



دانشکده مهندسی مکانیک
گروه حرارت و سیالات

بهینه سازی مصرف سوخت در ایستگاه‌های تقویت فشار

دانشجو:

محسن شمالی

استاد راهنما:

دکتر محمود فرزانه‌گرد

استاد مشاور:

دکتر جعفر فتحعلی

پایان نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

دی ماه ۱۳۸۹



دانشگاه صنعتی شاهرود

مدیریت تحصیلات تکمیلی

فرم شماره (۶)

بسمه تعالی

شماره :

تاریخ :

ویرایش :

فرم صورتجلسه دفاع پایان نامه تحصیلی دوره کارشناسی ارشد

با تأییدات خداوند متعال و با استعانت از حضرت ولی عصر (عج) جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد رشته مکانیک گرایش تبدیل انرژی **آقای محسن شامک** تحت عنوان: "بهینه سازی مصرف سوخت در ایستگاه های تقویت فشار" که در تاریخ: ۸۹/۱۰/۲۶ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح زیر است:

<input type="checkbox"/> قبول (با درجه):	<input checked="" type="checkbox"/> عالی امتیاز (۱۸,۲۶)	<input type="checkbox"/> دفاع مجدد	<input type="checkbox"/> مردود
--	---	------------------------------------	--------------------------------

۲- بسیار خوب (۱۶ - ۱۷/۹۹)

۱- عالی (۱۸ - ۲۰)

۴- قابل قبول (۱۲ - ۱۳/۹۹)

۳- خوب (۱۴ - ۱۵/۹۹)

امضاء	مرتبه علمی	نام و نام خانوادگی	عضو هیأت داوران (a)
	دانشیار	دکتر محمود فرزانه گرد	۱- استاد راهنمای اول
			۲- استاد راهنمای دوم
	دانشیار	دکتر جعفر فتحعلی	۳- استاد مشاور
	استادیار	دکتر محسن نظری	۴- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی
	استادیار	دکتر محمود چهارطاقی	۵- استاد ممتحن
	استادیار	دکترسید مجید هاشمیان	۶- استاد ممتحن

تأیید رئیس دانشکده:

تقدیم بہ پدر و مادرم

کہ ہستی و ہمہ می وجودم از آنہاست و تقدیم بہ ہمسرا، خواہر و

برادرانم کہ یار و یاور من در راہ پرپیچ و خم زندگی ہستند.

غزیرانم با تمام وجود دوستان دارم.

تشکر و قدردانی

در ابتدا از استاد راهنمای خود، جناب آقای دکتر محمود فرزانه گرد به خاطر راهنمایی و حمایتی که از من در طی انجام این تحقیق کرده‌اند، نهایت تشکر را می‌نمایم. همچنین از دکتر جعفر فتحعلی به خاطر صمیمیتشان، بسیار متشکرم.

و نیز از تمامی همکاران و دوستانم در دانشگاه صنعتی شاهرود، تشکر می‌نمایم، کسانی که بدون حمایت و حضور آنها، انجام این تحقیق، میسر نبود.

از خانواده‌ام به خاطر حمایت‌های مادی و معنوی که در طی انجام این تحقیق و کل زندگی‌ام از من داشته‌اند، تشکر ویژه می‌نمایم.

همچنین این پایان نامه از حمایت مالی شرکت ملی گاز ایران (منطقه ۴ عملیاتی گاز کشور - ایستگاه تقویت فشار رضوی مشهد) برخوردار بوده است. لذا مراتب تقدیر و تشکر خود را از مدیر عامل محترم، مدیریت بخش پژوهش و فناوری و کارشناسان شرکت گاز منطقه چهار عملیات کشور - ایستگاه تقویت فشار رضوی مشهد اعلام می‌نمایم.

تعهد نامه

اینجانب **محسن سبالی** دانشجوی دوره کارشناسی ارشد / دکتری رشته **تعمیرات انفراری (عابریسیلا)** دانشگاه **صنعتی شاهرود**، دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه / رساله **کلیه دستاوردهای علمی حاصل شده در این رساله** در راستای **دانشگاه صنعتی شاهرود** تحت راهنمایی **دکتر محمد زین العابدین** در متعهد می شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه / رساله توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان نامه / رساله تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه / رساله تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه / رساله رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه / رساله ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه / رساله ، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است.

تاریخ: ۱۳۸۹/۰۲/۲۶

امضای دانشجو **Shahrood**

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج ، کتاب ، برنامه های رایانه ای ، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه / رساله بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

* متن این صفحه نیز باید در ابتدای نسخه های تکثیر شده پایان نامه / رساله وجود داشته باشد.

چکیده:

گاز طبیعی یکی از منابع اصلی انرژی در دنیا می‌باشد، نیاز به انتقال گاز از مناطق تولید کننده به نواحی مصرف کننده در کشورها و یا از کشوری به کشور دیگر عاملی برای ساخت شبکه های انتقال گاز گردیده است. بدلیل طولانی بودن خطوط انتقال، فشار و انرژی گاز به سبب اصطکاک بین گاز و دیواره داخلی لوله ها از دست می‌رود، برای غلبه بر این کاهش انرژی در خطوط انتقال، ایستگاه های تقویت فشار در مسیر نصب می‌شوند. بعلاوه بالا بودن حجم سالیانه گاز عبوری از خطوط انتقال، سوخت قابل توجهی در ایستگاه های تقویت فشار به منظور تامین انرژی کمپرسورها مصرف می‌شود و این امر موجب شده که محققان مطالعات بسیاری بر روی ایستگاه های تقویت فشار به منظور کاهش سوخت مصرفی در ایستگاه ها و متناسب با آن کاهش در هزینه ها انجام دهند. عموماً هدف از شبیه سازی شبکه های انتقال گاز پیدا کردن شرایطی برای کاهش در هزینه ها و به عنوان اصلی ترین موضوع کمینه کردن مقدار سوخت مصرف شده در ایستگاه های تقویت فشار می‌باشد. در این تحقیق هدف عمومی شبیه سازی یک ایستگاه تقویت فشار و هدف از بهینه سازی، پیدا کردن وضعیت عملکردی است که مصرف سوخت را کمینه کند. ایستگاه تقویت فشار رضوی در مشهد به عنوان نمونه مطالعاتی در نظر گرفته شده و به شبیه سازی (در تمام تحقیقات قبلی سیکل راننده (توربین گاز) تنها به صورت یک رابطه که بازده کلی بستگی به توان ورودی دارد، تعریف می‌شود و اثراتی مانند دما و فشار محیط و غیره مورد بررسی قرار نگرفته‌اند. اما در این تحقیق تمام عوامل تاثیر گذار بر سیکل راننده مورد بررسی قرار گرفته‌اند.) آن برای تعیین مصرف سوخت و تعیین بهترین وضعیت عملکرد پرداخته شده است. ایستگاه دارای ۴ توربوکمپرسور است، که به صورت موازی چیده شده‌اند.

همچنین به آنالیز انرژی ایستگاه پرداخته شده و به عنوان کاری جدید و نو که تا به حال صورت نگرفته شده است به کمینه سازی انرژی ناپوشده در ایستگاه برای تعیین چگونگی بهترین کارکرد هر واحد تراکم به عنوان تابع هدف در بهینه سازی پرداخته شده است. در انتها نیز نتایج حاصل از

شبیه‌سازی صورت گرفته برای ایستگاه تقویت فشار رضوی مشهد و نتایج حاصل از بهینه‌سازی آن برای دو تابع هدف مصرف سوخت و آگزرژی نابود شده آورده شده است.

کلمات کلیدی:

ایستگاه تقویت فشار، شبیه‌سازی، کمپرسور گریز از مرکز، توربین گازی، بهینه‌سازی، مصرف سوخت، نابودی آگزرژی

مقالات مستخرج شده:

۱- آنالیز اگزرژی توربین های گازی دو شفت و اثر دمای ورودی به ژنراتور گاز بر اگزرژی

سیستم (نمونه مطالعاتی: توربین گازی ایستگاه تقویت فشار رضوی مشهد) { اولین

کنفرانس علوم حرارتی ایران }

۲- روشی برای شبیه سازی توربین های گازی در صنعت {دهمین کنفرانس هوا و فضای

ایران }

۱- فصل اول: مقدمه ۱

۱-۱- مقدمه ۲

۱-۱-۱- کمپرسور گاز ۸

۱-۱-۲- گرداننده کمپرسور گاز ۹

۱-۲- تاریخچه گاز طبیعی ۱۱

۱-۲-۱- تاریخچه گاز در ایران و تاسیس شرکت ملی گاز ایران ۱۲

۱-۳- هدف از انجام این تحقیق ۱۴

۱-۴- ساختار پایان نامه ۱۶

۲- فصل دوم: مروری بر کارهای گذشته ۱۷

۱-۲- مقدمه ۱۸

۲-۲- کارهای صورت گرفته توسط دانشمندان و محققان در گذشته ۱۸

۳- فصل سوم: بررسی تجهیزات اصلی ایستگاه و فرمولبندی روابط آن ۳۳

۱-۳- مقدمه ۳۴

۲-۳- کمپرسور ۳۹

۳-۳- کمپرسورهای گریز از مرکز ۴۰

۱-۳-۳- گرمای ویژه ۴۷

۴۷۲-۳-۳ فاکتور تراکم پذیری
۴۹۴-۳-۴ توربین گازی ایستگاه تقویت فشار (توربین گازی دو شفت)
۵۰۴-۳-۱ تعیین قدرت خروجی توربین گاز
۵۰۴-۳-۲ وضعیت عملکرد توربین های گازی
۵۳۴-۳-۳ اجزای توربین گازی
۵۷۴-۳-۴ آنالیز اگزرژی
۶۲۴-۳-۵ پارامترهای موثر بر عملکرد توربین گازی دو شفت
۴-۳-۶ روش شبیه سازی توربین های گازی راننده کمپرسورهای گریز از مرکز ایستگاه
۶۹ تقویت فشار رضوی مشهد

۴- فصل چهارم: روشهای بهینه سازی

۷۳
۷۴۴-۱-۱ مقدمه
۷۵۴-۲-۱ فرمول بندی بهینه سازی
۷۷۴-۳-۱ مسائل بهینه سازی
۷۸۴-۴-۱ دسته بندی روشهای بهینه سازی
۷۹۴-۵-۱ راه حل کلی
۷۹۴-۶-۱ نرخ همگرایی
۸۰۴-۷-۱ گرادیان تابع
۸۲۴-۷-۱ محاسبه گرادیان
۸۳۴-۷-۲ تعیین طول گام بهینه در جهت کاهش تابع

۸۴-۸-۴ معیار همگرایی ۸۴

۸۴-۹-۴ روش متریک متغیر (روش دیویدون- فلچر- پاول) ۸۴

۸۷-۱۰-۴ الگوریتم ژنتیک ۸۷

۸۷-۱۰-۴ الگوریتم ۸۷

۹۰-۱۰-۴ ساز و کار الگوریتم ژنتیک ۹۰

۹۲-۱۰-۴ طرح کلی الگوریتم ژنتیک ۹۲

۹۴ ۵- فصل پنجم: نتایج

۹۵-۱-۵ مقدمه ۹۵

۹۷-۲-۵ معرفی خط انتقال ۴ ایران و ایستگاه تقویت فشار رضوی ۹۷

۹۹-۳-۵ نمودارهای عملکرد کمپرسور گریز از مرکز ۹۹

۹۹-۳-۵ نمودارهای ارائه شده توسط شرکت سازنده ۹۹

۱۰۱-۲-۳-۵ نمودارهای بدست آمده از برازش ۱۰۱

۱۰۲-۳-۳-۵ مقایسه نمودارهای شرکت سازنده و نمودارهای حاصل از برازش ۱۰۲

۱۰۸-۴-۵ مقایسه نتایج حاصل از شبیه سازی توربین گازی ایستگاه با مقادیر واقعی ۱۰۸

۱۱۰-۵-۵ مقایسه نتایج شبیه سازی و مقادیر ثبت شدهی توربوکمپرسور ایستگاه تقویت فشار رضوی ۱۱۰

۱۱۲-۶-۵ تاثیرگذاری پارامترهای مختلف بر مقدار سوخت مصرفی ایستگاه ۱۱۲

۷-۵- نمودارهای نشان دهنده شرایط بهینه در آنالیز انرژی (تابع هدف کمینه سازی مصرف

سوخت ایستگاه) ۱۱۳

- ۵-۷-۱ نمودارهای نشان دهنده مصرف سوخت بهینه ایستگاه به دبی حجمی واقعی ایستگاه
برای چیدمان های مختلف واحدهای در حال کار ۱۱۴
- ۵-۷-۲ نمودارهای نشان دهنده چگونگی بهترین مقدار عبور جریان گاز از هر واحد در حال
کار ۱۲۲
- ۵-۸-۱ نمودارهای نشان دهنده شرایط بهینه در آنالیز آگرژی (تابع هدف کمینه سازی آگرژی
نابود شده در ایستگاه) ۱۲۶
- ۵-۸-۱ نمودارهای نشان دهنده کمینه آگرژی نابود شده ایستگاه به دبی حجمی واقعی
ایستگاه برای چیدمان های مختلف واحدها ۱۲۶
- ۵-۸-۲ نمودارهای نشان دهنده چگونگی بهترین مقدار عبور جریان گاز از هر واحد ۱۳۴

فصل ششم: نتیجه گیری و پیشنهادات

- ۱-۶- نتیجه گیری ۱۳۹
- ۲-۶- پیشنهادات ۱۴۰

پیوست الف: کمپرسورها

- ۱- الف- تاریخچه کمپرسورها ۱۴۳
- ۲- الف- هدف از به کارگیری کمپرسورها ۱۴۷
- ۳- الف- دسته بندی کمپرسورها بر اساس دیدگاه فشار و ظرفیت ۱۴۸
- ۴- الف- دسته بندی کمپرسورها از جنبه رفتاری ۱۴۹
- ۵- الف- دسته بندی کمپرسورها از جنبه روغن کاری ۱۵۰

الف- کمپرسور نوع پیستونی ۱۵۱

ب- کمپرسور نوع دورانی ۱۵۱

الف-۶- مزایای کمپرسور خشک نسبت به کمپرسور روانکاری شونده ۱۵۲

الف-۷- معایب کمپرسور خشک نسبت به کمپرسور روانکاری شونده ۱۵۲

الف-۸- چگونگی انتخاب کمپرسور ۱۵۲

پیوست ب: فاکتور تراکم پذیری ۱۵۵

ب-۱- روش ردلیک کوانگ با ۲ ثابت ۱۵۵

ب-۲- روش درانچاک و همکارانش با ۶ ثابت ۱۵۶

ب-۳- روش درانچاک، پورویس و رایبسون با ۸ ثابت ۱۵۶

پیوست ج: محدودیت های عملکرد کمپرسورها ۱۵۹

ج-۱- پدیده موجدارشدن ۱۵۹

ج-۲- محدودیت پدیده های موج و صخره ۱۶۲

پیوست د: توربین گازی ۱۶۶

د-۱- روش مستقیم ۱۶۶

د-۲- روش غیر مستقیم ۱۶۷

پیوست ه: روش متریال متغیر و الگوریتم ژنتیک ۱۷۰

۱-۵- طبیعت روش متریک متغیر: ۱۷۰

۲-۵- الگوریتم ژنتیک ۱۷۴

۱-۲-۵- مقدمه ۱۷۴

۲-۲-۵- پیشینه ۱۷۶

۳-۲-۵- الگوریتم ژنتیک چیست؟ ۱۷۷

۴-۲-۵- برتری ها و ضعف های الگوریتم ژنتیک ۱۷۹

۵-۲-۵- چند نمونه از کاربرد های الگوریتم های ژنتیک ۱۸۰

پوست و: الگوریتم ژنتیک در MATLAB ۱۸۳

۱- و- فراخوانی الگوریتم ژنتیک در MATLAB ۱۸۳

۲- و- استفاده از جعبه ابزار الگوریتم ژنتیک در MATLAB ۱۸۴

۳- و- اصطلاحات جعبه ابزار الگوریتم ژنتیک در نرم افزار MATLAB ۱۸۸

۴- و- مراحل کمینه کردن الگوریتم ژنتیک ۱۹۵

۱۹۷

مراج

۷	شکل ۱-۱: نمایش یک ایستگاه تقویت فشار و تجهیزات موجود در آن
۳۶	شکل ۱-۳: نقشه جانمایی یک ایستگاه تقویت فشار [۵]
۳۷	شکل ۲-۳: نمونه ای از یک ایستگاه تقویت فشار [۵۸]
۳۸	شکل ۳-۳: شماتیک ساده ای از واحد تراکم یک ایستگاه تقویت فشار
۴۱	شکل ۳-۴: شکل برش خورده یک کمپرسور گریز از مرکز خط لوله انتقال [۵۹]
۴۲	شکل ۳-۵: نمودار عملکرد یک نمونه کمپرسور گریز از مرکز [۲۱]
۵۰	شکل ۳-۶: توربین گازی دوشفت [۵۸]
۵۱	شکل ۳-۷: تغییرات بازده بر حسب توان در توربین های گازی مختلف [۵۸]
۵۲	شکل ۳-۸: شماتیک سیکل ساده توربین گازی دوشفت [۷۳]
۵۳	شکل ۳-۹: دیاگرام T-S سیکل ساده توربین گازی دوشفت [۷۳]
۶۳	شکل ۳-۱۰: تاثیر دمای محیط بر توان خروجی توربین گازی [۵۸]
۶۴	شکل ۳-۱۱: تاثیر ارتفاع و فشار ورودی بر توان خروجی توربین گازی [۵۸]
۶۵	شکل ۳-۱۲: تاثیر افت فشار در ورودی و خروجی بر توان خروجی توربین گازی [۵۸]
۶۶	شکل ۳-۱۳: تاثیر رطوبت بر توان خروجی توربین گازی [۷۴]
۶۷	شکل ۳-۱۴: تاثیر نوع سوخت بر میزان قدرت خروجی توربین گاز [۷۴]
۶۷	شکل ۳-۱۵: تاثیر سرعت توربین قدرت بر عملکرد توربین گازی [۵۸]
۶۸	شکل ۳-۱۶: تاثیر دور توربین قدرت بر توان بهینه توربین گازی [۵۸]
۸۱	شکل ۴-۱: جهت های سریع ترین افزایش
۹۱	شکل ۴-۲: نمایش الحاق در الگوریتم ژنتیک
۹۱	شکل ۴-۳: نمایش جهش در الگوریتم ژنتیک
۹۲	شکل ۴-۴: نمایش گلچین در الگوریتم ژنتیک
۹۳	شکل ۴-۵: نمایش نحوه عملیات الگوریتم ژنتیک شکل
۹۸	شکل ۵-۱: شمای کلی خط لوله اصلی انتقال گاز منطقه ۴ کشور
۹۹	شکل ۵-۲: شماتیک ایستگاه تقویت فشار رضوی مشهد
۱۰۰	شکل ۵-۳: نمودار عملکرد شرکت سازنده برای کمپرسور گریز از مرکز ایستگاه تقویت فشار رضوی
۱۰۱	شکل ۵-۴: نمودار بازده پلی تروپیک بر حسب دبی بدست آمده از برازش
۱۰۲	شکل ۵-۵: نمودار هد پلی تروپیک بر حسب دبی بدست آمده از برازش
۱۰۳	شکل ۵-۶: مقایسه نمودار هد پلی تروپیک بر حسب دبی شرکت سازنده و نمودار حاصل از برازش
۱۰۳	شکل ۵-۷: مقایسه نمودار بازده بر حسب دبی شرکت سازنده و نمودار حاصل از برازش
۱۱۶	شکل ۵-۸: مقدار بهینه سوخت مصرفی ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی به ایستگاه برای تعداد واحدهای مختلف روشن برای شرایط جدول ۵-۱۲
۱۱۶	شکل ۵-۹: سرعت عملکرد کمپرسور گریز از مرکز مربوط به شکل ۵-۸
۱۱۷	شکل ۵-۱۰: مقدار سوخت مصرفی ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی به ایستگاه برای تعداد واحدهای مختلف روشن برای شرایط جدول ۵-۱۳

