ می شوند.

۲- تعاریف

در این بخش مفاهیم فنی بکار رفته در مدل مانند کمپرسور، توربین، هد پلی تروپیک کمپرسور گاز و همچنین شرایط کارکردی پایدار و ناپایدار مربوط به کمپرسور دینامیکی تشریح می شود. این تعاریف کلی بوده و خواننده می تواند برای تعاریف مبسوط به مراجع ذکر شده در انتهای مقاله مراجعه نماید.

† compressor

‡ gas turbine

§ polytrophic head

** surge

* Non-dominated Sorting Genetic Algorithm II (NSGA-II)

هزینه‌های مرتبط با توربو کمپرسورها در چهار نوع زیر، طبقه بندی مطالعه شده است:

۱. هزینه حجم سوخت مصرفی محرک کمپرسور
۲. هزینه تعمیرات و نگهداری
۳. هزینه‌های جانبی* (جهت به سرویس آوردن توربو کمپرسور)
۴. هزینه‌های جریمه‌ای[†] (ناشی از به سرویس نیامدن دستگاه)

قابل ذکر است که هزینه‌های فوق الذکر به گونه‌ای کمینه می‌گردند که با انتخاب بهینه دستگاه‌های عملیاتی، شرایط عملکردی آن‌ها پایدار بوده و تقاضای دیسپنچر مبنی بر تامین دبی و اختلاف فشار مورد نظر برآورده شود.

هزینه مصرف سوخت

تابع هزینه سوخت که حجم سوخت محرک کمپرسور (توربین گازی) را بدست می‌دهد، به صورت زیر است:

$$FC = SFC * W_P \quad (2)$$

$$SFC = 1/\eta_T * \eta_M * HV \quad (3)$$

$$W_P = \frac{\alpha * \dot{m}}{\eta_p} * H_p \quad (4)$$

$$H_p = \left(\frac{k}{k-1} \right) ZRT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/k} - 1 \right] \quad (5)$$

$$Q_{ac} = ZRT_1 * \dot{m}/P_1 \quad (6)$$

با بدست آوردن \dot{m} از رابطه (۶) و جایگذاری H_p در رابطه (۴) و بالاخره با جایگذاری W_P و SFC در رابطه (۱) فرمول محاسبه سوخت مصرفی بدست می‌آید. حال برای وارد نمودن سرعت دورانی کمپرسور در فرمول محاسبه سوخت از رابطه زیر که بازده پلی تروپیک (η_p) کمپرسور را بر حسب المان Q/S بدست می‌دهد، استفاده می‌کنیم.

$$\eta_p = A + B \left(\frac{Q}{S} \right) + C \left(\frac{Q}{S} \right)^2 \quad (7)$$

A, B, C ضرایب رگرسیون معادله بالا می‌باشند که برای یافتن آن‌ها صد نقطه کاری هر کمپرسور به صورت $(T_1, T_2, P_1, P_2, Q, S)$ و فرمول محاسبه مستقیم بازده پلی تروپیک که در زیر آمده است، مورد استفاده قرار می‌گیرد.

موازی در یک شبکه خطی انتقال گاز مورد استفاده قرار می‌گیرد. در مدل پیشنهادی، هدف کمینه‌سازی هزینه‌های عملیاتی دستگاه‌های هر ایستگاه واقع در یک شبکه انتقال گاز، با کنترل دور دستگاه و کارکرد در شرایط دینامیکی پایدار می‌باشد. هزینه‌های عملیاتی که در تابع هدف تعبیه می‌شوند، شامل هزینه‌های سوخت مصرفی درایورهای کمپرسورها (توربین گازی)، هزینه‌های تعمیرات، هزینه‌های در سرویس ماندن دستگاه‌ها (هزینه‌های جانبی) و هزینه‌های جریمه‌ای، می‌باشد. به طور کلی هزینه‌های جانبی مربوط به هزینه برق مصرفی سیستم‌هایی مانند الکتروکمپرسورهاست که وظیفه تامین هوای فشرده را بر عهده دارند. هزینه جریمه‌ای هم مربوط به دستگاهی می‌گردد که مدل آن را انتخاب نمی‌کند.

توضیح آن که عموماً در هر تاسیسات تقویت فشار گاز بیش از یک دستگاه توربو کمپرسور طراحی و نصب می‌گردد و برای آن که مدل در گزینش توربو کمپرسورها بتواند متوازن عمل کند، اگر توربو کمپرسوری در جهت کمینه‌سازی مجموع هزینه‌ها انتخاب نگردد، باید هزینه جریمه‌ای معادل با مجموع هزینه‌های سوخت دیگر دستگاه‌ها بپردازد.

۴- مدل سازی

فرایند مدل سازی، شامل ساخت تابع هدف، متغیرهای تصمیم و اعمال محدودیت‌ها می‌باشد. در تابع هدف سعی می‌شود از فرمول‌های ترمودینامیکی به منظور ساختن هزینه سوخت مصرفی توربین استفاده گردد. همچنین در برآورد هزینه تعمیر و نگهداری از سابقه هر توربو کمپرسور و تکنیک رگرسیون بهره‌گیری شده و در اعمال محدودیت‌ها نیز شرایط کارکرد پایدار دینامیکی توربو کمپرسور و ساعات کارکرد فعلی هر توربو کمپرسور مد نظر قرار می‌گیرد.

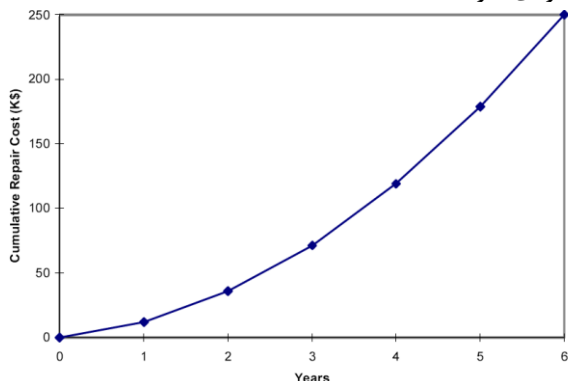
۴-۱- تابع هدف

در مدل پیشنهادی، تابع هدف مساله عبارتست از کمینه‌سازی هزینه‌های عملیاتی دستگاه‌های هر ایستگاه واقع در یک شبکه انتقال گاز، با کنترل دور هر دستگاه و کارکرد در شرایط دینامیکی پایدار. در این تحقیق

* Startup cost

† Penalty cost

زمان حال می‌باشد. در واقع هزینه زمان t ام ماشین، هزینه مصروفه جهت تعمیرات آن را در زمان کوچکتر از t نیز در بر دارد و لذا با افزایش طول عمر یا ساعت کارکرد دستگاه مانند شکل (۲)، طبیعتاً مجموع این هزینه‌ها روند صعودی خواهد شد.



شکل ۲- نمودار هزینه تجمعی بر حسب طول عمر دستگاه

رابطه ریاضی شاخص هزینه تجمعی به شکل زیر است [۲۱]:

$$CCI_t = \frac{\sum_0^t \text{Gross Expenditures} + \text{Purchase Price}_0}{\text{Purchase Price}_0} \quad (12)$$

که صورت مقدار تجمعی هزینه مالی صرف شده تا ساعت کارکرد فعلی دستگاه (زمان t) و مخرج، قیمت خرید آن می‌باشد. این شاخص بدون بعد است و با تعریف آن بطور ضمنی ساعت کارکرد تجمعی دستگاه نیز به شکل ساعت کارکرد کل دستگاه تعریف می‌گردد.

اکنون جهت محاسبه فرمول رگرسیونی هزینه تعمیر و نگهداری هر دستگاه کمپرسور، ساعت کارکرد تجمعی را به عنوان متغیر مستقل و شاخص هزینه تجمعی را به عنوان متغیر وابسته در نظر می‌گیریم. مدل های رگرسیونی که جهت برآورد شاخص هزینه تجمعی $(y=CCI)$ استفاده می‌شوند، به شرح زیر است [۲۱].

$$y = \beta_0 + \beta_1 x + \varepsilon \quad (13)$$

$$y = \beta_0 + \beta_1 x + \beta_2 x^2 + \varepsilon \quad (14)$$

$$y = \beta_0 + \beta_1 x + \beta_2 x^2 + \beta_3 x^3 + \varepsilon \quad (15)$$

$$y = \beta_0 + \beta_4 e^x + \varepsilon \quad (16)$$

$$y = \beta_0 + \beta_1 x + \beta_2 x^2 + \beta_4 e^x + \varepsilon \quad (17)$$

$$y = \beta_0 + \beta_3 x^3 + \varepsilon \quad (18)$$

$$y = \beta_0 + \beta_1 x + \beta_3 x^3 + \varepsilon \quad (19)$$

$$y = \beta_0 + \beta_1 x + \beta_4 e^x + \varepsilon \quad (20)$$

$$\eta_p = \frac{T_1 * (P_2/P_1)^{K-1/K} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (8)$$

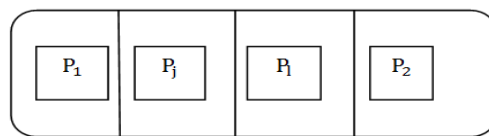
میزان دبی عبوری از هر کمپرسور که توسط مرکز کنترل دیسپچینگ تقاضا می‌گردد بر حسب میلیون متر مکعب استاندارد (Q_{st}) بوده و برای بدست آوردن مقدار واقعی دبی بر حسب متر مکعب بر ساعت از رابطه زیر استفاده می‌شود.

$$Q_{ac} = \frac{(Q_{st}) * 1.013 * (273.15 + T_1) * Z_1}{0.0864 * P_1 * 288} * 3600 \quad (9)$$

توجه داریم که فرمول (۴) توان مورد نیاز کمپرسور برای مترام سازی گاز عبوری در یک کمپرسور تک مرحله‌ای می‌باشد لذا لازم است که این توان برای کمپرسورهای مورد مطالعه که سه مرحله‌ای هستند محاسبه شود.

به منظور محاسبه این توان فشارهای واسطه‌ای در کمپرسور سانتریفیوژ مورد نیاز است. در تابع هدف، فشارهای واسطه‌ای درون کمپرسور (شکل ۱) یعنی P_1 , P_2 , با توجه روابط زیر محاسبه می‌شود [۲۰].

$$P_1^2 = p_{suc} * p_j, P_j^2 = p_{dis} * p_i \quad (10)$$



شکل ۱- نمایی از فشارهای مراحل کمپرسور

لذا برای کمپرسور سه مرحله‌ای تابع حجم سوخت مصرفی (Fc) به شکل زیر کامل می‌شود.

$$F_c = \frac{\alpha p_{suc}^{(k/k-1)} \left[p_{suc} * \left(\frac{P_i}{P_{suc}} \right)^{k-1/k-1} + p_1 * \left(\frac{P_j}{P_i} \right)^{k-1/k-1} + p_j * \left(\frac{P_{dis}}{P_j} \right)^{k-1/k-1} \right]}{\eta_D * \eta_T * HV * \eta_p} \quad (11)$$

هزینه تعمیر و نگهداری

در این مطالعه برای بدست آوردن رابطه ریاضی هزینه تعمیرات و نگهداری توربو کمپرسورها از روش رگرسیون داده‌ها بهره می‌گیریم و در این میان از شاخصی به نام هزینه تجمعی^۱ استفاده می‌شود. مدل هزینه تجمعی مناسب ترین مدل برای تصمیم گیری های اقتصادی در حوزه مدیریت ماشین الات می‌باشد [۲۱]. هزینه تجمعی، مجموع هزینه مصروفه برای یک ماشین از ابتدای عمر تا