- شکل ۵-۳۶: اگزرژی نبود شده ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی متفاوت به واحدها بر اساس شرایط جداول (۲۰-۵ و ۱۲-۵) ۱۳۶
- شکل ۵-۳۷: اگزرژی نبود شده ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی متفاوت به واحدها بر اساس شرایط جداول (۲۰-۵ و ۱۳-۵) ۱۳۷
- شکل ۵-۳۸: اگزرژی نبود شده ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی متفاوت به واحدها بر اساس شرایط جداول (۲۰-۵ و ۱۴-۵) ۱۳۷
- شکل ۵-۳۹: اگزرژی نبود شده ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی متفاوت به واحدها بر اساس شرایط جداول (۲۰-۵ و ۱۵-۵) ۱۳۸
- شکل الف-۱: نمونه ای از دمی آهنگری در مصر باستان ۱۴۴
- شکل الف-۲: نمونه ای از اولین کمپرسور صنعتی ۱۴۶
- شکل ج-۱: منحنی مشخصه یک کمپرسور گریز از مرکز (نشان دهنده خط خفگی و شوک ۱۶۰
- شکل و-۱: صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در MATLAB ۱۸۶
- شکل و-۲: نمایش اطلاعات خروجی در صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در MATLAB ۱۸۷
- شکل و-۳: رسم بهترین تابع تناسب در هر نسل در صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در MATLAB ۱۸۸
- شکل و-۴: شرایط توقف الگوریتم در صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در MATLAB ۱۹۰
- شکل و-۵: انتخاب چگونگی نمایش نتایج در صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در MATLAB ۱۹۱
- شکل و-۶: چگونگی انتخاب نوع و اندازه و موارد مربوط به جمعیت (Population option) در صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در MATLAB ۱۹۲
- شکل و-۷: انتخاب چگونگی مقیاس بندی تابع تناسب (Fitness scaling option) در صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در MATLAB ۱۹۳
- شکل و-۸: چگونگی انتخاب والدین (Selection- option) برای تشکیل نسل بعدی در صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در MATLAB ۱۹۳
- شکل و-۹: انتخاب چگونگی تولید نسل (Reproduction) در صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در MATLAB ۱۹۴
- شکل و-۱۰: انتخاب چگونگی جهش (Mutation option) در صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در MATLAB ۱۹۴
- شکل و-۱۱: انتخاب چگونگی ترکیب ژن ها (Crossover) در صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در MATLAB ۱۹۵
- شکل و-۱۲: انتخاب جهت و ضریب مهاجرت (Migration) در صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در MATLAB ۱۹۵
- شکل و-۱۳: انتخاب تابع بهینه ساز (Hybrid Function Option) بعد الگوریتم ژنتیک در صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در MATLAB ۱۹۶
- شکل و-۱۴: چگونگی انتخاب جمعیت اولیه الگوریتم ژنتیک در MATLAB ۱۹۶

فهرست جداول

صفحه

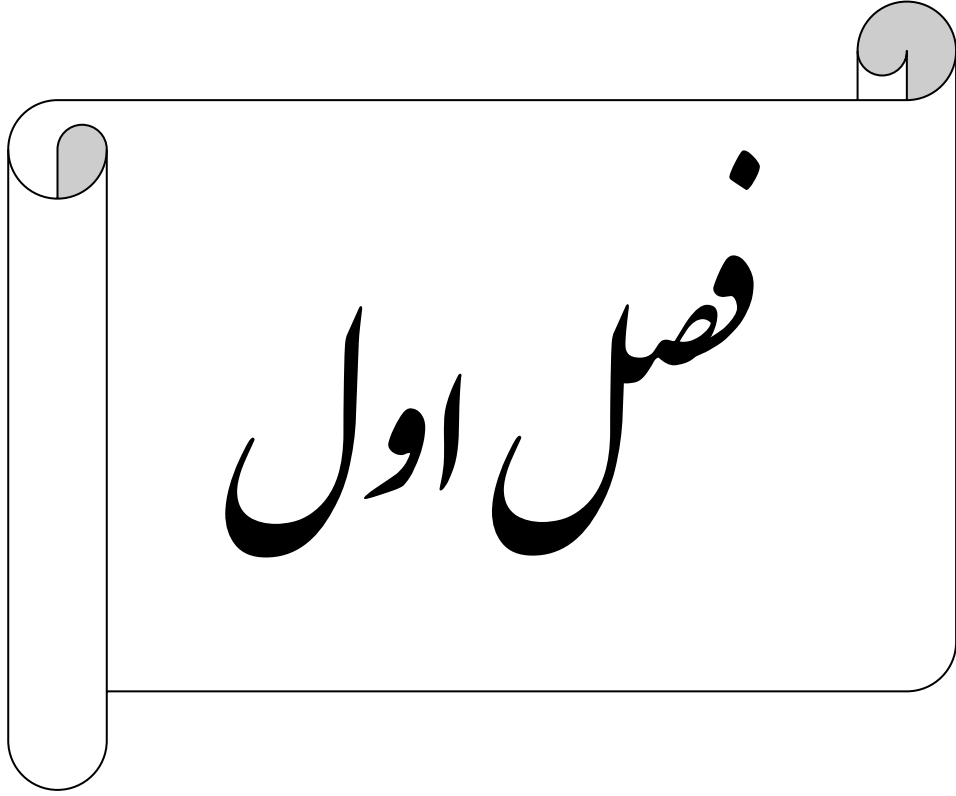
عنوان

۴	جدول ۱-۱: اطلاعاتی از گستره فشار، قطر لوله و مواد در سیستم حمل و نقل [۲]
۴۵	جدول ۱-۳: ضرایب مربوط به نمودار عملکرد کمپرسور گریز از مرکز شکل ۳-۵ [۲۱]
۷۱	جدول ۲-۳: مقادیر اندازه گیری شده برای توربین گازی
۷۱	جدول ۳-۳: مقادیر فاکتورهای اصلاح کننده
۷۲	جدول ۴-۳: مقادیر اصلاح شدهی اندازه گیری های جدول ۳-۳
۷۸	جدول ۴-۱: دسته بندی روش های بهینه سازی
۱۰۴	جدول ۱-۵: مقایسه بازده پلی تروپیک بدست آمده از نمودار عملکرد شرکت سازنده و جند جمله ای برآزش شده
۱۰۶	جدول ۲-۵: مقایسه هد پلی تروپیک بدست آمده از نمودار عملکرد شرکت سازنده و جند جمله ای برآزش شده
۱۰۹	جدول ۳-۵: ضرایب ثابت رابطه (۳-۶۱)
۱۰۹	جدول ۴-۵: ضرایب ثابت رابطه (۳-۶۵)
۱۱۰	جدول ۵-۵: مقایسه بین مقادیر واقعی و مقادیر بدست آمده از روش بخش ۳-۴-۶ برای شرایط مختلف عملکرد
۱۱۰	جدول ۶-۵: مقادیر اصلاح شده مربوط به شرایط جدول ۵-۵
۱۱۲	جدول ۷-۵: شرایط گاز ورودی به ایستگاه (ثبت شده در فرم واحد دیسپچینگ ایستگاه تقویت فشار)
۱۱۲	جدول ۸-۵: نتایج مقادیر شبیه سازی و ثبت شده در واحد دیسپچینگ ایستگاه رضوی برای شرایط جدول ۷-۵
۱۱۲	جدول ۹-۵: درصد خطای موجود در نتایج جدول ۸-۵
۱۱۳	جدول ۱۰-۵: وابستگی مقدار سوخت مصرف شده در ایستگاه به پارامترهای مختلف
۱۱۴	جدول ۱۱-۵: وابستگی مقدار سوخت مصرف شده در ایستگاه به پارامترهای مختلف
۱۱۶	جدول ۱۲-۵: شرایط دما و فشار محیط و گاز ورودی به ایستگاه
۱۱۷	جدول ۱۳-۵: شرایط دما و فشار محیط و گاز ورودی به ایستگاه
۱۱۸	جدول ۱۴-۵: شرایط دما و فشار محیط و گاز ورودی به ایستگاه
۱۱۹	جدول ۱۵-۵: شرایط دما و فشار محیط و گاز ورودی به ایستگاه
۱۲۰	جدول ۱۶-۵: شرایط دما و فشار محیط و گاز ورودی به ایستگاه
۱۲۱	جدول ۱۷-۵: شرایط دما و فشار محیط و گاز ورودی به ایستگاه
۱۲۳	جدول ۱۸-۵: مقدار جریان حجمی گاز عبوری از هر واحد
۱۲۴	جدول ۱۹-۵: مقدار سوخت بهینه و مقادیر جریان عبوری از هر واحد برای جدول ۱۸-۵
۱۲۴	جدول ۲۰-۵: مقدار جریان حجمی گاز عبوری از هر واحد
۱۳۶	جدول ۲۱-۵: مقدار کمینه اگزرژی نابود شده و مقادیر جریان عبوری از هر واحد شرایط جدول ۱۸-۵
۱۴۹	جدول الف-۱: انواع پمپ خلاء

فهرست علائم

	$a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6$	ضرایب ثابت افت در توربین گازی
	$b_1, b_2, b_3, b_4, b_5, b_6$	ضرایب ثابت در هر کمپرسور
kJ/kg.mol.k	C_v	گرمای ویژه در حجم ثابت
kJ/kg.mol.k	C_p	گرمای ویژه در فشار ثابت
kw	\dot{E}	انرژی
	EA	هوای اضافی
ft	elevation	ارتفاع
	f	ضریب تصحیح هد پلی تروپیک
	fa	نسبت جرم سوخت بر واحد جرم هوا
	k	ثابت نمایی در تراکم آدیاباتیک
kJ	KE	انرژی جنبشی
kJ/kg	LHV	ارزش حرارتی پایین سوخت
kg/s	\dot{m}	دبی جرمی
	M	وزن مولکولی
	n	نمای پلی تروپیک
kpa	p	فشار
	P_r	فشار کاهیده
kJ	PE	انرژی پتانسیل
ft^3 / min	Q	دبی حجمی
kJ/(kg.mol.k)	R	ثابت گاز
rpm	S	سرعت
kJ/kg.k	s	آنتروپی
k	T	دما
	T_r	دمای کاهیده
kJ/kg	U	انرژی داخلی
m^3	V	حجم
kw	W	توان
	WI	مشخصه قدرت موتور
	y	نسبت مولی هر جزء گاز
	Z	فاکتور تراکم پذیری
		علائم یونانی
	η	بازده

kg / m^3	β	چگالی
	ρ_r	چگالی کاهیده
	ε	بازده انگرژی
		زیر نویس
	.	شرایط مرجع
	۱	ورودی کمپرسور
	۲	خروجی کمپرسور
	۳	ورودی ژنراتور گاز
	۴	خروجی ژنراتور گاز
	a	هوا
	amb	شرایط محیط
	at	شرایط استوکیومتری
	b	شرایط مرزی
	c	کمپرسور
	cch	محفظه احتراق
	ch	شیمیایی
	corrected	اصلاح شده
	cv	حجم کنترل
	di	ناپود شده
	gg	ژنراتور گاز
	gt	توربین گازی
	i	هر جزء گاز
	in-hg	شرایط اتمسفر
	max	بیشینه
	min	کمینه
	opt	بهینه
	Pr	محصولات
	r	نسبت فشار
	Re	واکنش دهنده ها
	Sealevel	سطح دریا
	Surge	شوک
	StoneWall	خفگی
	th	ترمودینامیکی



مقدمہ

۱-۱- مقدمه

یکی از پرمصرف‌ترین انواع انرژی، انرژی حاصل از سوختن گاز طبیعی می‌باشد، گاز طبیعی یک سوخت پاک و جایگزین برای نفت و زغال سنگ که باعث آلودگی و ایجاد گازهای گلخانه‌ای و اسیدی می‌شوند، می‌باشد. بر اساس اکثر محاسبات و برآوردهای انجام شده، مصرف جهانی آن تا سال ۲۰۳۰، دو برابر خواهد شد (ریوا و همکارانش^۱ (2006) [۱]). نفت و گاز، حداقل تا ۱۰۰ سال آینده به عنوان عمده‌ترین منابع انرژی در جهان باقی خواهند ماند. در ایران کشوری که بیش از ۱۱٪ کل ذخایر نفتی و ۱۵/۳٪ ذخایر گازی دنیا را داراست، منابع نفت و گاز و صنایع وابسته به آن در درجه اول اهمیت قرار دارند. در این بین گاز طبیعی روز به روز نقش پررنگ‌تری را نسبت به نفت در عرصه بین‌المللی پیدا می‌کند، تا جایی که توانسته است به عنوان یک اهرم قدرتمند سیاسی برای کشورهای به‌رمند از آن، نقش ایفا کند. شاید دلیل این امر را بتوان در جایگاه گاز طبیعی به عنوان سوخت پاک در طبیعت پیدا کرد. در حال حاضر در ایران که رتبه دوم ذخایر گازی دنیا را داراست، چگونگی برداشت و تولید بهینه از این ذخایر و انتقال و صادرات آن امری اجتناب‌ناپذیر به نظر می‌رسد. حمل و نقل مقادیر زیادی از گاز طبیعی، بوسیله سیستم‌های شیکه خط لوله در مسافت‌های طولانی صورت می‌گیرد. نیاز انتقال گاز از مناطق تولیدکننده به نواحی مصرف‌کننده در کشورها و یا از کشوری به کشور دیگر عاملی برای ساخت شبکه‌های انتقال گاز گردیده است. بدلیل طولانی بودن خطوط انتقال، فشار و انرژی گاز بدلیل اصطکاک بین گاز و دیواره داخلی لوله‌ها از دست می‌رود، برای غلبه بر این کاهش انرژی در خطوط انتقال ایستگاه‌های تقویت فشار در مسیر نصب می‌شوند. بخشی از گازی که انتقال می‌یابد، توسط ایستگاه‌های تقویت فشار مصرف می‌گردد و در نتیجه هزینه سوخت مصرفی از یک طرف و نشر گاز دی‌اکسید کربن از طرف دیگر، از موضوعات با اهمیت در صنایع انتقال گاز می‌باشد. نگرانی‌های اقتصادی (در اغلب موارد به حداقل رساندن هزینه سرمایه‌گذاری)، بیشینه کردن توان

^۱ Riva et al

عملیاتی و کاهش هزینه سوخت از موضوعات اصلی که به طور کلی در شبکه های انتقال و در طراحی و راه اندازی شبکه خط لوله گاز وجود دارند، می باشد. در صنعت گاز، شبکه های انتقال گاز در چندین دهه اخیر به تکامل رسیده است. یک شبکه معمولی امروزه ممکن است از هزاران لوله، ده ها ایستگاه تقویت فشار و بسیاری وسایل دیگر همچون شیرها، تنظیم کننده ها تشکیل شده باشد. در داخل هر ایستگاه تقویت فشار، چندین گروه از واحدهای تراکم که دارای ظرفیت های گوناگون و مدل های متفاوت هستند برای تقویت فشار گاز وجود دارند. کمپرسورها، گاز را در فشار پایین دریافت نموده و با صرف انرژی که از سیکل راننده آن تامین می شود، گاز را متراکم نموده و با فشار بالا وارد خطوط اصلی انتقال می نمایند. در واقع کمپرسورها که تامین کننده افت فشار گاز هستند و سیکل راننده آنها که انرژی مورد نیاز کمپرسورها را تامین می کنند از اجزای اصلی هر ایستگاه تقویت فشار می باشند. به طور عمومی دستگاه راننده ی کمپرسورهای سانتریفوز، توربین های گازی می باشد، محققان مطالعات بسیاری به منظور کاهش سوخت مصرفی در شبکه های انتقال گاز انجام داده اند که بیشتر این کارها برای موارد خاص و به صورت شبیه سازی و بهینه سازی عددی بوده است. در واقع شبیه سازی عددی، تلاش برای حل این مسائل و پیدا کردن جوابی برای آن، چه در حالت پایدار و چه در حالت گذرا برای مدل های شبکه ای می باشد. در این زمینه، شبیه سازی ها و بهینه سازی های عددی خط لوله گاز می تواند کمک بزرگی برای طراحی، پیش بینی رفتار و کنترل عملکرد آنها بکند.

شبیه سازی و بهینه سازی خطوط انتقال گاز دارای مشکلاتی از جهات مختلف می باشد:

- ایستگاه های تقویت فشار دارای پیچیدگی های خاصی می باشند:

الف- ایستگاه های تقویت فشار ممکن است شامل چندین ده واحد تراکم با پیکربندی و

ویژگی های مختلف باشند.

ب- هر واحد تراکم می تواند روشن و یا خاموش باشد.

ج- رفتار غیر خطی واحدهای تراکم

- تنظیم قیدها بر اساس شرایط عملکرد در واحدهای تراکم با محدودیت‌های موجود در لوله‌ها، که ایجاد محدودیت‌های غیرخطی در سیستم و در نتیجه پیچیدگی در آن می‌گردد.
- مشکلات موجود در بهینه‌سازی که اغلب شامل متغیرهای صحیح و پیوسته است.

فشار خط لوله، قطر و مواد استفاده شده در بخش‌های مختلف انتقال، به طور قابل توجهی از کشوری به کشور دیگر متفاوت می‌باشد و همچنین تفاوت‌های جزئی در سیستم کلی که وابسته منابع می‌باشد نیز وجود دارد (جدول ۱-۱)، برخی از گستره معمول فشار، قطر لوله و موادی که در بخش‌های مختلف حمل و نقل مورد استفاده قرار می‌گیرد را نمایش می‌دهد).