هزینه جریماه‌ای (استهلاک)

مدل سازی هزینه جریماه‌ای به این صورت انجام می‌گیرد که اگر توربوکمپرسوری بعد از گذراندن مراحل اولیه استارت و شکل گرفتن احتراق کامل در محفظه احتراق در سرویس قرار گرفت، جهت جلوگیری از ایجاد شوک حرارتی زیاد در اثر فرایند احتراق باید حداقل به میزان N (H/N) در سرویس بماند. حال اگر تعداد دستگاه‌ها N باشد و مقدار زمان هر استارت گرم توربین را HS ساعت در نظر بگیریم و همه آن‌ها را بصورت هرزگرد (بدون بار) روشن کنیم، هریک از آن‌ها با صرف زمان H/N می‌توانند خاموش شوند.

$$PC = ((FC_j * HS_j) * G_{j+} + (FC_k * HS_k) * G_k + \dots + (FC_{N-1} * HS_{N-1}) * G_{N-1} - (HS - (HS/N) * G_i - (HS/N) * G_j - \dots - (HS/N) * G_N)) * (1 - G_i) \quad (29)$$

$i \neq j, k, \dots, n - 1$

۲-۴- متغیرهای تصمیم گیری

در مدل مورد مطالعه انتخاب هر توربو کمپرسور G را به مثابه یک و عدم انتخاب آن را صفر در نظر می‌گیریم و لذا به عنوان یکی از متغیرهای مدل، پارامتر دودویی G را که نمایشگر روشن یا خاموش بودن توربو کمپرسور می‌باشد، معرفی می‌کنیم. متغیر تصمیم دیگر مربوط به زمان سرویس‌دهی هر توربو کمپرسور است و در قسمت تابع هزینه تعمیر و نگهداری با فاکتور HTS نمایش داده شده است. سومین متغیر تصمیم‌گیری برای هر دستگاه توربو کمپرسور میزان سرعت دورانی آن است که با علامت S مشخص می‌گردد. پس برای هر دستگاه عملیاتی سه متغیر تصمیم‌گیری (G, HTS, S) تعریف می‌شود که در نهایت مدل با انتخاب بهینه آن‌ها تابع هدف را کمینه‌سازی می‌کند.

۳-۴- محدودیت‌ها

از آنجا که رفتار پایدار کمپرسورهای دینامیکی به شدت متأثر از عواملی مانند دبی، دور و فشارهای ورودی-خروجی است، در این قسمت سعی شده است با اعمال قیود ترمودینامیکی کارکرد کمپرسورها را در حالت نرمال حفظ شود. همچنین تلاش گردیده میزان ساعت کارکرد

$$y = \beta_0 + \beta_1 x + \beta_3 x^3 + \beta_4 e^x + \varepsilon \quad (21)$$

$$y = \beta_0 + \beta_1 x + \beta_2 x^2 + \beta_3 x^3 + \beta_4 e^x + \varepsilon \quad (22)$$

$$y = \beta_0 + \beta_2 x^2 + \beta_3 x^3 + \varepsilon \quad (23)$$

$$y = \beta_0 + \beta_2 x^2 + \beta_4 e^x + \varepsilon \quad (24)$$

$$y = \beta_0 + \beta_2 x^2 + \beta_3 x^3 + \beta_4 e^x + \varepsilon \quad (25)$$

$$y = \beta_0 + \beta_3 x^3 + \beta_4 e^x + \varepsilon \quad (26)$$

$$y = \beta_0 + \beta_2 x^2 + \varepsilon \quad (27)$$

در این مطالعه مقدار β_0 همواره برابر با یک است، چرا که در ساعت کارکرد تجمعی صفر، با توجه به تعریف شاخص هزینه تجمعی مقدار آن حداقل یک خواهد شد. همان طور که در فرمول‌های فوق الذکر برای رگرسیون شاخص هزینه تجمعی دیده می‌شود، توابعی از متغیر مستقل x ، یعنی x, x^2, x^3 و e^x وجود دارند. این موضوع بدین خاطر است که هر یک از توابع مذکور به تنهایی می‌توانند رابطه افزایشی بین ساعت کارکرد تجمعی و CCI را توصیف کنند. همچنین برای انتخاب بهترین مدل رگرسیونی جهت توصیف شاخص هزینه تجمعی دستگاه از بین ۱۵ مدل فوق، بر اساس معیارهای ضریب تعیین R^2 و تخمین انحراف استاندارد، مدل برتر انتخاب می‌گردد.

هزینه جانبی

از جمله هزینه‌های راه اندازی تجهیزات عملیاتی در تاسیسات تقویت فشارگاز، هزینه‌های مربوط به تجهیزات اساسی لازم در مکانیزم کارکردی آن‌ها می‌باشد. به عنوان مثالی از این تجهیزات، می‌توان به الکترو موتور سه فاز راه‌انداز اولیه محور توربین، الکترو موتور پمپ‌های هواساز، گرم کن های برقی روغن توربوکمپرسور و گرم کن برقی گاز نشت بندی اشاره کرد. از آنجا که تخمین این نوع هزینه برای یک توربو کمپرسور، بیشتر مربوط به هزینه‌های انرژی الکتریکی بوده و تخمین آن بر اساس مثلا فشار ورودی- خروجی کمپرسور بسیار سخت می‌نماید، در این مطالعه از وجود تناسب مستقیم بین این نوع هزینه با دور کمپرسور (S) و میزان ساعت در سرویس آن (H) و رگرسیون داده‌ها استفاده می‌گردد. برای تبدیل این رابطه تناسبی به معادله، به سابقه میزان مصرف توان الکتریکی متوسط دستگاه رجوع می‌کنیم.

$$Sc \propto (S * H) \quad (28)$$

اساسی یک توربو کمپرسور خاص و یا همه توربو کمپرسورهای یک تاسیسات موثر باشد، در حالی که ممکن است دیگر دستگاه‌ها در سایر تاسیسات زمان زیادی تا اولین تعمیرات اساسی داشته باشند. در این مطالعه سعی شده که با هر بار گزینش چند توربو کمپرسور، دست کم اختلاف میانگین ساعت کارکرد دستگاه‌های واقع در هر دو تاسیسات X, Y از حد خاصی که در قسمت‌های بعدی تشریح می‌گردد، بیشتر نگردد.

$$\left| \frac{\sum_i^n G_{x,i} * HTS_{x,i}}{\sum_i^n G_{x,i}} - \frac{\sum_j^m G_{y,j} * HTS_{y,j}}{\sum_j^m G_{y,j}} \right| \leq \text{MAX}(sst / \text{number of units selected}) \quad (33)$$

محدودیت بعدی زمان کارکرد کمپرسورهای منتخب را کنترل می‌کند. وجود این قید هم به دیسپچر و هم به بهره‌بردار اجازه می‌دهد که بعد از صرف زمان حداقل کارکرد تخصیص یافته به یک کمپرسور منتخب، آن را خاموش کرده و کمپرسور(های) دیگر را برای اطمینان یافتن از پر شدن خط تا چند ساعتی دیگر روشن نگه دارد.

$$|HTS_i - HTS_j| * G_i * G_j \leq (\Delta h - \beta * \Delta h) * G_i * G_j, \quad 0 \leq \beta \leq 1 \quad (34)$$

محدودیت ششم تخمین زننده ساعت سرویس دهی کل توربو کمپرسورهای منتخب در هر تاسیسات تقویت فشار می‌باشد. یعنی به نوعی زمان در سرویس یک تاسیسات خاص را معین می‌سازد. این قید براساس روابط ترمودینامیکی و هیدرولیکی خطوط لوله واصله بین تاسیسات تقویت فشار ساخته می‌شود. صورت عمومی این محدودیت به شکل زیر است.

$$\sum_{i=1}^n G_i * \frac{Q_{st}}{Q_i} * HTS_i = SST \quad (35)$$

که زمان سرویس دهی یک تاسیسات بر حسب فشارهای ورودی - خروجی، میزان دبی عبوری از دو تاسیسات پشت سرهم، حجم خط لوله بین آن‌ها، ضریب اصطکاک جداره داخلی خط لوله و دمای ورودی - خروجی به شکل زیر تعیین می‌شود.

station service time =

$$\frac{k_{st1} * \left(\frac{s_{minst1}}{s_{maxst1}} \right) * (pb) * f * p_{dis1} * q_{st2} * t_{suc2} * v_{bp}}{(P_{dis1}^2 - P_{suc1}^2) * q_{st1} * t_{dis1}} \quad (36)$$

آن‌ها نیز در مقایسه با یکدیگر در یک شرایط منطقی کنترل شوند.

اولین قید مربوط به محدود کردن دور توربو کمپرسورمنتخب G، یعنی S است. این متغیر بین دو عدد بیشینه و کمینه، به شکل زیرمحدود می‌شود:

$$S_{min} = \alpha * \left(\frac{P_{dis}}{P_{suc}} \right) + \beta * Q \leq S \leq S_{max} \quad (30)$$

در مورد محدودیت فوق قابل ذکر است که تلاش شده برای هر دبی جریان خواسته شده و هر فشار ورودی و خروجی، حداقل دور تعیین گردد، به این معنا که حداقل دور بتواند پارامترهای دبی، فشار ورودی و فشار خروجی مورد نظر را تامین کند. البته در محاسبه S_{min} از روش رگرسیون با کمک سابقه کارکرد هر توربو کمپرسور بهره می‌گیریم تا بتوانیم ضرایب رگرسیونی α و β را تعیین کنیم.

دومین قید مربوط به رفتار دینامیکی توربو کمپرسور منتخب G می‌باشد. کارکرد یک توربو کمپرسور در شرایط پایدار، یعنی عملیات به دور از شرایط سرچ و پدیده‌های مخرب دیگر همراه با بازدهی قابل قبول. فاکتور مهمی که تعیین کننده کارکرد توربو کمپرسور در شرایط دینامیکی پایدار یا ناپایدار می‌باشد، عامل Q/S (دبی بر دور کمپرسور) است.

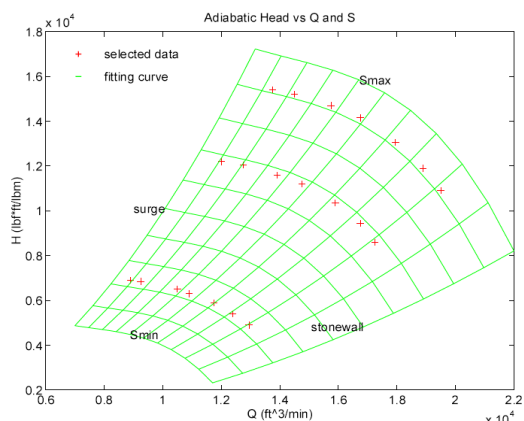
$$1 \leq Q/S < 2.2 \quad (31)$$

عموما طراحی توربو کمپرسورها در تاسیسات تقویت فشار گاز به گونه‌ای است که حداقل یک دستگاه توربو کمپرسور خاموش بماند و معمولا دبی جریان کلی تاسیسات را بر روی دیگر توربو کمپرسورها تقسیم می‌کنند بگونه‌ای که موازنه دبی جریان روی کمپرسورها با تنظیم دور آن‌ها انجام می‌شود. بر اساس توضیحات قید سوم به صورت زیر بیان می‌گردد.

$$\sum_{i=1}^n Q_i * G_i = Q \quad (32)$$

n، تعداد توربو کمپرسور در تاسیسات تقویت فشار می‌باشد.