جدول ۱-۱: اطلاعاتی از گستره فشار، قطر لوله و مواد در سیستم حمل و نقل [۲]

<i>Transport stage</i>	<i>Pressure, bar</i>	<i>Diameter, cm</i>	<i>Material</i>
To head station	70-100	40-150	LA, HSS
Long distance	60-90	50-130	LA, HSS
Local / Regional	8-40	7.5-30	LA, LCS
Customer	0.050-0.100	2.5-5	LCS, PVC, PE

Notes: LA = Low alloy, HSS = High strength steels, LCS = Low-carbon steel PVC = Poly-vinyl-chloride, PE = Polyethylene

چند صد هزار سیستم انتقال گاز در ابعاد بزرگ، متوسط و کوچک در ۳۰ سال گذشته در سرتاسر جهان با توجه به افزایش مصرف گاز طبیعی، طبق آمار آژانس بین‌المللی انرژی ساخته شده است. [۳]

اندازه ایستگاه‌های تقویت فشار با توجه به ظرفیت جریان عبوری، طول مسیر انتقال و محدودیت‌های موجود طراحی می‌گردد. اگرچه سیستم‌هایی با تعداد کمتر ایستگاه تقویت فشار، راحت‌تر عمل می‌کنند ولی آنها دارای این عیب می‌باشند که نیاز به فشار ورودی بالاتری دارند. میانگین مقدار گازی که در ایستگاه‌ها پمپ می‌گردد در حدود بیش از ۸۳۰ میلیون متر مکعب در روز است. در شرایط نرمال، ایستگاه‌های تقویت فشار در حال کارکرد ۲۴ ساعت در روز، هفت روز در هفته و ۳۶۵ روز در

سال هستند. با وجود اینکه ایستگاه‌ها از نظر نوع و تعداد موتورها دارای تنوع هستند ولی اکثر آنها شامل: لوله‌ها، موتورها، کمپرسورها، سیستم سوخت گاز، سیستم‌های روغن کاری، سیستم پوشش آب، ژنراتورهای الکتریکی، سیستم‌های ایمنی و پرسنل برای نظارت، نگهداری و کنترل عملکرد تجهیزات می‌باشند که به توضیح این موارد در زیر پرداخته می‌گردد:

- محوطه لوله‌های ایستگاه

گاز طبیعی از طریق لوله کشی محوطه ایستگاه وارد و خارج می‌گردد. گاز وارد می‌شود به ایستگاه از هدر مکش، از آنجا گاز از تمییزکننده‌ها عبور کرده تا هرگونه مواد جامد و بیشتر مایع از گاز جدا گردد. از کولرهای گازی فشار بالا برای پایین آوردن دمای گاز که به خاطر افزایش فشار بالا رفته، قبل از اینکه وارد خط اصلی گردد، استفاده می‌شود. خنک کاری کمک می‌کند تا جلوی خوردگی لوله‌ها گرفته شود و حجم بیشتری از گاز انتقال یابد. پس از سیستم خنک کاری، جریان گاز وارد خط اصلی انتقال می‌گردد.

- واحد تراکم (موتور و دستگاه کمپرسور)

موتور و کمپرسور قلب ایستگاه می‌باشند. هنگام عبور گاز از خطوط انتقال فشار آن افت می‌کند. کمپرسورها با افزایش فشار گاز، آن را قادر می‌سازند تا در خطوط انتقال به حرکت خود ادامه دهد. با توجه به حجم گاز عبوری و مقدار فشار مورد نیاز تعدادی از کمپرسورها برای افزایش فشار گاز به مقدار مورد نیاز، به حرکت در می‌آیند.

- سیستم سوخت گاز

بیشتر موتورهای راننده‌ی کمپرسورهای ایستگاه، از گاز طبیعی موجود در خطوط انتقال برای حرکت خود و تامین انرژی مورد نیاز کمپرسورها برای افزایش فشار گاز ورودی به ایستگاه استفاده می‌کنند، البته بعضی از آنها نیز توسط موتورهای الکتریکی به حرکت در می‌آیند.

- سیستم روغن کاری

سیستم روغن کاری به منظور روان سازی و محافظت از تمامی قسمت‌های موتور و کمپرسور که در حال حرکت و چرخش می باشند، استفاده می‌گردد. هر موتور سیستم، روغن کاری مخصوص خود را با توجه به دمای خود به منظور خنک کاری، دارا می‌باشد. هنگامی که روغن موتور عوض می‌شود، روغن قدیمی خارج شده و به بازیافت آن می‌پردازند.

- سیستم پاشش آب

گردش آب در سرتاسر موتور به عنوان مایع خنک کننده، سیستم پوشش آب نامیده می‌شود. آب گرمای موتور را گرفته و از طریق کولر جوی، این گرما خارج می‌شود. آب به همراه مواد افزودنی در آن باعث جلوگیری از خوردگی داخل موتور و لوله کشی نیز می‌گردد.

- ژنراتورهای الکتریکی

ژنراتورهای الکتریکی برای تامین سوخت سیستم‌های پوشش آب و سیستم‌های خنک کننده و همچنین تامین انرژی اولیه کمپرسورها و یا به عنوان پشتیبان منبع انرژی آنها استفاده می‌گردند.

- سیستم‌های ایمنی

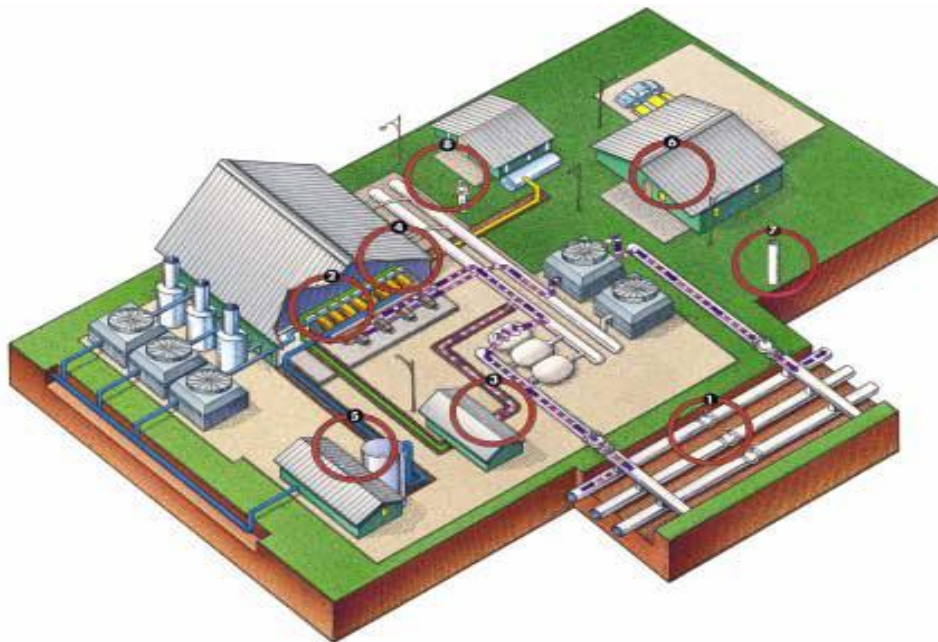
برای محافظت از مردم، کارکنان شرکت و اموال، تمام ایستگاه های تقویت فشار به چندین دستگاه ایمنی مجهز می‌گردند. یکی از این سیستم‌های ایمنی که وجه مشترک همه‌ی ایستگاه های تقویت

فشار می‌باشد، سیستم خاموشی اضطراری است. وقتی که سیستم خاموشی اضطراری فعال می‌گردد، موتورهای متوقف شده و لوله‌های کمپرسورها جدا شده و گاز به بیرون از ایستگاه تخلیه می‌گردد. در تمام مدت انجام فرایند تخلیه، گاز طبیعی از طریق دودکش‌هایی در منطقه‌ای دور افتاده از محوطه ایستگاه منتشر می‌گردد.

● پرسنل

در هر ایستگاه تقویت فشار، افرادی در حال انجام کار هستند که این افراد توسط مدیر منطقه که مسئولیت نظارت بر امکانات در منطقه را برعهده دارد، کنترل می‌گردند. سرپرستان نیز در هر قسمت با انتخاب تکنسین‌هایی که وظیفه آنها، نگهداری و تعمیر تجهیزات ایستگاه است و همچنین مهندسان آموزش دیده به عنوان پشتیبان، به نظارت بر روند انتقال گاز می‌پردازند.

در شکل ۱-۱، نمایشی از یک ایستگاه تقویت فشار و تجهیزات آن آورده شده است.



شکل ۱-۱: نمایشی از یک ایستگاه تقویت فشار و تجهیزات موجود در آن

ایستگاه تقویت فشار به عنوان قلب یک سیستم انتقال گاز و واحد تراکم یک ایستگاه تقویت فشار به عنوان قلب یک ایستگاه تقویت فشار می باشد. واحد تراکم ایستگاه تقویت فشار از دو جزء اصلی کمپرسور گاز و گرداننده آن، تشکیل شده است.

۱-۱-۱ کمپرسور گاز

کمپرسورهای موجود در ایستگاه های تقویت فشار را به دو گروه می توان تقسیم نمود:

- کمپرسورهای جابجایی مثبت

کمپرسورهای جابجایی مثبت یا جریان متناوب، مقداری از گاز را در داخل یک حجم بسته محبوس می کنند. با کاهش حجم، فشار گاز محبوس افزایش می یابد. آن گاه گاز تحت فشار قرار گرفته و به نقطه دهش کمپرسور تحویل داده می شود.

کمپرسورهای جابجایی مثبت یا جریان متناوب، به دو نوع مجزا تقسیم می شوند:

الف- کمپرسورهای رفت و برگشتی

ب- کمپرسورهای چرخشی

در کمپرسورهای رفت و برگشتی، حجم گاز درون یک سیلندر توسط یک پیستون کاهش می یابد. برای هدایت جریان گاز و نیز جلوگیری از جریان برگشتی، نیاز به وجود سوپاپ در سیلندرها است. در کمپرسورهای چرخشی، روتورها با پره یا لبه تجهیز می گردند. آنها گاز را در یک حجم ثابت یا متغیر، بین خودشان و یک پوسته خارجی محبوس می کنند. همزمان با گردش روتور، گاز از ورودی به خروجی جابجا می شود. در این نوع کمپرسورها نیازی به سوپاپ نمی باشد. این نوع کمپرسورها معمولاً برای تقویت فشار هوا در تاسیسات مورد استفاده قرار می گیرند.

- کمپرسور دینامیکی

کمپرسورهای جریان پیوسته یا دینامیکی، فشار گاز را در مقابل نیروهای داخلی افزایش می-دهند (یعنی افزایش سرعت گاز و تغییر انرژی به فشار). کمپرسورهای دینامیکی به دو نوع اصلی تقسیم بندی می شوند:

الف- کمپرسورهای کمپرسورهای گریزازمرکز (شعاعی)

ب- کمپرسورهای محوری

در کمپرسورهای کمپرسورهای گریزازمرکز، سرعت توسط تیغه‌های یک پروانه دوار، به گاز افزوده می‌شود. در حین چرخیدن آنها، نیروهای گریز از مرکز مولکول‌های گاز را به سمت خارج سوق می-دهند، که سبب افزایش شعاع چرخش و بنابراین افزایش سرعت مماسی مولکول‌های گاز می‌گردد. افزایش سرعت باعث ایجاد شتاب می‌شود و این شتاب، نیروهای اینرسی را که بر مولکول‌های گاز اعمال می‌شوند، فعال و مولکول‌ها را متراکم می‌سازد. بخشی از فشار در پروانه و بخشی در پخشگر شعاعی محیط بر پره یا در پخشگر حلزونی دهش واقع در انتهای خروجی کمپرسور، احیاء می‌شود. به هنگام تقویت فشار در کمپرسورهای محوری، یک روتور چرخشی، انرژی خود را به درون جریان گاز انتقال می‌دهد. در این نوع کمپرسور، جریان گاز موازی با محور می‌باشد. اطلاعات بیشتر در این مورد را می‌توان از گورلا و خان^۱ (2003) [۴] بدست آورد.

۲-۱-۱ گرداننده کمپرسور گاز

کمپرسورهای گریز از مرکز امروزه به وسیله‌های مختلف راه اندازی می‌شوند. متداول‌ترین روشی که سابقه تاریخی طولانی دارد استفاده از توربین‌های بخار می‌باشد. قبل از بررسی هزینه راه اندازی و صرفه جوئی در آن، قابلیت اعتماد، سهولت و امکان بکارگیری از عناصر مقدماتی در انتخاب ماشین راه انداز کمپرسور می‌باشد. توربین‌های بخار که قادرند در یک دامنه وسیعی از سرعت کار کنند یک

^۱ Gorla and Khan

محرك مناسب برای کمپرسورهای گریز از مرکز می‌باشند، چراکه به سادگی می‌توان آنها را با سرعت مورد نیاز در راه اندازی کمپرسور برای سازگاری با شرایط فرآیند تنظیم نمود. بعد از توربین‌ها، الکتروموتورها متداول‌ترین ماشین‌های محرك کمپرسورهای گریز از مرکز می‌باشند. عیب بزرگ این ماشین‌ها ثابت بودن سرعت دورانی آن می‌باشد (به جز موتورهای DC که دور متغیر بوده ولی به علت گران بودن باید برای جایگزین نمودن آن به جای توربین‌های بخار بررسی اقتصادی صورت پذیرد). الکتروموتورهای جریان متناوب به دو دسته سنکرون^۱ و یا القائی^۲ تقسیم می‌شوند. جدا از نوع الکتروموتور مورد استفاده به لحاظ محدودیت سرعت آنها و نیاز به بالا بردن سرعت در کمپرسور، استفاده از گیربکس افزایش دهنده سرعت در این زمینه الزامی می‌باشد.

متداولترین گرداننده کمپرسورها در نقاط دور دست، توربین‌های گازی هستند، به ویژه اینکه در سیستم‌های انتقال گاز کاربرد دارند. معمولاً این توربین‌ها مناسب‌ترین گرداننده برای کمپرسورهای گریز از مرکز هستند. در توربین‌های گازی، یک توربین قدرتی نیروی محور را به کمپرسور منتقل می‌کند، آنها دارای یک نیروی زیاد نسبت به وزن خود هستند و برای سرعت‌های بالای مورد نیاز کمپرسورهای گریز از مرکز کاملاً مناسب می‌باشند. آنها در محدوده‌ای که منطبق با محدوده عملکرد کمپرسورها که ۶۰ تا ۱۰۵٪ سرعت طراحی کمپرسورها می‌باشد، راهبری می‌شوند.

با توجه به آنچه گفته شد، به طور کلی گرداننده‌های کمپرسور عبارتند از:

- توربین گازی
- موتورهای الکتریکی
- توربین‌های بخار
- توربین‌های انبساطی

^۱ Synchronous

^۲ Induction

۲-۱- تاریخچه گاز طبیعی [۵]

گاز طبیعی دارای تاریخی چند هزار ساله است. تقریباً در سال ۹۴۰ قبل از میلاد، مردمان سرزمین چین با استفاده از نی‌های تو خالی گاز طبیعی را از محل آن در خشکی به ساحل رسانده و از آن برای جوشاندن آب دریا و استحصال نمک استفاده می‌کردند. برخی از صاحب نظران اعتقاد دارند که چینی‌ها چاه‌های گاز را حتی تا عمق ۶۰۰ متری نیز حفر می‌کردند. همچنین حفر چاه‌های گاز در ژاپن در حدود سال ۶۰۰ قبل از میلاد گزارش شده است. سایر تمدن‌های باستانی نیز خروج گاز از زمین را متوجه شده و دریافته بودند که قابل اشتعال است و می‌سوزد. لذا معابدی برای محصور نگه داشتن این «شعله‌های جاودان» پر رمز و راز که بازدید کنندگان به دیده احترام به آنها می‌نگریستند بنا شد. گزارش‌های مختلفی از ستون‌های آتش و آبی جوشان و سحرآمیز که مانند روغن شعله‌ور می‌شد به ثبت رسیده است. قرن‌ها پیش انسان‌ها متوجه شدند که صاعقه، گاز طبیعی را که از زمین نشت می‌کند آتش می‌زند و چشمه‌های آتش را به وجود می‌آورد. مشهورترین افسانه در مورد گاز طبیعی از کوه پارناسوس در کشور یونان، سرچشمه می‌گیرد که تقریباً مربوط به ۱۰۰۰ سال پیش از میلاد مسیح می‌باشد. اما اهمیت گاز طبیعی به عنوان سوخت مورد استفاده در زندگی بشر از اوایل دهه ۱۹۳۰ آغاز شد. در اواخر قرن بیستم مشخص شد که گاز طبیعی در بخش اعظم جهان صنعتی به یک منبع انرژی بسیار ضروری و حیاتی مبدل شده است. زغال سنگ در قرن نوزدهم انقلاب صنعتی را سبب شد و نفت خام که سوخت قرن بیستم بود باعث توسعه اقتصادی در جهان شد. انگلیس، در حدود سال ۱۷۸۵ به وسیله صنعت گاز طبیعی تجارت می‌کرد. این گازی بود که از زغال سنگ تولید می‌شد و ارتباطی به گازی که به صورت طبیعی تولید می‌شد، نداشت. یک اسکاتلندی به نام ویلیام مرداک توانست روشی برای تولید گاز طبیعی و استفاده از آن برای روشن کردن خانه‌اش ابداع کند. مدت کوتاهی بعد از آن، اولین کمپانی گاز طبیعی خیابان‌های لندن را با چراغ گازی روشن کرد. صنعت گاز طبیعی در سال ۱۸۱۶ وارد آمریکا شد، که در این زمان در شهر بالتیمور، چراغ‌های

گازی نصب شد. گاز بالتیمور هم از زغال سنگ تولید می‌شد. این گاز دارای انرژی به مراتب کمتر و ناخالصی بیشتر نسبت به گاز طبیعی بود. نخستین منابع گاز طبیعی آمریکا در شرق آن و در طول ساحل کالیفرنیا کشف شد. در کانادا، آموکو نخستین چاه گاز را در منطقه‌ای در شمال شرقی بریتیش کلمبیا، در کنار رودخانه بی‌ور حفر کرد. آموکو همچنین اولین حوزه اکتشاف شمال غربی و بزرگترین در منطقه را در سال ۱۹۶۶ در Pointed Mountain به وجود آورد. در اواخر دهه ۶۰، یک شرکت صنعتی و تجاری به نام پانارکتیک پترولیوم برای توسعه اکتشاف در ناحیه آرکتیک شکل گرفت و در سال ۱۹۶۹ این شرکت یک اکتشاف مهم گاز در دریک پوینت در جزیره ملویل انجام داد.