هدف محدودیت چهارم ایجاد توازن در کارکرد کمپرسورهاست. توضیح آن که در تاسیسات تقویت فشارگاز، انتخاب توربو کمپرسورها بدون توجه به ساعت کارکرد کل آن‌ها، جهت سرویس دهی صورت می‌گیرد که این موضوع می‌تواند در وقوع زودرس زمان تعمیرات



شکل ۳- نمودار منحنی کارکرد کمپرسور سانتریفیوژ

همچنین زمانی که در یک تاسیسات بیش از یک دستگاه در سرویس قرار می‌گیرد، بهره بردار کوشش می‌کند تا با تغییر دور کمپرسورهای در سرویس این نقاط کارکرد دستگاه‌ها را تا حد امکان بهم نزدیک سازد، چرا که در این حالت بهترین فرایند کنترل روی سیستم صورت می‌گیرد. به این منظور محدودیت زیر در نظر گرفته شده است.

$$|S_i - S_j| * G_i * G_j \leq \varepsilon * S_i * S_j \quad (39)$$

۴-۴- پارامترهای ورودی مدل

آنچه برای مشتری تاسیسات تقویت فشار گاز مهم است تامین میزان دبی جریان عبوری و نزدیک شدن به فشار خروجی مدنظر دیسپنچر با توجه به فشار و دمای ورودی است که بهره برداران سعی دارند با تصمیمات خود و انتخاب یک یا چند توربو کمپرسور خواسته مشتری را برآورده سازند. وقتی ایستگاه در سرویس قرار می‌گیرد، بهره برداران با تنظیم دور توربو کمپرسور تلاش می‌کنند به مقدار دبی مد نظر دیسپنچر نزدیک شده و دیسپنچر نیز با پایش خط لوله و به اصطلاح خالی کردن جلوی ایستگاه (سمت خروجی) فشار خروجی ایستگاه را تا حد امکان ثابت نگه می‌دارد. بهره‌برداران برای تامین خواسته دیسپنچر، بعد از راه‌اندازی یک یا چند توربو کمپرسور، در عمل تنها یک درجه آزادی دارند که تنظیم دور کمپرسور (S) می‌باشد. در این مطالعه، همان گونه که در محدودیت اول دیده شد، این حداقل دور (جهت تحقق فشار خروجی و دبی مطلوب) به عنوان رگرسیون از فشارهای ورودی-خروجی و دبی جریان بدست می‌آید. بنابراین پارامترهای ورودی مدل عبارتند از:

محدودیت هفتم به منظور کنترل دور کمپرسورهای منتخب وارد مدل می‌گردد. تجربه نشان داده است زمانی که بیشتر از یک دستگاه در هر تاسیسات وارد مدار می‌شوند، اختلاف دور آن‌ها معمولاً از ۱۵۰ rpm بیشتر نیست. البته از لحاظ فنی به سبب آرایش موازی توربو کمپرسورها این اختلاف دور می‌تواند بیشتر هم باشد (چراکه در آرایش موازی کمپرسورها اصل کار متعادل سازی دبی روی آن‌هاست). اما چنانچه این اختلاف دور منطقی نباشد، باعث می‌شود که حداقل یک کمپرسور با دمای احتراق بسیار بیشتری نسبت به دیگر کمپرسورها در سرویس بماند که این امر می‌تواند منجر به تغییر شکل محفظه احتراق و ایجاد تنش‌های بالاتری برای قسمت‌های گرم توربین گردد.

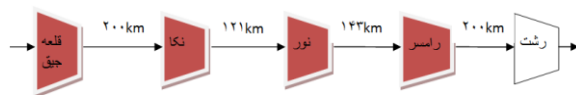
$$|S_i - S_j| * G_i * G_j \leq 150 \quad (37)$$

معمولاً به منظور پر شدن خط لوله و همچنین تامین دبی در ورودی تاسیسات، دیسپنچر سعی می‌کند دور در خواستی واحدهای در سرویس را تا حد امکان نزدیک هم نگه دارد. به منظور بر آورده سازی خواست دیسپنچر و همچنین ایجاد آزادی عمل در انتخاب دور کمپرسورها در هر تاسیسات (توسط مدل) سعی می‌گردد اختلاف میانگین دور کمپرسورهای منتخب در هر دو تاسیسات از عدد خاص و منطقی (ds) تجاوز نکند. به این منظور محدودیت زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$\left| \frac{\sum_i^n G_{x,i} * S_{x,i}}{\sum_i^n G_{x,i}} - \frac{\sum_j^m G_{y,j} * S_{y,j}}{\sum_j^m G_{y,j}} \right| \leq (\Delta s - \beta * \Delta s), 0 \leq \alpha \leq 1 \quad (38)$$

هر کمپرسور دینامیکی سانتریفیوژ دارای یک نقشه عملکرد کاری است که در لحظه معین میزان دبی روی کمپرسور و مقدار انرژی داده شده به واحد جرم سیال را می‌نمایاند. از طرفی نقطه کارکرد کمپرسور باید در محدوده خطوط حداقل ظرفیت عبوری (خط سرج) و خط حداکثر ظرفیت عبوری (دیواره سنگی) به منظور کارکرد پایدار کمپرسور (شرایط نرمال و بدون لرزش در قسمت‌هایی همچون محور کمپرسور و یاتاقان‌ها) قرار داشته باشد.

نحوه آرایش آن‌ها موازی است. حداکثر اختلاف دور کمپرسورهای منتخب در هر تاسیسات ۱۵۰ دور بر دقیقه و حداکثر اختلاف میانگین دور کمپرسورهای واقع در هر دو تاسیسات نیز ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و همچنین اختلاف ساعت کارکرد کمپرسورهای منتخب مدل ۲۰ ساعت در نظر گرفته می‌شود. گاز متراکم نیز، متان ۹۵٪ با نمای پلی تروپیک تقریبی ۱/۲۸ و ضریب تراکم پذیری متوسط ۰/۹۵ می‌باشد. مقدار ۴ در محدودیت نهم ۰/۰۸۸ است. در انتها توجه به این نکته ضروری است که اگر میزان دبی درخواستی دیسیپلر بیشتر از حداکثر دبی عبوری توربو کمپرسوری باشد لازم است که دبی واقعی را بر روی کمپرسورها تقسیم و سپس در مدل استفاده نمود.



شکل ۴- تاسیسات عملیات انتقال گاز منطقه ۹ کشور

خواسته مشتری (دیسیپلر) از شبکه مورد مطالعه، در جدول (۱) گردآوری شده است.

جدول ۱- مقادیر درخواستی دیسیپلر

نام تاسیسات	فشار ورودی	فشار خروجی	دبی حجمی استاندارد	دمای ورودی
قلعه جیق	۴۳	۵۲	۱۶	۲۶
نکا	۴۵	۵۳	۱۴	۲۵
نور	۴۰	۴۶	۱۱	۲۷
رامسر	۳۶	۴۲	۱۰	۲۷

با وارد کردن پارامترهای ورودی مدل و نوشتن کد آن در محیط نرم افزاری لینگو (نسخه ۹) و حل مدل در رایانه دو هسته‌ای اینتل با سرعت ۲/۶۶ گیگاهرتز و RAM ۴ گیگابایت، بعد از حدود ۱۴ ثانیه جواب بهینه مدل بدست آمده که در جدول (۲) ارائه شده است. انتخاب دستگاه‌ها توسط بهره برداران خبره همراه با تخصیص دور آن‌ها در جدول (۳) قابل ملاحظه است. با مقایسه مقادیر تابع هدف در دو جدول (۲) و (۳) دیده می‌شود که مدل توانسته با انتخاب بهینه ترکیب و دور کمپرسورها ۱۴ درصد صرفه‌جویی در مجموع هزینه‌ها را ایجاد نماید.

- فشار ورودی به هر تاسیسات (P_{suc})
- فشار خروجی از هر تاسیسات (P_{dis})
- دبی مطلوب مشتری از هر تاسیسات (Q_{ac})
- دمای ورودی به هر تاسیسات (T_{suc})
- حداقل ساعت کارکرد هر توربوکمپرسور بعد از استارت گرم (HS)
- راندمان حرارتی توربین (η_t)
- راندمان مکانیکی توربین (η_m)
- ارزش حرارتی سوخت توربین (HV)
- نمای پلی تروپیک گاز متراکم (k)
- صد نقطه کاری کمپرسور برای تعیین ضرایب رگرسیونی بازده پلی تروپیک (η_p) و حداقل دور (S_{min})
- نقاط مربوط به هزینه‌های مالی متناظر با ساعات کارکرد، جهت تعیین ضرایب رگرسیونی هزینه تعمیرات
- حداکثر اختلاف میانگین دور (کمپرسورهای دو تاسیسات) و اختلاف ساعت کارکرد (کمپرسورهای منتخب در یک تاسیسات)

فهرست نمادهای مدل در پیوست ۱ آمده است.

۵- مطالعه موردی و تجزیه و تحلیل نتایج

در این بخش مدل برای یک شبکه انتقال گاز واقعی بکار گرفته شده و نتایج آن با انتخاب بهره برداران مورد مقایسه قرار می‌گیرد. در شبکه مورد مطالعه، به صورت پیش فرض همه توربو کمپرسورها در ابتدای کار خاموش هستند. شبکه مورد بررسی، منطقه ۹ عملیات انتقال گاز کشور (شکل ۴)، شامل ۴ تاسیسات تقویت فشار گاز می‌باشد. حداکثر ظرفیت دبی عبوری توربو کمپرسورهای واقع در سه تاسیسات قلعه جیق، نکا و نور ۱۱۴۴۱ متر مکعب بر ساعت و برای تاسیسات رامسر ۵۷۳۳ متر مکعب بر ساعت می‌باشد. حداقل و حداکثر دور کمپرسورها نیز ۵۴۰۰ و ۷۴۰۰ است. خط لوله واصل بین این تاسیسات نیز به قطر ۳۰ اینچ با ضریب اصطکاک تقریباً ۰/۱۱ می‌باشد. برای توربین‌های مورد مطالعه راندمان حرارتی و مکانیکی را به ترتیب ۰/۰۳ و ۰/۹۵ مد نظر قرار می‌گیرند. ارزش حرارتی سوخت توربین‌ها نیز ۳۶۰۰۰ کیلو ژول بر مترمکعب بوده و حداقل ساعت کارکرد توربین بعد از هر استارت گرم ۱۰ ساعت می‌باشد. لازم به ذکر است که در تاسیسات قلعه جیق و نکا هر کدام سه توربو کمپرسور، در تاسیسات نور دو توربو کمپرسور و در تاسیسات رامسر چهار توربو کمپرسور تعبیه شده اند که