۱-۲-۱ تاریخچه گاز در ایران و تاسیس شرکت ملی گاز ایران

ایرانیان باستان بنا به اقتضای محیط مذهبی خویش آتش را گرمی می‌داشتند و در جهت پایدار بودن آن می‌کوشیدند. در فلات مرکزی و جنوبی ایران و در مناطقی که جنگل‌های انبوه وجود داشت برای روشن نگهداشتن آتش مقدس از امکانات دیگری بجز چوب‌های جنگلی استفاده می‌بردند و طبیعت این مناطق با ذخایر فراوان زیرزمینی خود این تلاش را آسان می‌نمود. مناطق غرب، جنوب و جنوب غربی ایران، آن‌چنانکه اکنون می‌دانیم بر روی دریائی از نفت و مشتقات آن قرار داشتند و دارند. بعضی از این منابع در گذشته به دلیل عمق بسیار کمی که داشتند با فرسایش خاک و یا حرکت گسل‌ها یا سایر عوامل طبیعی دیگر بصورت قطرات ناچیزی از دریای زیر زمینی به بیرون تراوش کرده و انسان متفکر را به بهره برداری از آن وادار می‌نمودند. برابر اسناد تاریخی، ایرانیان قبل از فلسطینی-ها، سومری‌ها و چینی‌ها از نفت و گاز به گونه‌های بسیار ابتدایی، تصادفی و بدون برنامه‌ریزی استفاده می‌کردند و تلاش زیادی در جهت پایدار داشتن آتشفهای مقدس از خود نشان می‌دادند ولی با این همه، سخن بسیار زیادی درباره تاریخ پیدایش نفت و گاز در ایران نمی‌توان گفت زیرا آنچه که از این صنعت با امکانات ابتدایی آن در روزگار کهن ایران خبر می‌دهد بسیار اندک و غیر مستدل است.

اما بی تردید در سال‌های نه چندان دور یعنی از آغاز بهره برداری شرکت‌های خارجی نفتی در ایران، صنایع نفت و گاز در ایران رشد قابل ملاحظه‌ای داشته است که بر آمار و ارقام متکی می‌باشد. نخستین اسناد تاریخی از استفاده برنامه‌ای گاز در ایران به زمان قاجاریه و سلطنت ناصرالدین شاه مربوط می‌شود. هنگامیکه ناصرالدین شاه در سال ۱۸۷۳ میلادی به لندن سفر کرده بود، چراغ‌های گازی که روشنی بخش معابر بودند تعجب وی را برانگیخت و علاقمند به بازدید از کارخانه چراغ گاز گردید. وی پس از بازگشت به ایران، دستور احداث و استفاده از کارخانه چراغ گاز را صادر کرد. استفاده محدود گاز در ایران تا تاریخ ۱۹۰۸ میلادی که نخستین چاه ایران در مسجد سلیمان به نفت رسید کم و بیش ادامه داشت. پس از استخراج نفت، گازهای همراه به اجبار در محل سوزانده می‌شدند.

شرکت ملی نفت ایران از بدو تشکیل همواره به فکر چاره جویی و استفاده از گاز طبیعی بود که بعلاوه بعد مسافت بین منابع تولید و نقاط مصرف و سنگینی سرمایه گذاری و کمی مصرف داخلی که تنها محدود به بعضی از مناطق نفت خیز جنوب می‌شد این امر به تعویق افتاد و همچنان گازهای استحصال‌شده سوخته و هدر می‌رفت. به تدریج که منابع نفت یکی پس از دیگری احداث و بهره برداری می‌رسید، استفاده از گاز طبیعی برای تامین سوخت و محرکه‌های کمپرسور و مولدهای برق، مصارف داخلی، منازل سازمانی در مناطق نفت خیز از جمله مسجد سلیمان، آغاچاری، هفتگل و آبادان مورد توجه قرار گرفت و در کنار فعالیت‌های اصلی تولید، انتقال و پالایش نفت خام در نواحی جنوبی ایران، فعالیت‌های محدودی برای تهیه و به عمل آوردن گاز طبیعی توسط شرکت‌های عامل در حوزه قرار داد به عمل می‌آمد. اولین استفاده از گاز طبیعی، خارج از مناطق نفت خیز برای تغذیه کارخانه مجتمع کود شیمیایی شیراز بود که در سال ۱۳۳۴ احداث و بهره برداری از آن آغاز شد و برای خوراک اولیه آن نیاز به گاز طبیعی بود. برای این منظور خط لوله‌ای به قطر ۱۰ اینچ و طول تقریبی ۲۱۵ کیلومتر از گچساران به شیراز احداث گردید.

در حدود ۳۰ تا ۳۵ سال قبل سیاست های شرکت ملی نفت ایران موجبات فنی و اقتصادی را برای مهار کردن گازهای همراه، جلوگیری از اتلاف و سوزاندن آنها، جمع آوری و پالایش، انتقال، صدور و فروش فراهم آورد. زمانیکه تفکر فروش گاز به خارج مطرح گردید، مطالعات همه جانبه ای انجام شد و سرانجام پروژه خط لوله سراسری اول موسوم به IGAT1 به مرحله اجراء و بهره برداری در آمد. به سبب آنکه ضرورتاً می بایستی کلیه امور مرتبط به گاز در یک سازمان متشکل می شد تا پاسخگوی مسئولیت ها و نیز اهداف آینده باشد و از طرف دیگر توافق کلی که زمینه توسعه همکاری های اقتصادی بین ایران و شوروی سابق در سال ۱۳۴۴ صورت گرفت و منجر به امضاء پروتکلی دردی ماه همان سال شد زمینه صدور گاز مطرح و تاسیس شرکت ملی گاز ایران در اسفند ماه ۱۳۴۴ برای تحقق هدفه ای ذکر شده تصویب و به مورد اجراء گذاشته شد.

۳-۱- هدف از انجام این تحقیق

به علت حجم بالای گاز عبوری از خطوط انتقال، سوخت قابل توجهی در ایستگاه های تقویت فشار به منظور غلبه بر افت فشار ایجاد شده در گاز مصرف می گردد و این امر موجب این شده که محققان مطالعات بسیاری بر روی ایستگاه های تقویت فشار به منظور کاهش سوخت مصرفی در ایستگاه ها و متناسب با آن کاهش هزینه ها انجام دهند. در واقع شبیه سازی عددی، تلاش برای حل این مسائل و پیدا کردن جوابی برای آن، چه در حالت پایدار و چه در حالت گذرا برای مدل های شبکه ای می باشد. در این زمینه، شبیه سازی ها و بهینه سازی های عددی خط لوله گاز، می تواند کمک بزرگی برای طراحی، پیش بینی رفتار و کنترل عملکرد آنها بکند.

از طرفی باید توجه نمود که شبیه سازی و بهینه سازی خطوط انتقال گاز دارای مشکلاتی از جهات مختلف می باشد:

- ایستگاه های تقویت فشار دارای پیچیدگی های خاصی می باشند:

الف- ایستگاه های تقویت فشار ممکن است شامل چندین ده واحد تراکم با پیکربندی و

ویژگی های مختلف باشد.

ب- هر واحد تراکم می تواند روشن و یا خاموش باشد.

ج- رفتار غیر خطی واحدهای تراکم

- تنظیم قیدها بر اساس شرایط عملکرد در واحدهای تراکم با محدودیت های موجود در لوله ها، که ایجاد محدودیت های غیرخطی در سیستم و در نتیجه پیچیدگی در آن می گردد.
- مشکلات موجود در بهینه سازی که اغلب شامل متغیرهای صحیح و پیوسته است.

عموماً هدف از شبیه سازی شبکه های انتقال گاز پیدا کردن شرایطی برای کاهش در هزینه ها و به عنوان اصلی ترین موضوع کمینه کردن مقدار سوخت مصرف شده در ایستگاه های تقویت فشار می- باشد. در این تحقیق هدف عمومی شبیه سازی یک ایستگاه تقویت فشار و هدف از بهینه سازی، پیدا کردن وضعیت عملکردی است که مصرف سوخت را کمینه کند. ایستگاه تقویت فشار رضوی در مشهد به عنوان نمونه مطالعاتی در نظر گرفته شده و به شبیه سازی (در تمام تحقیقات قبلی سیکل راننده (توربین گاز) تنها به صورت یک رابطه که بازده کلی بستگی به توان ورودی دارد، تعریف می- شود و اثراتی مانند دما و فشار محیط و غیره مورد بررسی قرار نگرفته اند. اما در این تحقیق تمام عوامل تاثیر گذار بر سیکل راننده مورد بررسی قرار گرفته اند.) آن برای تعیین مصرف سوخت و تعیین بهترین وضعیت عملکرد آن پرداخته شده است. ایستگاه دارای ۴ توربوکمپرسور است، که به صورت موازی چیده شده اند.

همچنین به آنالیز اگزرژی ایستگاه پرداخته شده و به عنوان کاری جدید و نو که تا به حال صورت نگرفته شده است به کمینه سازی اگزرژی نابود شده در ایستگاه برای تعیین چگونگی بهترین کارکرد هر واحد تراکم به عنوان تابع هدف در بهینه سازی پرداخته شده است. در انتها نیز نتایج حاصل از

شبیه‌سازی صورت گرفته بر ایستگاه تقویت فشار رضوی مشهد و نتایج حاصل از بهینه‌سازی آن برای دو تابع هدف مصرف سوخت و آگرژی نبود شده آورده شده است.

۴-۱- ساختار پایان‌نامه

این تحقیق شامل شش فصل و پنج پیوست می‌باشد: مفاهیم پایه و تعریف مساله در فصل جاری مورد بررسی قرار گرفت. در فصل دوم به مروری بر کارهای انجام شده در گذشته به طور خلاصه پرداخته شده است. در فصل سوم به بررسی تجهیزات اصلی ایستگاه تقویت فشار و فرمول‌بندی روابط آن پرداخته می‌شود. فصل چهارم شامل توضیحاتی در مورد روش‌های بهینه‌سازی استفاده شده و فصل پنجم شامل نتایج حاصل از شبیه‌سازی و بهینه‌سازی انجام شده برای ایستگاه تقویت فشار رضوی در مشهد به عنوان نمونه واقعی مورد مطالعه در این تحقیق می‌باشد. در نهایت در فصل ششم به نتیجه‌گیری در مورد نتایج بدست آمده در فصل پنجم و ارائه پیشنهاداتی برای انجام کارهای آینده پرداخته شده است.

همچنین پیوست‌ها در این پایان‌نامه به صورت ذیل می‌باشند:

پیوست الف: توضیحاتی در مورد کمپرسورها

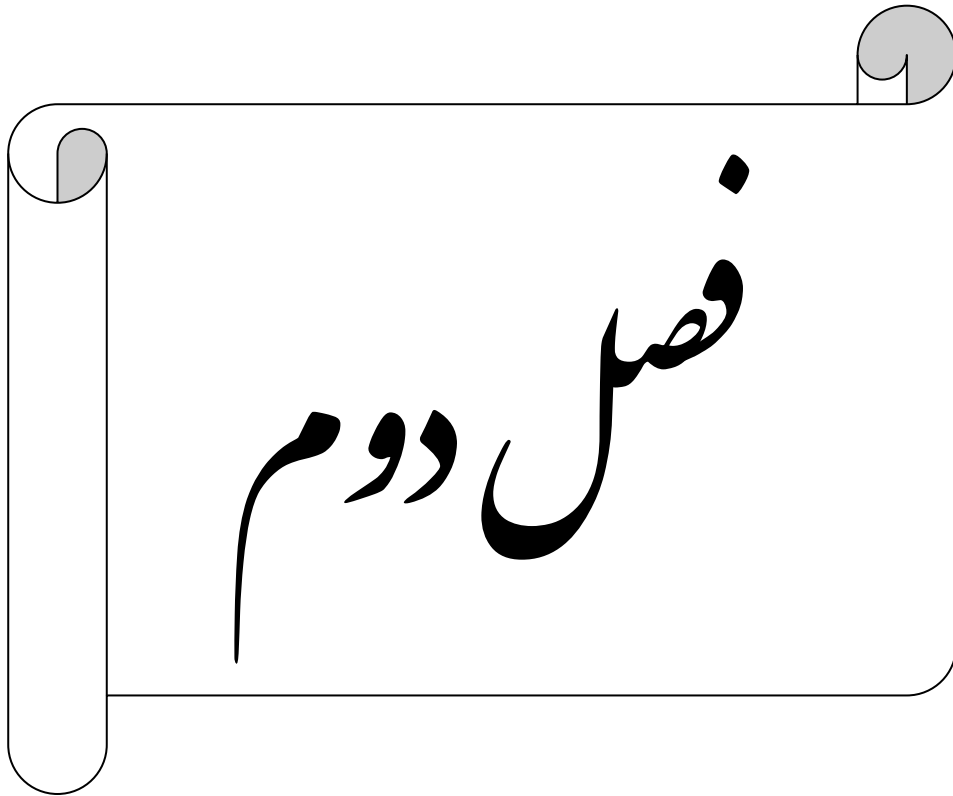
پیوست ب: توضیحاتی در مورد فاکتورهای تراکم‌پذیری

پیوست ج: توضیحاتی در مورد محدودیت‌های عملکرد کمپرسور گریز از مرکز

پیوست د: توضیحاتی در مورد اندازه‌گیری توان توربین گازی

پیوست ه: توضیحات بیشتری در مورد روش‌های بهینه‌سازی و چگونگی استفاده از الگوریتم

ژنتیک در نرم افزار MATLAB



مروری بر کارهای گذشته

۱-۲ - مقدمه

در این فصل به مروری بر کارهای انجام شده در شبیه سازی و بهینه سازی خطوط انتقال گاز توسط محققان در سرتاسر دنیا در طول سالیان گذشته پرداخته می‌شود.

بررسی و شبیه سازی خطوط انتقال گاز امری بسیار مهم بوده که باعث شده محققان بسیاری در طول سالیان گذشته در این زمینه فعالیت داشته باشند. بهینه سازی طراحی خطوط انتقال که در آن پارامترهای بسیاری همانند قطر لوله، فشار، دما، طول لوله و ایستگاه های تقویت فشار موجود در مسیر دخالت دارند امری بسیار سخت و پیچیده می‌باشد. همچنین طراحی سیستم به شکلی که بتوان آن را بر حسب نیاز در سال های بعد گسترش داد نیز امری مهم و قابل توجه می‌باشد که طراحان باید آن را در نظر بگیرند. رویکردهایی که عموماً محققان در زمینه شبکه های انتقال گاز در نظر می‌گیرند استفاده از شبیه سازی و بهینه سازی عددی می‌باشد، در واقع هدف اصلی تعیین رفتار واقعی شبکه گاز در وضعیتی مشخص می‌باشد. همانطور که اشاره شد از حل های عددی برای شبیه سازی شبکه گاز استفاده می‌گردد، اما باید توجه داشت که حل های عددی بخاطر زمان و تکرار زیاد برای بدست آوردن جواب و همچنین نبودن تضمینی برای بهینه بودن جواب بدست آمده دارای ضعف می‌باشند.

۲-۲ - کارهای صورت گرفته توسط دانشمندان و محققان در گذشته

شولتز^۱ (1962) نتایجی برای معادلات گاز واقعی برای آنالیز پلی تروپیک بدست آورد و کاربرد آن را برای تست و طراحی کمپرسورهای گریز از مرکز نشان داد. [۶]

^۱Schultz

استونر^۱ (1969, 1972) یک روش جدید برای بدست آوردن حل حالت پایدار برای یک مدل سیستم یکپارچه گاز شامل خطوط لوله، کمپرسورها، شیرهای کنترل و تجهیزات ذخیره سازی ارائه نمود. او از روش نیوتن-رافسون برای حل معادلات غیرخطی جبری استفاده نمود. [۷]

هیت و بلانت^۲ (1969) از روش کرنک نیکلسون برای حل معادلات بقای جرم و مومنتوم برای جریان گاز هم دما در حالت گذرا استفاده نمودند. عیب اصلی این روش این است که با توجه به آنالیز پایداری ون نیومن، در فاصله زمانی زیاد همیشه دارای جواب های پایداری نیست. [۸]

راچ فورت و دوپونت^۳ (1974) از روش اجزا محدود گالرکین با در نظر گرفتن حالت دوبعدی (مکان و زمان) استفاده کرده و به شبیه سازی جریان گاز گذرای هم دما پرداختند. [۹]

استانلی و بوهانان^۴ (1977) به بحث و بررسی بر روی به کاربردن شبیه سازی پویا و دینامیک برای طراحی سیستم کنترل کمپرسور گریز از مرکز پرداختند. مطالعات شبیه سازی منجر شد به پیشنهادهایی در تعداد و محل مورد نیاز تجهیزات، اندازه شیرهای کنترل تجهیزات، نقطه کارکرد و تنظیمات سیستم های کنترل ابزار دقیق. در این مقاله معادلات به شکل دیفرانسیل عمومی بدون در نظر گرفتن معادلات بین ایستگاه های تقویت فشار حل گشت. [۱۰]

برارد و الیاسون^۵ (1978) یک برنامه کامپیوتری برای شبیه سازی شبکه های انتقال گاز در حالت پایدار که از روش نیوتن-رافسون برای حل معادلات غیر خطی استفاده می کرد را توسعه دادند [۱۱]. برنامه آن ها دارای ویژگی های متعددی بود:

^۱ Stoner

^۲ Heath and Blunt

^۳ Rachford and Dupont

^۴ Stanley and Bohannan

^۵ Berard and Eliason

الف- تعداد بهینه گره ها

ب- محاسبات صریح مصرف سوخت گاز کمپرسور

ج- توانایی تقسیم برابر برای حجم گاز ورودی به سیستم شبکه

د- محاسبه دمای گاز

رودس^۱ (1983)، اویانک و عزیز^۲ (1996) و شرودر^۳ (2001) به توصیف معادلات حاکم بر جریان قابل تراکم در لوله ها پرداخته و از فرم ساده معادلات جریان برای ارزیابی افت فشاری که به سبب اصطکاک، ارتفاع و انرژی جنبشی بوجود می آید، استفاده نمودند. [۱۲]، [۱۳]، [۱۴]

تاناکا^۴ (1983) به شرح مفهوم داخل، خارج و انتخاب بخش های خط لوله گاز از نقطه نظر کاربرد مناسب شرایط مرزی در سرهای ورودی و خروجی لوله پرداخت. [۱۵]

مادوکس و ژاو^۵ (1983) از تکنیک های کاربردی محاسبات اتلاف اصطکاکی در حالت پایدار برای شرایط واقعی به منظور تعیین رفتار سیستم های خط لوله در حالت گذرا با استفاده از افت فشار و روابط تعادل پرداختند. [۱۶]

ترنر و سیمونسون^۶ (1984, 1985) یک برنامه کامپیوتری برای یک ایستگاه تقویت فشار که به یک برنامه کامپیوتری که برای حل شبکه های خط لوله برای حالت پایدار و گذرا است،^۷ اضافه شده بود را ارائه نمودند. [۱۷] و [۱۸]

^۱ Rhoads

^۲ Ouyang and Aziz

^۳ Schroeder

^۴ Tanaka

^۵ Maddox and Zhou

^۶ Turner and Simonson

^۷ SIROGAS

لونگو^۱ (1986) یک حل برای خط لوله گاز در شرایط هم دما با استفاده از روش کرنک - نیکلسون ارائه نمود. تقریب خطی که او استفاده کرد منجر به نتایج دقیقی شد و تا یک چهارم در زمان انجام محاسبات کاهش صورت گرفته بود. [۱۹]

تئورلی و تایللی^۲ (1987) قوانینی برای جریان یک بعدی، غیر هم دما، ناپایدار و تراکم پذیر توسعه دادند. آنها همچنین به بررسی چندین روش همانند روش تفاضل محدود صریح و غیر صریح، روش المان محدود پرداختند. این مقاله به یک مرور بسیار خوب و کامل بر نوشته های مربوط به روش های استفاده شده در حالت گذرا برای خط لوله انتقال گاز پرداخته است. [۲۰]

اودوم^۳ (1990) روی تئوری موجود بر عملکرد کمپرسورهای گریز از مرکز کار کرد و یک دستگاه چندجمله ای به منظور بیان عملکرد کمپرسور گریز از مرکز از روی نمودار عملکرد آن ارائه نمود، این چندجمله ای ها دارای ثابت هایی هست که از یک کمپرسور گریز از مرکز به کمپرسور گریز از مرکز دیگر متفاوت می باشد. [۲۱]

مک کونل و همکارانش^۴ (1992) ردیابی و پیش گویی مدل های شبیه سازی بر اساس (SIROGAS)، که اطلاعات را به طور کامل از SCADA^۵ در یک شبکه خط لوله گاز فشار بالا دریافت می کند، توسعه دادند. [۲۲]

هوون و گاسنی^۶ (1992) به توصیف تعدادی از جنبه های ریاضی شبیه سازی شبکه گاز با استفاده از تکنیک های خطی پرداختند. [۲۳]

^۱ Luongo

^۲ Thorley and Tiley

^۳ Odom

^۴ McConnell et al.

^۵ نظارت بر کنترل و کسب اطلاعات

^۶ Hoeven and Gasunie

لتنیووسکی^۱ (1993) یک مرور و خلاصه ای بر فرایند طراحی ایستگاه تقویت فشار که بخش مهمی از یک شبکه انتقال است را ارائه نمود. [۲۴]

تیان و آدوومی^۲ (1994) از یک سری معادلات جریان سیال تراکم پذیر، یک بعدی با در نظر گرفتن ترم انرژی جنبشی برای تعیین جریان گاز طبیعی در سرتاسر یک سیستم خط لوله استفاده کردند. این معادله یک رابطه تابعی بین نرخ جریان گاز، فشار ورودی و خروجی یک بخش از لوله که مشخص است با فرض دمای ثابت و فاکتور تراکم پذیری برای جریان گاز تراکم پذیر در حالت پایدار را بیان می کند. [۲۵]

بوتروس و همکارانش^۳ (1989, 1994) یک شبیه سازی دینامیک و پویا برای یک ایستگاه تقویت فشار ارائه دادند که شامل معادلات دیفرانسیل جزئی غیرخطی که توصیف کننده جریان لوله و معادلات جبری غیرخطی که توصیف کننده جریان پایدار کوازی در سرتاسر شیرهای مختلف، قیدها و کمپرسورها است. این مدل شامل یک توصیف ریاضی سیستم کنترل است که تشکیل شده از معادلات دیفرانسیل عمومی و جبری با محدودیت های کنترلی می باشد. [۲۶]، [۲۷] و [۲۸]

کیوچی^۴ (1994) یک روش تفاضل محدود کاملاً صریح برای حل جریان قابل تراکم، هم دما و ناپایدار ارائه داد. آنالیز پایداری ون نیومن بر روی معادلات تفاضل محدود یک لوله (پس از ناچیز در نظر گرفتن ترم شتاب در معادله مومنتوم)، نشان داد که معادلات بدون هیچ قید و شرطی پایدار هستند. او این روش را با روش های دیگری همچون لاکس- وندروف^۵، گایس^۶ و کرنک- نیکلسون^۷

^۱ Letniowski

^۲ Tian and Adewumi

^۳ Botros et al.

^۴ Kiuchi

^۵ Lax-Wendroff method

^۶ Guys method

^۷ Crank-Nicolson method

مقایسه نمود و نشان داد که روش کاملاً صریح برای تعداد بخش های کم و فاصله زمانی بزرگ خیلی دقیق هست و برای صنایع خط لوله گاز به خاطر کاهش در زمان محاسبات مفید می باشد. [۲۹]

گرنیستن و لوری^۱ (1994) از الگوریتم ساده و خیلی مشهور روش پاتانکار^۲ (1980) که در محاسبات دینامیکی سیالات^۳ کاملاً شناخته شده است به منظور حل مسائل شبکه خط لوله استفاده کردند. معادله تصحیح فشار، پایدار بودن الگوریتم، حساس بودن به شرایط اولیه و همگرایی پارامترها از توجهات ویژه آنها بوده است. [۳۰]

اوسیاداس^۴ (1994) به شرح بهینه سازی پویا و دینامیک شبکه های گاز فشار بالا با استفاده از تئوری سیستم های مرتبه ای پرداخت. نویسنده به شرح مشکل تر بودن شبیه سازی گذرا نسبت به شبیه سازی ریاضی برای سیستم های حالت پایدار پرداخته است، اما به این مطلب که شبیه سازی دینامیکی باعث بدست آوردن نتایج مطلوب تر و در نهایت صرفه جویی بیشتر می گردد، نیز اشاره نموده است. او همچنین به اهمیت زیاد استفاده از معادلات دیفرانسیل جزئی برای بهینه سازی سیستم های بزرگ به منظور بدست آوردن نتیجه خیلی سریع در بهینه سازی پرداخته است. [۳۱]

لووان دوسکی^۵ (1994) با استفاده از روش شی گرایی به مدل سازی یک شبکه انتقال گاز طبیعی پرداخت. این روش با استفاده از یک کتابخانه در نرم افزار ++C که کلاس های ساخته شده ای برای مدل کردن و آنالیز حساسیت سیستم های دینامیکی به آن اختصاص یافته بود، پیاده سازی می شد. مدل شبکه خط لوله گاز با یک گراف مستقیم می تواند فرمول بندی گردد. هر قوس و کمان از این گراف، یک بخش از خط لوله را ارائه می کند و معادلات دیفرانسیل جزئی، توصیف کننده جریان گاز

^۱ Greyvenstein and Laurie

^۲ Patankar

^۳ CFD

^۴ Osiadacz

^۵ Lewandowski

در سرتاسر این بخش می‌باشد. گره های گراف متناظر با گره های شبکه خط لوله گاز می‌تواند به صورت: گره های منبع، گره های فعال و غیر فعال تفکیک گردد. [۳۲]

ژاو و آوودامی^۱ (1995) یک روش جدید برای حل جریان گاز طبیعی گذرای یک بعدی در یک خط لوله افقی بدون حذف هیچ ترمی از معادله بقای مومنتوم را ارائه دادند. در شبیه سازی های گذرای یک بعدی انجام شده در قبل از این تحقیق، بیشتر محققان ترم مربوط به شتاب را در معادله مومنتوم نادیده می‌گرفتند که این عمل سبب بوجود آمدن یک دستگاه معادلات دیفرانسیل جزئی خطی می‌گردد که منجر به کاهش دقت در نتایج شبیه سازی می‌شود. حل های عددی که در گذشته برای حل سیستم معادلات دیفرانسیل جزئی استفاده می‌شد شامل روش های تفاضل محدود بود. [۳۳]

جنیکک و کرالیک^۲ (1995) کنترل بهینه شده برای یک ایستگاه تقویت فشار عمومی را توسعه دادند. در این کار یک الگوریتم برای بهینه سازی عملکرد یک ایستگاه تقویت فشار با پیکربندی ثابت نیز شرح داده شد. [۳۴]

ساری و همکارانش^۳ (1995) به بهینه‌سازی مقید با استفاده از الگوریتم ژنتیک پرداخته و روششان را COMOGA method نامیدند. [۳۵]

پرایس و همکارانش^۴ (1996) تاثیرات فاکتور اصطکاک و ضریب انتقال حرارت کلی برای یک جریان گاز طبیعی فشار بالا را در شرایطی که جریان کاملاً گذراست، تخمین زدند. آنها از SCADA برای اندازه گیری شرایط مرزی خط لوله استفاده کردند و از تقریبات تفاضل محدود برای حل معادلات مشتقات جزئی استفاده نمودند. [۳۶]

^۱ Zhou and Adewumi

^۲ Jenicek and Kralik

^۳ Surry et al.

^۴ Price et al.

ابراهیم و آوودومی^۱ (1996) یک روش عددی برای شبیه سازی گذرای پدیده ها در جریان گاز طبیعی در حالت دو بعدی که از روش رانگ – کوتا برای دقت تکامل ویژگی های جریان استفاده می نمود، توسعه دادند. [۳۷]

کارتر^۲ (1996) یک روش برنامه ریزی ترکیبی مختلط غیرخطی و صریح که قادر است جواب های دقیقی برای یک کلاس محدود شده ای از کمپرسورها محاسبه و اقدام به بهینه سازی محل ایستگاه با توجه به شبیه سازی کند را ارائه نمود. [۳۸]

اوسیاداس^۳ (1996) به مقایسه مدل های مختلف جریان خط لوله گذرا پرداخت. حل عددی معادلات دیفرانسیل جزئی که مشخصه ی یک مدل شبکه دینامیکی است، نیازمند محاسبات قابل توجهی دارد و پیدا کردن یک روش عددی دقیق برای محاسبه در فاصله زمانی کوچک برای یک مدل ریاضی خط لوله مشکل است. هدف اصلی این مقاله بررسی تفاوت مدل های گذرا و تکنیک های عددی موجود برای حل معادلات گذرا می باشد. [۳۹]

محیط پور و همکارانش^۴ (1996) اهمیت شبیه سازی دینامیکی برای طراحی و بهینه سازی سیستم های گذرای خط لوله را ارائه نمودند. در این مقاله نویسنده به شرح کافی و مناسب بودن شبیه سازی حالت پایدار برای بهینه سازی یک خط لوله در زمانی که نسبتاً عرضه و تقاضا، پایدار و ثابت می باشند، می پردازد. در واقع زمانیکه نرخ دبی جرمی ثابت است و تغییر نمی کند (شیرهایی که باعث تغییرات دبی در خط می شوند در حالتی ثابت قرار دارند)، شبیه سازی حالت پایدار مناسب است، ولی زمانیکه نرخ دبی جرمی جریان تغییر کند، تا زمانیکه خط به حالت تعادل برسد حالت گذرا حاکم بوده و شبیه سازی گذرا باید صورت پذیرد. [۴۰]

^۱ Ibraheem and Adewumi

^۲ Carter

^۳ Osiadacz

^۴ Mohitpour et al.

سانتوس^۱ (1997) به بحث و بررسی اهمیت شبیه سازی گذرا و مزیت های استفاده از آن پرداخت. او در مقاله خود اشاره می کند که شبیه سازی گذرا فقط یک ابزار عالی برای آموزش نیست، بلکه می توان از آن به عنوان یک ابزار مفید بر روی سیستم های همیشه در حال کار استفاده نمود. او بر استفاده از سیستم های گذرا بر روی خطوط لوله گاز تاکید داشت. مقاله او بر روی یک خط لوله گاز بدون تجهیزات ذخیره سازی و با یک جریان که با زمان در حال تغییر است، متمرکز می باشد تا نشان دهد که رفتار خطوط انتقال را به صورت جریان پایدار نباید در نظر گرفت. [۴۱]

برایانت^۲ (1997) یک ایستگاه تقویت فشار را مدل کرد که دارای مزیت هایی همانند: توانایی برای تنظیم شخصی اولویت های واحد ها، توانایی یافتن نقاط تنظیم متعدد و توانایی برای وارد و خارج شدن به خط به صورت اتوماتیک بود. [۴۲]

بوید^۳ (1997) شبکه های انتقال گاز را در حالت پایدار برای ایستگاه های تقویت فشار با استفاده از مدل های ریاضی بررسی کرد. تابع هدف در تحقیقات او کاهش سوخت مصرفی بود. [۴۳]

کاستا و همکاران^۴ (1998) به شبیه سازی حالت پایدار خطوط انتقال گاز پرداختند. در این شبیه سازی خط لوله و کمپرسورها به عنوان عناصر ساختمان یک شبکه جریان متراکم انتخاب شده اند. آنها از مدل یک خط لوله که از یک جریان یک بعدی تراکم پذیر که روابط بین دما و فشار در طول لوله و نرخ جریان در سرتاسر لوله را توصیف می کند، استفاده نمودند. در این مدل، معادله جریان و بقای انرژی بطور هم زمان و به هم وابسته برای بررسی تفاوت بین شرایط جریان هم دما، آدیاباتیک و پلی تروپیک حل شد. [۴۴]

^۱ Santos

^۲ Bryant

^۳ Boyd

^۴ Costa et al.

سانگ به همراه همکارانش^۱ (1998) یک مدل ترکیبی شبکه^۲ ارائه نمودند. در این شبیه سازی به بررسی نقش پارامترهایی همچون منبع فشار، نرخ جریان، قطر لوله به صورت تنها بر روی بهینه سازی شبکه پرداخته شد. نویسندگان در نهایت به این نتیجه که رابطه بهینه ای بین قطر لوله و منبع فشار وجود دارد، پی بردند. [۴۵]

دونان و همکارانش^۳ (1998) با استفاده از سیمولینک^۴ نرم افزار متلب به شبیه سازی خطوط لوله پرداختند. شبیه سازی آنها به علت محدودیت های سیمولینک در عملکرد و قابلیت اطمینان خطوط لوله دارای محدودیت های زیادی بود. [۴۶]

تاو و تای^۵ (1998) از قیاس الکتریکی بین شبکه های خط لوله و مدارهای الکتریکی استفاده نمودند. در این روش ویژگی های مختلف شبکه های خط لوله گاز با استفاده از مفهوم های مقاومت الکتریکی شبیه سازی گشت. در شبکه های خط لوله، مولفه های مقاومت برای مدل کردن هندسه لوله استفاده شد، اثر تراکم پذیری سیال با مولفه های خازن شبیه سازی و اثرات انرژی جنبشی بوسیله مولفه های اندوکتانس (ظرفیت القایی) تقریب زده شد. آنها معادلات دیفرانسیل جزئی را به معادلات دیفرانسیل عمومی با استفاده از روشی مشابه به روشی که اوسیادس^۶ (1987) استفاده نمود، تبدیل کردند. با این کار آنها کاهش قابل توجهی در زمان پردازش صورت دادند. [۴۷]

اوسیاداس و چاسیکوسکی^۷ (1998, 2001) به مقایسه مدل های گذرای هم دما و غیر هم دما برای خطوط لوله گاز پرداختند. جریان آدیاباتیک با تغییرات دینامیکی سریع در گاز همراه است که در این

^۱ Sung et al.

^۲ HY-PIPENET

^۳ Doonan et al.

^۴ SimulinkTM

^۵ Tao and Ti

^۶ Osiadacz

^۷ Osiadacz and Chaczykowski

مورد انتقال حرارت را نمی توان ناچیز در نظر گرفت ولی جریان هم دما با تغییرات دینامیکی آهسته در گاز همراه است و چون تغییرات دمای گاز به سبب انتقال حرارت بین خط لوله و خاک به اندازه کافی آهسته است، می توان از آن صرف نظر نمود. [۴۸] و [۴۹]

کامرون^۱ (1999) با استفاده از نرم افزار اکسل به شبیه سازی حالت پایدار و گذرای جریان در خط لوله انتقال گاز پرداخت. [۵۰]

سان و همکارانش^۲ (1999) با استفاده کردن از یک نرم افزار به نام (GPOA)^۳ به شبیه سازی پرداختند. کاهش هزینه کلی با توجه به قیدهای موجود در سیستم، نوع کمپرسورهای موجود در سیستم، قدرت مورد نیاز و سیکل عملکرد کمپرسور مبنای کار در تحقیقات آنها بود. [۵۱]

ریوس مرکادو و همکارانش^۴ (2001) یک تکنیک کاهشی برای حل مسائل بهینه سازی شبکه انتقال گاز طبیعی ارائه نمودند. نتایج بدست آمده از تحقیق آنها برای جریان قابل تراکم حالت پایدار در سرتاسر یک شبکه خط لوله معتبر است. متغیرهای تصمیم گیری در این مدل نرخ جریان جرمی و سطح فشار گاز در هر قسمت خط لوله هست. [۵۲]

مودیست^۵ (2002) اثر مدل حرارتی در کل خط لوله را برای مایع و گاز مدل نمود. او این مدل را با مدل حرارتی گذرای زمین (انتقال حرارت از زمین به خط لوله) پیوند داد. [۵۳]

مارتینز رومرو و همکارانش^۶ (2002) به توصیف جریان قابل تراکم حالت پایدار در سرتاسر خط لوله پرداختند. آنها یک آنالیز حساسیت برای معادلات جریان ارائه نمودند که پارامترهای کلیدی در

^۱ Cameron

^۲ Sun et al.

^۳ GasPipeline Operation Advisor

^۴ Rios-Mercado et al.

^۵ Modisette

^۶ Martinez-Romero et al.

فرایند بهینه‌سازی را تعریف می‌کند. آنها از بسته نرم افزاری^۱ استفاده نمودند که پایه و اساس عملکرد آن روش استونر^۲ که بهبود بخشیده شده است، می‌باشد. اساس ریاضی مدل این است که فرض می‌شود که یک شبکه گاز از دو عنصر: گره و اتصال دهنده گره‌ها تشکیل شده است. اتصال دهنده‌ها عناصری با فشار متفاوت در ورودی و خروجی همانند لوله‌ها، کمپرسورها، شیرها و تنظیم کننده‌ها هستند. [۵۴]

فاور^۳ (2002) یک معادله عمومی و پیش بینی دقیق تاثیر هر یک از متغیرها در شبیه سازی را پیشنهاد نمود. برای انجام پیش بینی دقیق یک مدل باید به جزئیات زیادی توجه نمود، در واقع علاوه بر بررسی شبکه خط لوله باید به سیالی که انتقال می‌یابد و محیطی که سیال در آن عمل می‌کند نیز توجه نمود. او از دو مرحله برای رسیدن به یک مدل مناسب بهره برد: [۵۵]

۱- جمع آوری سطح مناسبی از اطلاعات مربوط به جزئیات در مدل

۲- تنظیم و یکسان سازی نتایج مدل با دنیای واقعی که شامل تنظیم حالت پایدار با فاکتورهای حالت گذرا بود.