ارایه یک مدل ریاضی جهت بهینه‌سازی عملیات شبکه انتقال گاز

در خطوط انتقال دارند، توسط برنامه‌ریزی غیر خطی صحیح و مدل ریاضی ارایه شده، عملی بودن و اثربخشی کاربرد این تکنیک ریاضی را نشان می‌دهد. در این تحقیق انتخاب توربو کمپرسورها و تعیین دور هر یک از آن‌ها به عنوان متغیرهای تصمیم و کمینه‌سازی مجموع هزینه‌های عملیاتی به عنوان تابع هدف در نظر گرفته شد و محدودیت‌های عملیاتی در قالب روابط ریاضی بیان گردید. جواب‌های حاصل از پیاده‌سازی مدل در یک نرم‌افزار مناسب بهینه‌سازی که در زمانی قابل قبول بدست آمده‌اند، نشان دهنده بهبود ۱۴٪ نسبت به تصمیم بهره‌برداران که به صورت تجربی حاصل گردیده، می‌باشد. تکنیک برنامه‌ریزی غیرخطی علاوه بر انتخاب مناسب توربوکمپرسورهای فعال در شبکه، در تخصیص سرعت دورانی مناسب با شرایط کارکرد پایدار دستگاه‌های عملیاتی عملکرد مطلوبی داشته که این امر در کاهش هزینه‌های مصرف سوخت توربین‌های گازی بسیار با اهمیت است، زیرا با افزایش غیربهینه دور دستگاه‌ها، مصرف سوخت افزایش چشمگیری خواهد داشت. مصرف بیشتر سوخت ورودی به محفظه احتراق توربین نیز باعث افزایش دمای محفظه و اگر است آن شده و می‌تواند به انجام زودرس تعمیرات اساسی دستگاه بیانجامد. نتیجه مهم دیگری که از خروجی مدل ریاضی به دست می‌آید، تایید این موضوع فنی است که هر چه توربو کمپرسورها در دوره‌ای بالاتری کار کنند، راندمان حرارتی بیشتری برای درایور کمپرسور و راندمان پلی‌تروپیک نسبتاً بالایی برای کمپرسور در پی خواهد داشت.

در ادامه این پژوهش، می‌توان تحقیقات تکمیلی انجام داد که برخی پیشنهادها در این راستا عبارتند از:

- در نظر گرفتن ساختار درختی یا چرخه بسته برای شبکه انتقال گاز به جای ساختار خطی
- فشارهای ورودی - خروجی، دمای ورودی و مقدار دبی عبوری از هر تاسیسات در این پژوهش مقادیر قطعی فرض شد. با توجه به عدم قطعیت‌های حاکم بر مساله، استفاده از روش‌های بهینه‌سازی فازی و مقایسه نتایج پیشنهاد می‌گردد.
- تحلیل حساسیت مدل و بررسی تغییرات ایجاد شده در جواب‌ها با بر اساس نوسانات در پارامترهای ورودی نیز مبنای تحقیقات ارزشمندی جهت کاربردی تر کردن نتایج این پژوهش می‌باشد.

جدول ۲- خروجی مدل در نرم افزار لینگو

تاسیسات	انتخاب	دور (rpm)	زمان سرویس (ساعت)	مقدار تابع هدف
قلعه جیق	G2	۷۴۰۰	۴۵,۶۵	۸۰۱۴۱۱
	G3	۷۴۰۰		
نکا	G1	۶۴۲۷	۲۷,۳	۸۰۱۴۱۱
	G3	۶۳۷۳	۴۷,۳	
نور	G1	۷۴۰۰	۱۴۸	۸۰۱۴۱۱
رامسر	G3	۷۴۰۰	۱۲۱,۶	۸۰۱۴۱۱
	G4	۷۴۰۰	۱۰۱,۶	

لازم به توضیح است که جواب بدست آمده توسط مدل از نظر ایجاد شرایط مناسب برای عملکرد پایدار و توازن در کارکرد آنها و همچنین تامین فشار خروجی مدنظر دیسپاچر مورد تایید خبرگان مربوطه قرار گرفته و در عمل استفاده شده‌است. منظور از بهره‌بردار خبره در این پژوهش افراد دارای حداقل ۱۰ سال سابقه کار عملیاتی در تاسیسات تقویت فشارگاز با مدرک تحصیلی مهندسی مکانیک یا مهندسی شیمی می‌باشد. از ایشان خواسته شد تا با مشورت یکدیگر و استفاده از تجربیاتشان و با توجه به اطلاعات مورد نیاز دیسپاچر، نظر خود را درباره انتخاب توربو کمپرسورها و تخصیص دور به آن‌ها در هر تاسیسات در شبکه انتقال گاز منطقه ۹ عملیات کشور اعلام نمایند.

جدول ۳- انتخاب بهره برداران

تاسیسات	انتخاب	دور (rpm)	زمان سرویس (ساعت)	مقدار تابع هدف
قلعه جیق	G2	۶۹۰۰	۶۰	۱۴۱۵۴۵
	G3	۶۸۰۰	۶۰	
نکا	G1	۶۵۰۰	۵۰	۱۴۱۵۴۵
	G2	۶۵۰۰	۵۰	
نور	G2	۶۷۰۰	۵۰	۱۴۱۵۴۵
رامسر	G1	۶۶۰۰	۱۲۰	۱۴۱۵۴۵
	G3	۶۶۰۰	۱۲۰	

۶- نتیجه گیری

مدل‌سازی ایستگاه‌های عملیاتی انتقال گاز خصوصاً در زمینه کاهش هزینه‌هایی مانند مصرف سوخت، هزینه تعمیر و نگهداری و هزینه‌های جانبی توربین‌های گازی که امروزه در صنایع نفت و گاز کشورمان جایگاه ویژه‌ای

شبکه، پیشنهاد می شود که ضریب تراکم پذیری با روابط دقیق تری که از مکانیک سیالات و هیدرولیک خطوط لوله گاز قابل استخراج است جایگزین و نتایج مطالعه به شرایط واقعی نزدیک تر گردد.