کوبوس زالتا و ریوس مرکادو^۴ (2002) از روش برنامه ریزی غیرخطی صریح برای کمینه کردن سوخت مصرفی در شبکه های خط لوله بهره بردند. [۵۶]

راینر کرز و سبو اوهانیان^۵ (2003) به مطالعه و تعریف سیستم خط لوله گاز تحت شرایط عمومی پرداخته و به بحث رفتار سیستم برای دو حالت چیدمان و پیکربندی موازی و سری پرداخته اند. در این مقاله به بحث و بررسی بر روی رفتار کمپرسورهای گریز از مرکز که بوسیله راننده هایی با سرعت

^۱ GAS NET

^۲ Stoner's method

^۳ Fauer

^۴ Cobos-Zaleta and Rios-Mercado

^۵ Ohanian, Rainer Kurz

متغیر رانده می‌شوند، در دو ایستگاه خط لوله گاز بدون واحد کنار گذر پرداخته شده است. هر دو آرایش سری و موازی در این شبیه سازی به منظور تعیین مزیت های عملکردی هر چیدمان و تعیین بهترین چیدمان بررسی گردیده است. شبیه سازی شامل مدل کردن کمپرسورها و ایستگاه و همچنین بخش های بالادست و پایین دست ایستگاه در خط لوله است. رفتار کمپرسورها، جریان ها و اثرات تجهیزات در خط لوله با جزئیات شرح داده شده و همچنین ویژگی های عملکرد کمپرسور و چگونگی تاثیرگذاری این مشخصات بر عملکرد آن نیز آورده شده است. [۵۷]

راینر کرز و سبو اوهانیان^۱ (2003) از شرکت توربین سازی سولار در مقاله دیگری با عنوان مدل سازی توربو ماشین ها در شبیه سازی خط لوله به بررسی روابط و توابع توربو ماشین ها پرداخته اند. آنها همچنین به طور مکرر به بررسی مشکلاتی که در شبیه سازی توربو ماشین ها بوجود می‌آید، پرداخته اند. آنها در مقاله شان به بررسی کمپرسورهای به کار رفته در خط لوله انتقال گاز و توربین های گازی که به عنوان راننده کمپرسورها می‌باشند، پرداخته و عوامل تاثیرگذار بر عملکرد آنها را ارزیابی نموده اند. [۵۸]

راینر کرز^۲ (2004) به بررسی فیزیک عملکرد کمپرسورهای گریز از مرکز که برای خطوط انتقال گاز مناسب می‌باشند، پرداخت. در این مقاله موضوعاتی چون ترمودینامیک گاز متراکم، آیرودینامیک کمپرسورهای گریز از مرکز، کنترل شوک و خفگی در سیستم ها بررسی گردیده و مکانیز های کنترل کمپرسور گریز از مرکز و چگونگی نقشه عملکرد آنها نیز مورد بحث قرار گرفته است. ویژگی های گاز متراکم شده و اثرات آن بر روی عملکرد کمپرسور و اجزای آیرودینامیک کمپرسورها نیز با هدف بررسی اثرات آنها بر عملکرد کمپرسور نیز آنالیز گشته است. [۵۹]

^۱ Ohanian, Rainer Kurz

^۲ Rainer Kurz

عباسپور و همکارانش^۱ (2003-2006) به بررسی جریان تراکم پذیر یک بعدی، غیر هم دما و ناپایدار در خط لوله انتقال گاز پرداختند. آنها فاکتور تراکم پذیری را تابع فشار و دما و فاکتور اصطکاک را تابعی از عدد رینولدز در نظر گرفتند. آنها از روش تفاضل محدود کاملاً صریح برای حل و از فرمول بندی غیرخطی استفاده نمودند. تابع هدف آنها کمینه سازی سوخت مصرفی در ایستگاه تقویت فشار بود. کمپرسورهای موجود در ایستگاه تقویت فشار بر اساس استفاده کردن از چند جمله ای های بدست آمده از برازش منحنی عملکرد کمپرسورهای گریز از مرکز که توسط ادووم ارائه شده بود و به راحتی قابل توسعه به انواع دیگر کمپرسورها می باشد، مدل گردید. همچنین در این تحقیق از روش نیوتن-رافسون برای حل معادلات غیرخطی تفاضل محدود جریان داخل لوله استفاده گردید. آنها در مقاله شان اثرات شرایط مرزی مختلف بر روی اجزای ایستگاه تقویت فشار و اینکه چطور جزئیات می توانند برای تعیین سرعت کمپرسور، قدرت مورد نیاز و سوخت مصرفی موتورها استفاده گردند، نشان داده شد. [۶۰-۶۳]

مورا و اولیرا^۲ (2005) به تنظیم عملکرد پیکربندی خط لوله برای کاهش مقدار انرژی مورد نیاز (به عنوان مثال سوخت، قدرت) برای عملکرد تجهیزات موجود در ایستگاه تقویت فشار بر اساس نیازمندی های انتقال پرداختند. آنها از الگوریتم ژنتیک استفاده نمودند و رویکرد آنها به جواب های بهینه در هر زمان نزدیک بود. مجموعه راه حل هایی که توسط آنها برای شرایط عملکرد شبکه ارائه شد با کاهش مقدار انرژی مصرفی همراه بود. [۶۴]

چاولیر به همراه همکارانش^۳ (2006) یک بسته نرم افزاری شبیه سازی^۴ برای رفتار شبکه هایی با فشار چندگانه ارائه نمودند که از جمله ویژگی های آن این بود که هم برای طراحی شبکه استفاده

^۱ Abbaspour et al

^۲ Mora T. and M. Ulieru

^۳ Chauvelier et al

^۴ GDF

می‌شد و هم برای راه اندازی آن و یک ایزار آموزشی خوب برای اپراتورهای جدید شبکه که نیازمند بدست آوردن دانش و آگاهی خوب از شبکه هستند، می‌باشد. [۶۵]

مت لوبومیرسکی^۱ (2006) به بررسی اهمیت ترکیبات گاز و اثر آن بر روی عملکرد کمپرسور گریز از مرکز پرداخت و روشی برای ارزیابی تاثیرات ترکیبات گاز بر عملکرد کمپرسور گریز از مرکز ارائه داد. در این تحقیق یک کمپرسور انتخاب شده و سپس چگونگی عملکرد آن وقتی با گازهایی با کیفیت مختلف کار می‌کرد، مورد بررسی قرار گرفته و نتایج مربوط به آن به همراه پیشنهاد هایی ارائه گشته است. [۶۶]

آندره و همکارانش^۲ (2006) از روش های بهینه سازی برای تقویت و برنامه ریزی شبکه های انتقال گاز استفاده نموده و به کاهش هزینه سرمایه گذاری در شبکه های انتقال گاز پرداختند. آنها اندازه قطر لوله را به عنوان یک ارزش در نظر گرفته و از روش های هوشمند و ابتکاری برای حل مسائل استفاده نمودند. [۶۷]

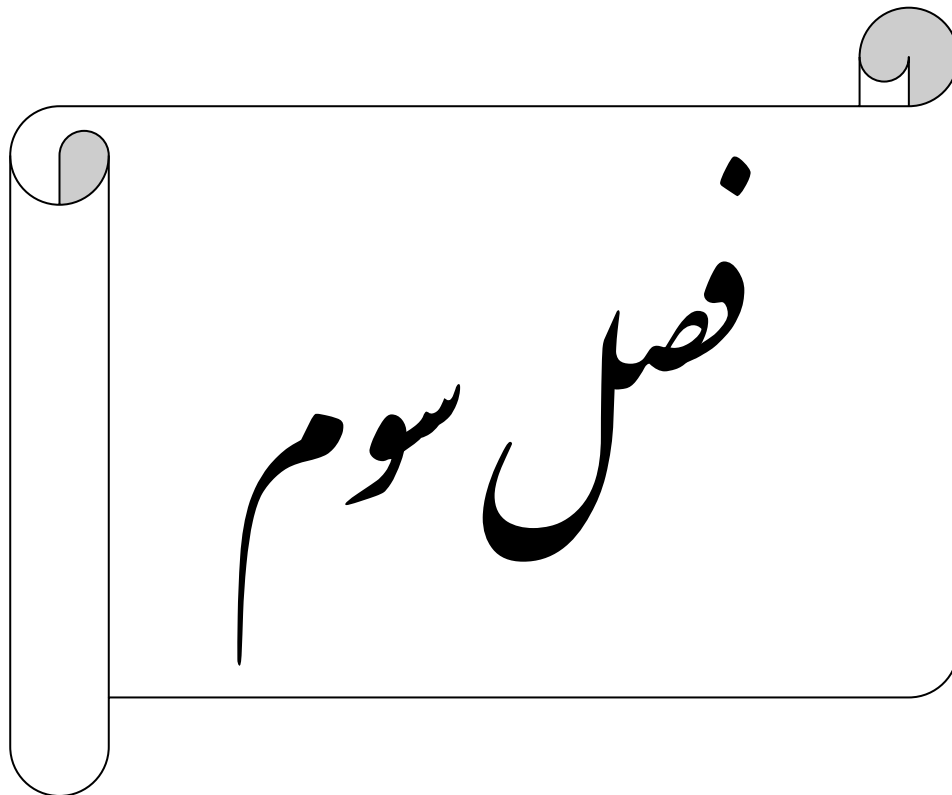
چبوبا و همکارانش^۳ (2007) از الگوریتم مورچه ها^۴ برای بهینه سازی عملکرد جریان گاز در خط لوله در حالت پایدار استفاده نمودند. متغیرهای تصمیم گیری در این مقاله تعداد توربوکمپرسورها و فشار تخلیه و تابع هدف، قدرت مصرفی در ایستگاه تقویت فشار می‌باشد. همچنین آنها به مقایسه نتایج بدست آمده از شبیه سازی خود و روش برنامه ریزی پویا و دینامیک پرداخته اند. [۶۸]

^۱ Matt Lubomirsky

^۲ André J., F. Bonnans, L. Cornibert

^۳ A. Chebouba, L. Amadeo, F. Yalaoui, A. Smati

^۴ Ant Colony



بررسی تجهرات اصلی ایسگاه

و فرمول بندی روابط آن

۳-۱- مقدمه

کمپرسورها و سیکل راننده آنها (واحد تراکم) از اجزای اصلی هر ایستگاه تقویت فشار می‌باشند. کمپرسورها وظیفه جبران افت فشار گاز عبوری از خط لوله که به سبب اصطکاک گاز و دیواره داخلی لوله بوجود آمده است را دارند. کمپرسورها انرژی لازم برای این افزایش فشار را از سیکل راننده خود دریافت می‌کنند. کمپرسور، گاز را در فشار پایین دریافت و آنرا متراکم نموده و به خطوط اصلی انتقال وارد می‌کند.

کمپرسورها و سیکل راننده آنها که می‌تواند موتور الکتریکی، توربین گازی یا موتور احتراق داخلی باشد در آرایش‌های متفاوتی بصورت سری، موازی یا سری-موازی چیده می‌گردند.

باید به این نکته توجه نمود که برای بدست آوردن نسبت‌های تراکم بالا از چیدمان سری به همراه خنک کننده گاز بین واحدها و از چیدمان موازی به منظور افزایش قابلیت انعطاف پذیری و فراهم کردن ساده قیود استفاده می‌گردد.

معمولاً در طراحی نقشه‌ی ایستگاه تقویت فشار از حداکثر قوانین و مقررات کاربردی مانند کلیه‌ی مقررات Csaz-148 و استانداردها پیروی می‌شود. نقشه‌ی جانمایی یک ایستگاه تقویت فشار در شکل (۳-۱) آمده است و مختصراً توضیحاتی درباره‌ی آرایش ایستگاه آورده شده است. در شکل (۳-۱)، نقشه جانمایی ایستگاه، تجهیزات و لوله کشی مشترک در هر دو ایستگاه رفت و برگشتی و گریز از مرکز، از شیر ناحیه‌ی مکش تا شیر دهش به صورت زیر، توصیف می‌شوند:

۱. یک شیر فرعی مکش ایستگاه برای تفکیک ایستگاه از خط لوله
۲. یک شیر بارگیری ایستگاه برای پاک سازی و تحت فشار قرار دادن لوله کشی ایستگاه تقویت

فشار

۳. یک لخته‌گیر ایستگاه برای مراقبت از کمپرسورها در مقابل مواد آلوده کننده‌ی جامد و مایع، به صورتی که لخته‌گیر مواد آلوده کننده موجود در گاز را به حالت رسوب و ته نشین جدا می‌نماید.

۴. یک فیلتر گاز سوخت- راه اندازی برای سیستم‌های گازی سوخت - راه اندازی گرداننده کمپرسور که گاز را تا رسیدن به کیفیت مورد نظر تمیز می‌نماید.

۵. یک خط کنارگذر^۱ بین لوله اصلی مکش و دهش، جهت خارج نمودن کمپرسورها از مدار ایستگاه در موارد ذیل:

الف) هنگام متوقف بودن کمپرسور

ب) هنگام خروج گاز از ناحیه مکش در زمان تخلیه

۶. شیرهای دهش و مکش واحد، که در هنگام تحت فشار بودن لوله‌ها جهت منفک نمودن دستگاه‌های کمپرسور مورد استفاده قرار می‌گیرند.

۷. یک شیر پاکسازی^۲ واحد که در مراحل آماده سازی کمپرسور برای عملیات، جهت پاکسازی و تحت فشار قرار دادن کمپرسور مورد استفاده قرار می‌گیرد.

۸. یک شیر تخلیه واحد که در مورد زیر استفاده قرار می‌گیرد:

الف) در حین پاکسازی کمپرسور

ب) در راستای تخلیه فشار، پس از توقف

۹. یک شیر واگرد^۳ که در موارد ذیل مورد استفاده واقع می‌شود:

الف) برای باربرداری کمپرسور در حین راه اندازی یا توقف

ب) جلوگیری از سرچ کمپرسورهای دینامیکی در حین عملیات

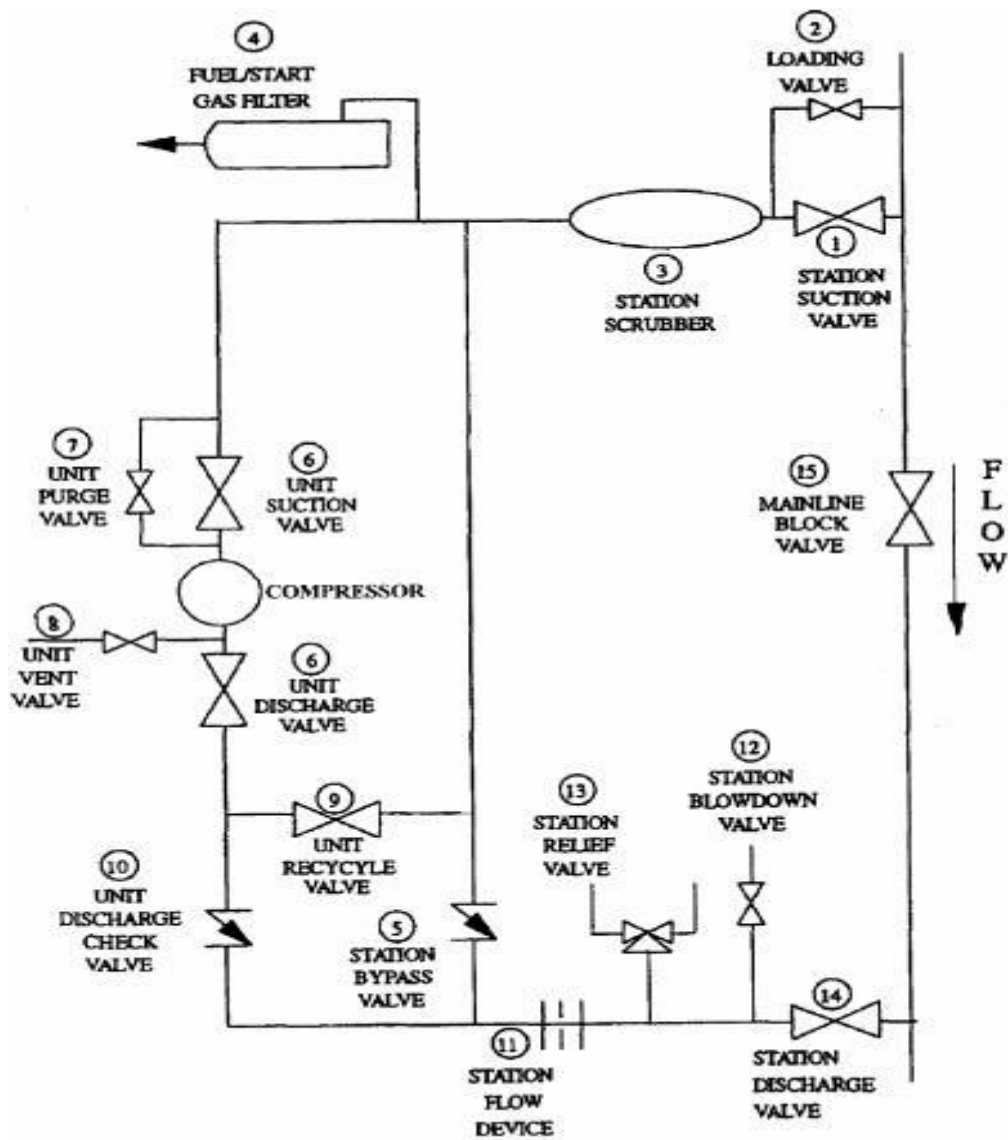
¹Bypass

²Purge

³Recycle

۱۰. یک شیر یک طرفه دهش واحد که به منظور جلوگیری از برگشت جریان از طریق کمپرسور در هنگام راه اندازی یا توقف، نصب می‌گردد.
۱۱. یک ابزار اندازه‌گیری جریان که معمولاً یک اورفیس^۱ می‌باشد، برای تعیین میزان جریان گازی که به ایستگاه تقویت فشار می‌رود، نصب می‌شود.
۱۲. یک شیر تخلیه به منظور خروج گاز از کلیه لوله‌های فشار بالا در محوطه، نصب گردیده است. شیرهای ۱، ۲، ۶، ۷، ۸، ۱۲، ۱۴، ۱۵ به سیستم قطع اضطراری^۲ ایستگاه متصل گردیده‌اند، و به ترتیب در بخشهای آشکار کننده‌ی گاز یا آتش، قطع برق یا عملیات دستی سیستم قطع اضطراری قرار گرفته‌اند.
۱۳. یک شیر اطمینان ایستگاه که به منظور محافظت از تجهیزات و سیستم لوله کشی ایستگاه در برابر فشار بیش از حد بوجود آمده در زمان نقص سیستمهای حفاظتی یا کنترل فشار، نصب می‌شود.
۱۴. یک شیر فرعی دهش ایستگاه که جهت تفکیک ایستگاه از خط لوله نصب گردیده است.
۱۵. یک شیر مسدود کننده‌ی خط اصلی که بر روی خط لوله نصب می‌گردد و به صورت ذیل عمل می‌نماید:
- الف) هنگامی که هدایت جریان آزاد یا تحت فشار گاز از طریق ایستگاه انجام پذیرد، شیر بسته می‌گردد.
- ب) زمانی که جریان گاز ایستگاه را دور می‌زند، شیر باز می‌گردد.

¹Orifice
²ESD

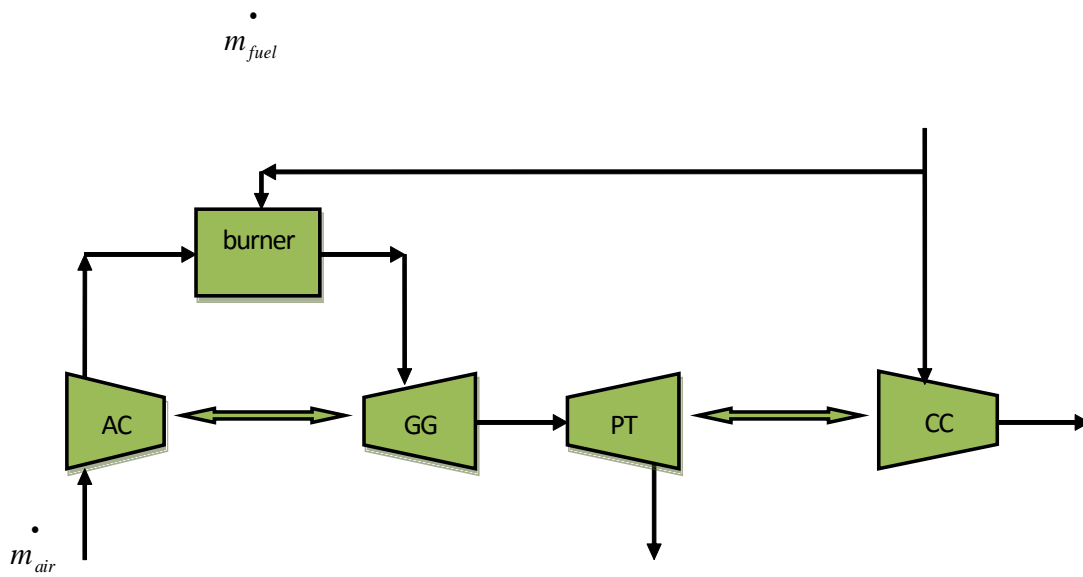


شکل ۳-۱: نقشه جانمایی یک ایستگاه تقویت فشار [۵]

در شکل (۲-۳) نمونه ای از یک ایستگاه تقویت فشار در شبکه انتقال که از ۳ کمپرسور گریز از مرکز که سیکل راننده آنها توربین گازی می باشد و در شکل (۳-۳) شماتیکی از واحد تراکم ایستگاه تقویت فشار بصورتی ساده آورده شده است.



شکل ۲-۳: نمونه ای از یک ایستگاه تقویت فشار [۵۸]



شکل ۳-۳: شماتیک ساده ای از واحد تراکم یک ایستگاه تقویت فشار

۲-۳ - کمپرسور [۶۹] و [۷۰] و [۷۱]

کمپرسور به ماشینی اطلاق می شود که از آن برای افزایش فشار سیالات تراکم پذیر (گازها و بخارها) استفاده می شود، شرایط بهره برداری از کمپرسورها در صنعت چنان گسترده است که امروزه انواع مختلف کمپرسورها در ظرفیت های مختلف و از فشار مکش بسیار کم (خلاء) تا فشار دهش بسیار زیاد (بیش از ۶۰۰۰ بار) بکار گرفته می شود.

پمپ های خلاء، هواکش ها^۱، دمنده ها^۲ و نهایتاً کمپرسورها انواع خاصی از خانواده کمپرسورها می باشند و تفاوت فشار مکش و یا فشار دهش در آنها اساساً موجب این نامگذاری گردیده است.

کمپرسورها در شاخه های مختلف از جمله صنایع (صنایع هواپیمایی برای تامین هوای فشرده برای موتور توربین، تامین هوای فشرده برای سیستم های پنوماتیکی، میعان گازها، ذخیره سازی گاز)، پزشکی (دریل های دندانپزشکی، هوای مورد استفاده در بیمارستانها)، لوازم خانگی (یخچال، جاروبرقی، کولر گازی، فریزر) و غیره بکار می روند و هرچه جوامع بشری به سمت پیشرفت قدم برمی دارند دامنه بکارگیری آنها در حال رشد و توسعه می باشد. برای آگاهی بیشتر در پیوست الف توضیحات بیشتری در مورد کمپرسورها، تاریخچه، هدف از بکارگیری، دسته بندی، مزایا و معایب و چگونگی انتخاب آنها آورده شده است. از آنجاییکه در ایستگاه های تقویت فشار بیشتر از کمپرسورهای گریز از مرکز استفاده می گردد، در ادامه این فصل به بررسی این کمپرسور و مطالب مهم در مورد آن پرداخته می شود.

^۱ Fans^۲ Blowers

۳-۳- کمپرسورهای گریز از مرکز

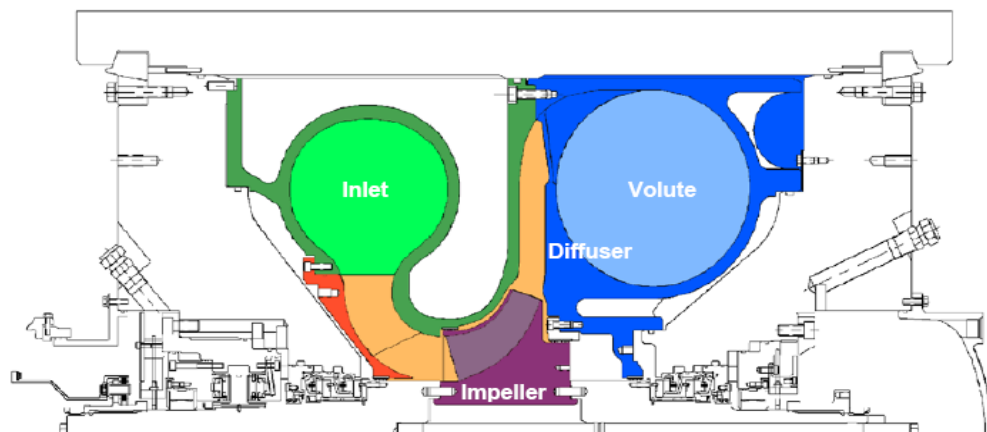
کمپرسورهای گریز از مرکز بعد از کمپرسورهای تناوبی پرمصرفترین کمپرسورها در صنایع می-باشند. حال اگر به جای تعداد، ظرفیت و یا توان مصرفی معیار انتخاب قرار گیرد، کمپرسورهای گریز از مرکز بالاترین سهم را در فرآیند تراکم گازها در صنایع به خود اختصاص می‌دهند.

در طول ۴۰ سال اخیر به لحاظ ابعاد نسبی کوچکتر و وزن کمتر (در مقایسه با کمپرسورهای تناوبی)، با رشد و توسعه صنایع، بکارگیری از کمپرسورهای فوق در فرآیندها بیشترین توجه را به خود معطوف داشته است. پائین بودن بار وارده بر روی فوندانسیون در این کمپرسورها موجب گردیده تا در نصب آنها به فوندانسیون کوچکتری نیاز باشد. در قدمهای اولیه ساخت این کمپرسورها، راندمان آنها بسیار پائین بوده و قدرت رقابت با کمپرسورهای تناوبی را نداشتند. ولی در مناطقی که قیمت انرژی پائین باشد (نظیر کشور ما) می‌تواند برای خود سهم بزرگی را در بازار فروش اختصاص دهد.

در طرح های اولیه، از این کمپرسورها برای مواقعی که فشار مورد نیاز کم و دبی زیاد مورد نظر بود، استفاده می‌شد. در سالهای اولیه دهه ۱۹۳۰ در صنایع فولاد از این کمپرسورها استفاده می‌شد. در سالهای پایانی دهه ۱۹۳۰، صنایع تبرید برای تهویه مطبوع ساختمان ها، استفاده از این کمپرسورها را به لحاظ کوچکی ابعاد و پائین بودن میزان لرزش و فوندانسیون مورد نیاز در دستور کار مهندسين تاسیسات قرار داد. بالارفتن ظرفیت واحدهای صنعتی و ارزان بودن قیمت انرژی دلیل خوبی بود تا بهره گیری از این کمپرسورها در صنایع در سالهای دهه ۱۹۵۰ رشد بیشتری داشته باشد. افزایش قیمت انرژی در سالهای ۱۹۷۰ هرچند که تا حدودی موجب محدودیت انتخاب این کمپرسورها گردید ولی زمینه مناسبی بود تا بر روی افزایش راندمان این کمپرسورها اصلاحات بنیادی صورت پذیرد. از سوی دیگر نیاز به افزایش قابلیت اعتماد از کمپرسور خود کمک بزرگی برای توسعه بازار فروش کمپرسورهای گریز از مرکز شد. چرا که در بسیاری از موارد این کمپرسورها قادر بودند

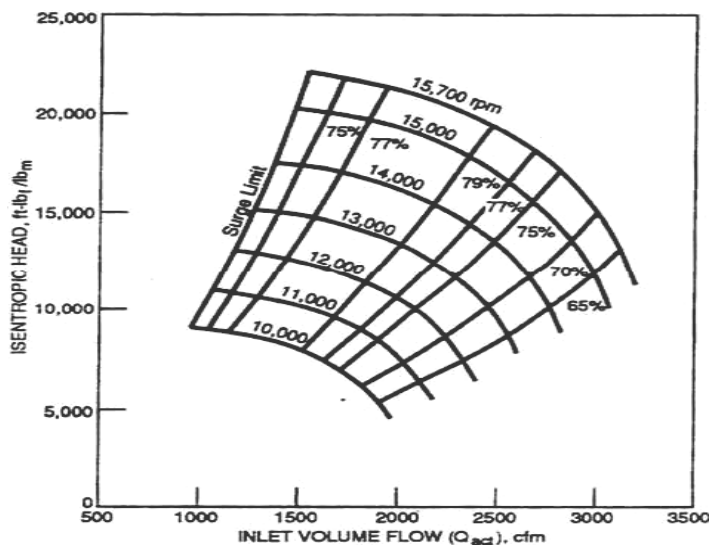
بدون نیاز به هرگونه تعمیر اساسی به مدت سه سال در واحدهای مربوطه در حال کار باشند و این زمان در بعضی از موارد حتی به ۶ سال نیز می‌رسید. عامل فوق به لحاظ کاهش عوارض زیان بار توقف خط تولید جهت تعمیرات و بویژه در واحدهای بزرگ دلیل خوبی بود تا این نوع کمپرسورها نگاه‌های متخصصان صنایع را متوجه خود سازند، و همین جا بود که قابلیت اعتماد به جای قیمت انرژی عنصر اولیه انتخاب کمپرسورها شد. کمپرسورهای گریز از مرکز برای دبی $(1700 \frac{m^3}{hr})$ - 1000000 ساخته می‌شوند. بدیهی است که به همین خاطر استفاده از این کمپرسورها در دبی‌های کم که چندان اقتصادی نمی‌باشند نتوانست موفقیت چندانی را کسب نماید. نسبت تراکم قابل دسترسی در کمپرسورهای یک طبقه گریز از مرکز به حدود ۳ نیز می‌رسد ولی در کمپرسورهای گریز از مرکز چند طبقه که برای هوا و یا ازت به کار گرفته می‌شوند، مقدار آن کمتر از ۲ می‌باشد.

به علت نیاز به بازدهی بالا و شرایط عملکرد خط لوله نیاز به کمپرسوری است که قادر می‌باشد که در یک رنج وسیعی از عملکرد دارای بازده بالایی باشد و چون کمپرسورهای گریز از مرکز قادرند تا این شرایط را ایجاد نمایند عموماً در خطوط انتقال گاز بکار می‌روند. (شکل ۳-۴) برش خورده یک کمپرسور گریز از مرکز را نمایش می‌دهد)



شکل ۳-۴: شکل برش خورده یک کمپرسور گریز از مرکز خط لوله انتقال [۵۹]

کمپرسور گاز طبیعی را در فشار پایین دریافت کرده و آنرا متراکم ساخته و وارد خط اصلی انتقال می‌نماید. برای بررسی کمپرسور گریز از مرکز، شرکت های سازنده مشخصات و اطلاعات عملکرد آن را بصورت عدد در جداولی وارد می‌کنند و یا از نمودارهایی که به آن نمودار عملکرد گفته می‌شود با وجود اینکه ممکن است خطاهای ناچیزی در شبیه سازی بوجود آورد استفاده می‌شود. (شکل ۳-۵) نمونه نمودار عملکرد یک کمپرسور گریز از مرکز را نشان می‌دهد)



شکل ۳-۵: نمودار عملکرد یک نمونه کمپرسور گریز از مرکز [۲۱]

همانطور که دیده می‌شود نقشه عملکرد یک کمپرسور گریز از مرکز نشان دهنده بازده ایزنتروپیک و هد ایزنتروپیک بصورت تابعی از جریان واقعی ورودی و سرعت عملکرد کمپرسور است. هد کمپرسور (H) را می‌توان از فشار و دمای ورودی و خروجی تعیین نمود که رابطه بین فشار و دما و آنتالپی (h) با استفاده از معادلات حالت تعیین می‌شود.

با استفاده از معادلات حالت، آنتالپی مکش و تخلیه در کمپرسور را بصورت آنچه در ادامه اشاره می‌شود، می‌توان بدست آورد.

هد آیزنتروپیک (H_{is})

$$H_{is} = h(P_d, s(P_s, T)) - h(P_s, T) \quad (1-3)$$

بازده آیزنتروپیک (η_{is})

$$\eta_{is} = \frac{H_{is}}{H} \quad (2-3)$$

با استفاده از روابط ۱-۳ و ۲-۳ و تعریف قدرت مورد نیاز بر اساس دمای خروجی داریم:

$$H = \frac{H_{is}}{\eta_{is}} = h(P_d, T_d) - h(P_s, T) \quad (3-3)$$

در روابط بالا h (kJ/kg) آنتالپی، آنتروپی s (kJ/kg.k)، فشار p (kpa)، دما T (k) و زیرنویسهای s, d, is به ترتیب شرایط آیزنتروپیک، مکش و تخلیه است. باید توجه نمود که با استفاده از تعریف فرایند پلی تروپیک به جای فرایند آیزنتروپیک می توان بازده پلی تروپیک را بطور مشابه تعریف نمود.

هد واقعی بر اساس قدرت جذب شده بدست می آید و اینکه فرایند پلی تروپیک انتخاب شود یا ایزنتروپیک تاثیری در آن ندارد ولی هد آیزنتروپیک فقط به شرایط مکش که مشخص است وابسته می باشد ولی هد پلی تروپیک نیازمند دانستن شرایط تخلیه که مشخص نیست نیز می باشد.

با تعریف (Q (ft³/min) ، β (kg/m³) ، Z ، R (kJ/kg.k) ، W (kw) ، η_m به ترتیب برای دبی، چگالی، فاکتور تراکم پذیری، ثابت گاز، توان، بازده مکانیکی و زیرنویس std برای شرایط استاندارد داریم:

جریان واقعی (Q_{ac}) بر اساس شرایط استاندارد با توجه به معادله حالت بصورت

$$Q_{ac}(P, T) = \frac{\rho_{std}}{\rho(P, T)} Q_{std} \quad (4-3)$$

و در نهایت قدرت گاز بصورت ذیل تعریف می گردد:

$$W_{gas} = \rho Q H = \frac{P}{Z RT} Q H \quad (5-3)$$

اما باید توجه نمود که به علت افت های مکانیکی که در کمپرسور گاز و جعبه دنده (در صورتی که استفاده شود) پیش می آید، قدرت جذب شده توسط کمپرسور با استفاده از رابطه ۳-۶ بدست می آید .

$$W = \frac{W_{gas}}{\eta_m} \quad (6-3)$$

معادلات موجود در کمپرسورها برای دو نوع حل بکار می روند، در یکی از این حل ها هدف تعیین مقدار سوخت مصرفی سیکل راننده کمپرسور در شرایطی که فشار ورودی و خروجی، دبی جریان و دمای ورودی مشخص است بوده و هدف دیگر تعیین مقدار نسبت فشاری که کمپرسور می تواند در شرایطی که سیکل راننده آن در توان کامل خود کار کند می باشد.

با استفاده از پارامترهای H_p / S^2 ، Q_{ac} / S و η_p که برای شرح عملکرد یک کمپرسور ضروری هستند، چند جمله ای های استاندارد برای هر کمپرسور گریز از مرکز تعیین می شود، که بصورت زیر می باشند

$$H_p / S^2 = b_1 + b_2(Q_{ac} / S) + b_3(Q_{ac} / S)^2 \quad (7-3)$$

$$\eta_p = b_4 + b_5(Q_{ac} / S) + b_6(Q_{ac} / S)^2 \quad (8-3)$$

که در این روابط Q_{ac} (ft³/min) دبی حجمی واقعی، H_p (kj/kg) هد پلی تروپیک، S (rpm) سرعت کمپرسور گریز از مرکز، η_p بازده پلی تروپیک و $b_1, b_2, b_3, b_4, b_5, b_6$ ضرایبی ثابت مربوط به یک کمپرسور خاص هستند که با استفاده از روش کمترین مربعات خطا بدست می آیند، این ضرایب برای نمودار عملکرد کمپرسوری که در شکل (۵-۳) هست بصورت زیر می باشد

جدول ۱-۳: ضرایب مربوط به نمودار عملکرد کمپرسور گریز از مرکز شکل ۳-۵ [۲۱]

b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	b_6
0.3542×10^{-4}	0.1013×10^{-2}	-0.4768×10^{-2}	17.269	916.64	3350.8

با دانستن ضرایب و H_p ، Q_{ac} سرعت کمپرسور و بازده پلای تروپیک آن را از روابط بالا تعیین می‌گردد، همچنین در صورتی که ما نسبت فشار را در کمپرسور گریز از مرکز داشته باشیم با استفاده از روابط زیر می‌توان هد پلای تروپیک (مقدار انرژی بر واحد جرم گاز که توسط کمپرسور به گاز داده می‌شود) و دمای خروجی کمپرسور T_d را بدست آورد

$$H_p = \left(\frac{n}{n-1} \right) (Z_s R T_s) \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] f \quad (9-3)$$

$$T_d = T_s + T_s / \eta_p \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (10-3)$$

در روابط بالا زیر نویس s و d به ترتیب مربوط به شرایط مکش و تخلیه، R ثابت گاز، Z ضریب تراکم پذیری گاز، T (k) دمای گاز، P (kpa) فشار گاز است و n نمای پلای تروپیک و f ضریب تصحیح هد پلای تروپیک، که بصورت زیر تعیین می‌گردند

$$n = \frac{\ln \frac{P_d}{P_s}}{\ln \frac{Z_s T_s}{Z_d T_d}} \quad (11-3)$$

$$f = \frac{h_d^* - h_s}{m (Z_d T_d^* - Z_s T_s)} \quad (12-3)$$

جاییکه * نشان دهنده شرایط آیزنتروپیک، h (kJ/kg) آنتالپی، $m = \frac{(k-1)}{k}$ و $k = \frac{C_p}{C_v}$ نسبت گرمای ویژه گاز است. و در نهایت با استفاده از رابطه (۳-۱۳) می توان توان مورد نیاز کمپرسور گریز از مرکز (power) را بدست آورد

$$power = \frac{m_{ac} H_p}{\eta_p \eta_{mech}} \quad (۳-۱۳)$$

که این توان باید توسط سیکل توربین گاز که با استفاده از رابطه زیر بدست می آید، تامین گردد.

$$\dot{m}_f = \frac{power}{\eta_{gt} LHV} \quad (۳-۱۴)$$

البته باید در نظر داشت که اگر دمای سوخت گازی که به محفظه احتراق توربین گازی اضافه می گردد بیشتر از ۲۰ درجه سانتیگراد بالای دمای محیط باشد رابطه (۳-۱۵) بصورت زیر اصلاح می گردد

$$\dot{m}_f = \frac{power}{\eta_{gt} (LHV + (\rho c_p T))} \quad (۳-۱۵)$$

ارزش حرارتی سوخت (LHV) در رابطه بالا با استفاده از رابطه زیر با توجه به اینکه گاز طبیعی ترکیبی از چند هیدروکربن می باشد بدست می آید.

$$LHV = \frac{\sum y_i M_i LHV_i}{\sum y_i M_i} \quad (۳-۱۶)$$

در روابط بالا \dot{m} (kg/s) دبی جرمی، M وزن مولکولی، y نسبت مولی هر جزء گاز، و زیرنویسهای i ، f به ترتیب مربوط به سوخت و هر جزء گاز است.