در محاسبه زمان سرویس تاسیسات، فرمول های سرعت جریان گاز، ضریب تراکم پذیری Z در بالادست و پائین دست خط لوله (u_1, u_2) یکسان در نظر گرفته شده است. با توجه به نوسانات این ضریب در بخش های مختلف

۷- مراجع

- [1] Martin, A., Möller, M., Moritz, S. (2006). "Mixed integer models for the stationary case of gas network optimization". *Mathematical programming*, Vol. 105, No. 2-3, pp. 563-582.
- [2] Borraz-Sánchez, C., Haugland, D. (2011). "Minimizing fuel cost in gas transmission networks by dynamic programming and adaptive discretization". *Computers & Industrial Engineering*, Vol. 61, No. 2, pp. 364-372.
- [3] Gopal, V. N. (1979). "Techniques to optimize fuel and compressor combination selection". *American Gas Association Transmission Conference*, Missouri, USA, May 16-18.
- [4] Zimmer, H. I., Boswell, M. H., Gemoets, E. E. (1975). "Calculating optimum pipeline operations". *Pipelines in Adverse Environments: A State of the Art*, 280-293, ASCE.
- [5] Carter, R. G. (1998). "Pipeline optimization: Dynamic programming after 30 years". *PSIG 30th Annual Meeting*. Pipeline Simulation Interest Group.
- [6] De Wolf, D., Smeers, Y. (2000). "The gas transmission problem solved by an extension of the simplex algorithm". *Management Science*, Vol. 46, No. 11, pp. 1454-1465.
- [7] El-Mahdy, O. F. M., Ahmed, M. E. H., Metwalli, S. (2010). "Computer aided optimization of natural gas pipe networks using genetic algorithm". *Applied Soft Computing*, Vol. 10, No. 4, pp. 1141-1150.
- [8] Percell, P. B., Ryan, M. J. (1987). "Steady state optimization of gas pipeline network operation". *PSIG 19th Annual Meeting*. Pipeline Simulation Interest Group.
- [9] Abbaspour, M., Chapman, K. S., Krishnaswami, P. (2005). "Nonisothermal compressor station optimization". *Journal of energy resources technology*, Vol. 127, No. 2, pp. 131-141.
- [10] Maturana, S., Ferrer, J. C., Barañao, F. (2004). "Design and implementation of an optimization-based decision support system generator". *European Journal of Operational Research*, Vol. 154, No. 1, pp. 170-183.
- [11] Levary, R. R., Dean, B. V. (1980). "A natural gas flow model under uncertainty in demand". *Operations Research*, Vol. 28, No. 6, pp. 1360-1374.
- [12] Chin, L., Vollmann, T. E. (1992). "Decision support models for natural gas dispatch". *Transportation journal*, Vol. 32, No. 2, pp. 38-45.
- [13] Edgar, T. F., Himmelblau, D. M. (2001). "Optimization of chemical processes". McGraw-Hill, New York NY.
- [14] Edgar, T. F., Himmelblau, D. M., Bickel, T. C. (1978). "Optimal design of gas transmission networks". *Society of Petroleum Engineers Journal*, Vol. 18, No. 2, pp. 96-104.
- [15] Contesse, L., Ferrer, J. C., Maturana, S. (2005). "A mixed-integer programming model for gas purchase and transportation". *Annals of Operations Research*, Vol. 139, No. 1, pp. 39-63.
- [16] Pratt, K. F., Wilson, J. G. (1984). "Optimisation of the operation of gas transmission systems". *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, Vol. 6, No. 4, pp. 261-269.
- [17] Ruan, Y., Liu, Q., Zhou, W., Batty, B., Gao, W., Ren, J., Watanabe, T. (2009). "A procedure to design the mainline system in natural gas networks". *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 33, No. 7, pp. 3040-3051.
- [18] Üster, H., Dilaveroğlu, Ş. (2014). "Optimization for design and operation of natural gas transmission networks". *Applied Energy*, Vol. 133, pp. 56-69.
- [19] Alinia Kashani, A. H., Molaei, R. (2014). "Techno-economical and environmental optimization of natural gas network operation". *Chemical Engineering Research and Design*, Vol. 92, No. 11, pp. 2106-2122.

- [20] American Society of Civil Engineers. (1975). "Pipeline design for hydrocarbon gases and liquids", Report of the Task Committee on Engineering Practice in the Design of Pipelines, American Society of Civil Engineers.
- [21] Mitchell Jr, Z. W. (1998). "A statistical analysis of construction equipment repair costs using field data & the cumulative cost model", Doctoral dissertation, Virginia Polytechnic Institute and State University.

پیوست ۱: فهرست علائم

A_i, B_i, C_i	ضرایب رگرسیونی:	Q_S	دبی حجمی استاندارد، mm^3/d :
CCI	شاخص هزینه تجمعی:	Q_{st}	دبی عبوری از کمپرسور بر حسب میلیون مترمکعب استاندارد:
F_C	حجم سوخت مصرفی، m^3/h :	R	ثابت جهانی گازها، $\text{kJ}/\text{k.mol.k}$:
H	زمان کارکرد کمپرسور (ساعت):	S	دور کمپرسور (rpm):
H_p	هد پلی تروپیک، m:	S_C	هزینه جانبی:
HV	ارزش حرارتی، kJ/m^3 :	SFC	سوخت مصرفی ویژه، m^3/s :
HS	زمان استارت گرم کمپرسور (ساعت):	SST	زمان سرویس دهی تاسیسات:
i	اندیس شمارنده توربو کمپرسور:	T_{suc}	دمای ورودی به تاسیسات، $^\circ\text{C}$:
k	نمای پلی تروپیک، بی بعد:	T_S	دمای ورودی کمپرسور، $^\circ\text{C}$:
\dot{m}	دبی جرمی، kg/s :	W_P	توان کمپرسور، kw:
P_C	هزینه جرمه‌ای:	X	اندیس شمارنده تاسیسات:
P_1	فشار ورودی، bar:	Z	ضریب تراکم، بی بعد:
P_2	فشار خروجی، bar:	A	ضریب اتلاف توان، بی بعد:
P_j	فشار خروجی مرحله اول کمپرسور، bar:	ρ	چگالی، kg/m^3 :
P_1	فشار خروجی مرحله دوم کمپرسور، bar:	η_M	راندمان مکانیکی، بی بعد:
P_{suc}	فشار ورودی به تاسیسات، bar:	η_P	راندمان پلی تروپیک، بی بعد:
P_{dis}	فشاری خروجی تاسیسات، bar:	η_T	راندمان حرارتی، بی بعد:
Q_{ac}	دبی حجمی واقعی، m^3/h :		