۱-۳-۳ گرمای ویژه

مقدار حرارت لازم برای گرم کردن یک کیلومول از ماده به ازاء یک درجه سانتیگراد افزایش دما را برحسب Kcal گرمای ویژه می‌نامند .

اگر عمل گرم کردن در فشار ثابت صورت گیرد آن را گرمای ویژه در فشار ثابت (C_p) و اگر در حجم ثابت صورت گیرد آن را گرمای ویژه در حجم ثابت (C_v) می‌نامند. رابطه بین گرمای ویژه در حجم ثابت و فشار ثابت بصورت زیر می‌باشد.

$$C_p - C_v = R \quad \left(\frac{Kj}{Kg.mol.K} \right) \quad (17-3)$$

نسبت گرمای ویژه در فشار ثابت به گرمای ویژه به حجم ثابت برای هر گاز تقریباً دمای ثابتی است که به آن ثابت نمایی در تراکم آدیاباتیک گفته می‌شود و با حرف K نمایش می‌دهند.

$$K = \frac{C_p}{C_v} \quad (18-3)$$

۲-۳-۳ فاکتور تراکم پذیری

قانون جهانی گاز کامل برای هر گازی با یک ضریبی به نام فاکتور تراکم پذیری تعریف می‌شود. این ویژگی نسبت مقدار گاز واقعی به گاز کامل است. برای محاسبه فاکتور تراکم پذیری نیازمند دانستن مقادیر دمای بحرانی (T_c) و فشار بحرانی (P_c) گاز می‌باشد.

مقادیر فشار کاهیده (P_r)، دمای کاهیده (T_r) و چگالی کاهیده (ρ_r) با استفاده از روابط زیر محاسبه می‌گردند:

$$T_r = \frac{T}{T_c} \quad (۱۹-۳)$$

$$P_r = \frac{P}{P_c} \quad (۲۰-۳)$$

$$\rho_r = \frac{0.27 P_r}{Z T R} \quad (۲۱-۳)$$

سپس با دانستن این مقادیر می توان مقدار فاکتور تراکم پذیری را با استفاده از روش دقیق و

تصحیح شده درانچاک و ابوکاظم با ۱۱ ثابت (Dranchuck - Kassem) بدست آورد. [۷۲]

$$Z = 1 + C_1 \rho_r + C_2 \rho_r^2 - A_9 C_3 \rho_r^5 + A_{10} (1 + A_{11} \rho_r^2) e^{(-A_{11} \rho_r^2)} \quad (۲۲-۳)$$

$$C_1 = \left(A_1 + \frac{A_2}{T_r} + \frac{A_3}{T_r^3} + \frac{A_4}{T_r^4} + \frac{A_5}{T_r^5} \right)$$

$$C_2 = \left(A_6 + \frac{A_7}{T_r} + \frac{A_8}{T_r^2} \right)$$

$$C_3 = \left(\frac{A_7}{T_r} + \frac{A_8}{T_r^2} \right)$$

و ثابت ها در این معادله از این قرار می باشد.

$A_1 = 0.3265$	$A_2 = -1.0700$
$A_3 = -0.5339$	$A_4 = 0.01569$
$A_5 = -0.05165$	$A_6 = 0.5475$
$A_7 = -0.7361$	$A_8 = 0.1844$
$A_9 = 0.1056$	$A_{10} = 0.6134$
$A_{11} = 0.7210$	

روش های دیگری نیز برای بدست آوردن ضریب تراکم پذیری در پیوست ب آورده شده است.

باید به این نکته توجه نمود که کمپرسورهای گریز از مرکز در هر شرایطی نمی توانند عمل کنند

ودارای محدودیت هایی بوده که این محدودیت ها را بصورت زیر می توان بیان نمود:

- کمپرسورهای گریز از مرکز دارای محدودیت سرعتی می‌باشند که در این بازه سرعت می‌تواند عمل کنند

$$S_{\min} \leq S \leq S_{\max} \quad (23-3)$$

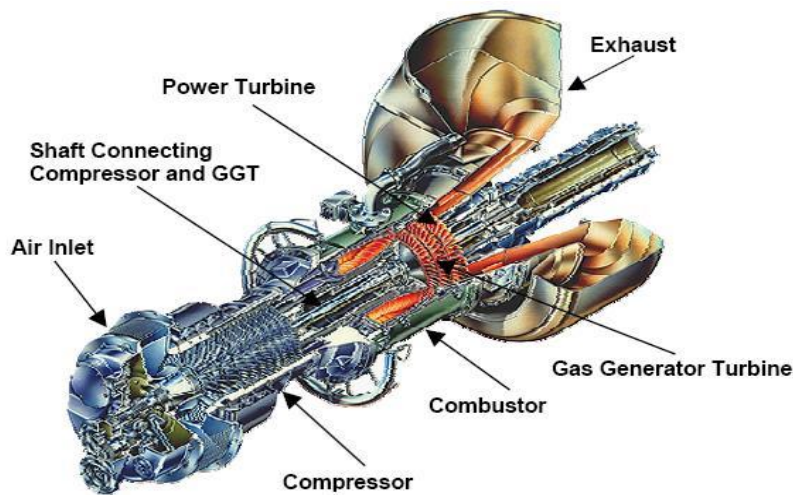
- نسبت دبی به سرعت کمپرسورهای گریز از مرکز نیز دارای محدودیت است که اگر کمپرسور خارج از این محدوده عمل کند دچار خفگی، برگشت جریان و سر و صدای بسیاری می‌گردد

$$Surge \leq \frac{Q}{S} \leq StoneWall \quad (24-3)$$

در پیوست ج توضیحات بیشتری در این زمینه آورده شده است.

۳-۴ - توربین گازی ایستگاه تقویت فشار (توربین گازی دو شفت) [۷۳] و [۷۴]

در خطوط انتقال گاز از توربین گازی دو شفت (شکل ۳-۶) استفاده می‌گردد که از یک کمپرسور، محفظه احتراق و بخش توربین که دارای دو قسمت اساسی ژنراتور گاز و توربین قدرت می‌باشد، تشکیل شده است. سرعت توربین قدرت متفاوت از سرعت ژنراتور گاز است ولی سرعت ژنراتور گاز نیز در مقدار کار مورد نیاز تاثیر گذار است. توربین قدرت در یک محدوده سرعت مشخص عمل می‌کند، در واقع توربین قدرت و کمپرسور خط لوله که از طریق شفتی به هم متصل هستند در سرعتی متفاوت از سرعت ژنراتور گاز و کمپرسور توربین گاز که از طریق شفتی به یکدیگر متصل هستند کار می‌کند و این امر موجب آنست تا این نوع توربین های گازی برای خطوط انتقال که در آن کمپرسورهای گریز از مرکز با سرعت متغیر عمل می‌کنند مناسب باشد. مزیت توربین های گازی دو شفت، تولید گشتاور زیاد در دور پایین می‌باشد. از توان تولید شده در توربین قدرت برای راندن تجهیزاتی همانند کمپرسور گریز از مرکز در خط لوله و از توان تولیدی ژنراتور گاز برای راندن کمپرسور توربین گاز استفاده می‌گردد.



شکل ۳-۶: توربین گازی دوشفت [۵۸]

۱-۴-۳ تعیین قدرت خروجی توربین گاز

برای تعیین قدرت خروجی یک توربین گاز روش های بسیاری وجود دارد که به دو گروه کلی :

الف- روش های مستقیم

ب- روش های غیر مستقیم

تقسیم می گردد که در پیوست د توضیحاتی در مورد این دو روش آورده شده است.

۲-۴-۳ وضعیت عملکرد توربین های گازی

توربین های گازی از لحاظ وضعیت عملکرد دارای دو حالت هستند :

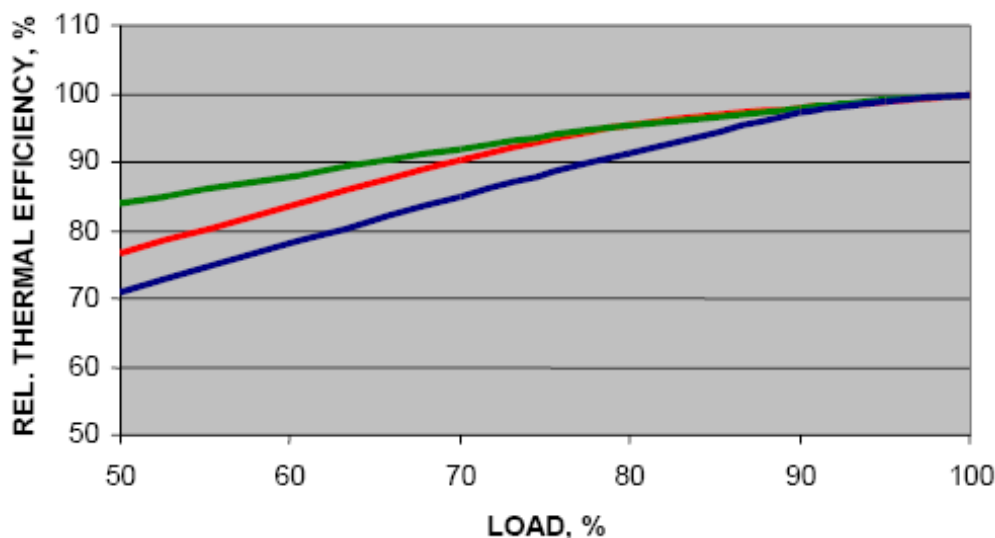
- عملکرد در حالت توان کامل^۱

^۱ FULL LOAD

عملکرد در این حالت نشان دهنده اینست که توربین گازی در شرایط بیشترین تولید توان ممکن خود قرار دارد. این شرایط عموماً بصورت یک جدول که دارای اطلاعات موجود از وضعیت عملکرد اجزای مختلف آن می باشد توسط شرکت سازنده توربین گازی ارائه می گردد.

• عملکرد در حالت توان جزئی^۱

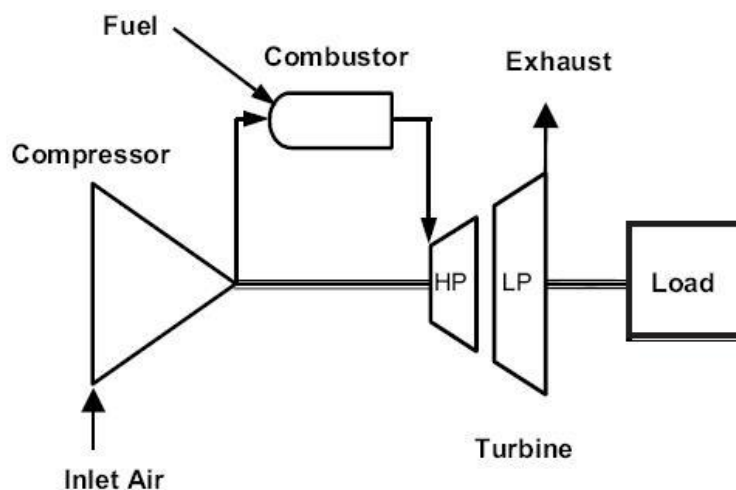
عموماً شرایط به گونه ای است که توربین گازی در موقعیت تولید توان بیشینه خود قرار نداشته و تنها بخشی از این توان را تولید می نماید. برای بررسی و تحلیل توربین گازی در این شرایط از آنجاییکه بازده توربین گازی با کاهش توان کاهش می یابد، از نمودارهایی که نشان دهنده عملکرد توربین گازی بوده و در آن بازده بر حسب توان تولیدی توربین گاز رسم می گردد، استفاده می شود. این نمودارها که توسط شرکت سازنده ارائه می گردد از توربین گازی به توربین گاز دیگر متفاوت می باشد. (شکل ۳-۷) نمونه ای از این منحنی ها را نمایش می دهد)



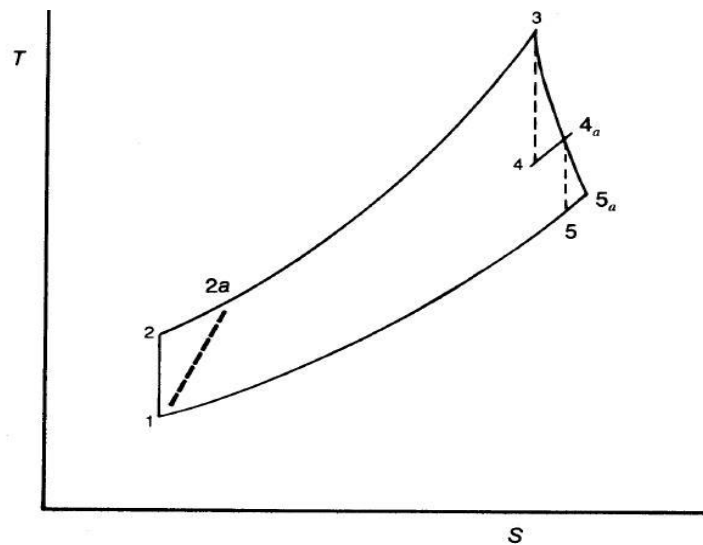
شکل ۳-۷: تغییرات بازده نسبی بر حسب توان در توربین های گازی مختلف [۵۸]

^۱ PART LOAD

شکل (۳-۸) نشان دهنده یک دیاگرام شماتیک از یک سیکل توربین گازی دوشفت و شکل (۳-۹) نمودار T-S مربوط به آن می باشد که سیکل ساده ای را طی می کند. همانطور که در شکل پیداست هوا وارد کمپرسور توربین گازی شده و کمپرسور با استفاده از کار دریافتی از ژنراتور گاز آن را متراکم ساخته و سپس هوای فشار بالا وارد محفظه احتراق شده و به همراه سوخت تزریق شده به محفظه احتراق ترکیب شده و احتراق حاصل می گردد، سپس محصولات حاصل از احتراق به همراه هوای اضافی در حالی که دارای دما و فشار بالایی هستند وارد ژنراتور گاز شده و در آنجا منبسط می گردند. کار حاصله از این انبساط برای راندن کمپرسور توربین گازی استفاده می گردد ، سپس ترکیبات در حالیکه هنوز دارای دما و فشار بالایی هستند وارد توربین قدرت شده، در توربین قدرت نیز ترکیبات ورودی منبسط شده و از کار تولیدی حاصل از این انبساط برای راندن تجهیزاتی از قبیل کمپرسور خط لوله استفاده می گردد.



شکل ۳-۸: شماتیک سیکل ساده توربین گازی دو شفت [۷۳]



شکل ۳-۹: دیاگرام T-S سیکل ساده توربین گازی دو شفت [۷۳]

۳-۴-۳ اجزای توربین گازی

یک توربین گازی از اجزای مختلفی تشکیل شده است که در زیر به شرح ساده ای از این اجزا

پرداخته شده است :

- کمپرسور هوا

هوای محیط پس از عبور از فیلترهای ورودی که به منظور جدا کردن گرد و غبار از هوا تعبیه شده اند در حالیکه دارای فشار پائینی است وارد کمپرسور هوا می گردد. وظیفه کمپرسور هوا افزایش فشار هوای ورودی و متراکم ساختن آن می باشد که برای انجام این عملیات انرژی مورد نیاز خود را از طریق شفتی که به ژنراتور گاز متصل است دریافت می نماید.

کار مورد نیاز کمپرسور (w_c) برای تراکم واحد جرم هوا

$$w_c = h_{2a} - h_{1a} \quad (۲۵-۳)$$

که h آنتالپی و زیرنویسهای a ، 1 و 2 به ترتیب مربوط به هوا، ورودی و خروجی کمپرسور می باشد.

با استفاده از روابط تجربی کوریکیانیتیس برای بازده ایزنتروپیک کمپرسور ($\eta_{is,c}$) با استفاده

از نسبت فشار (P_2/P_1) r_p

$$\eta_{is,c} = 1 - \left(0.04 + \frac{r_p - 1}{150} \right) \quad (26-3)$$

که فشار ورودی به کمپرسور بصورت

$$P_1 = P_{amb} - \Delta P_{in} \quad (27-3)$$

می باشد، همچنین بین بازده ایزنتروپیک و آنتالپی در ورودی و خروجی رابطه زیر برقرار می باشد

$$\eta_{is,c} = \frac{(h_{2as} - h_{1a})}{(h_{2a} - h_{1a})} \quad (28-3)$$

که زیر نویسهای s ، in و amb به ترتیب شرایط ایزنتروپیک، محیط و ورودی قبل کمپرسور می باشد.

• محفظه احتراق

هوایی که در کمپرسور متراکم شده و فشارش تا حد زیادی افزایش یافته است وارد محفظه احتراق

می گردد و سپس با سوخت وارد شده به محفظه احتراق ترکیب شده و احتراق صورت می گیرد.

در حالت واقعی در محفظه احتراق افت فشار (ΔP_{ch}) ناچیزی روی می دهد که موجب می شود

فشار خروجی از محفظه احتراق (P_3) به صورت

$$P_3 = P_2 - \Delta P_{ch} \quad (29-3)$$

و حرارت (Q_{th}) بوجود آمده از سوختن سوخت با ارزش حرارتی پایین (LHV) از

$$Q_{th} = fa.LHV \quad (3-30)$$

fa در این معادله نسبت جرم سوخت بر واحد جرم هوا است که با توجه به معادله احتراق صورت گرفته در محفظه احتراق می‌توان رابطه بین fa و هوای اضافی (EA) استفاده شده برای احتراق را بدست آورد، درواقع داریم

$$fa = \frac{1}{EA \cdot \dot{m}_{at}} \quad (3-31)$$

که در آن \dot{m}_{at} جرم هوای مصرف شده به ازای یک کیلوگرم سوخت در احتراق استوکیومتری است.

از آنجایی که فرایند در محفظه احتراق در حالت واقعی همراه با از بین رفتن مقداری از حرارت تولید شده از سوخت می‌باشد، ضریبی به عنوان بازده محفظه احتراق (η_{cch}) در این مقدار حرارت ضرب می‌گردد و در واقع حرارت فراهم شده در محفظه احتراق بصورت

$$Q_{th} = \eta_{cch} fa.LHV \quad (3-32)$$

از طرفی از موازنه انرژی در محفظه احتراق

$$\eta_{cch} = \frac{(1+fa)h_{3g} - h_{2a}}{fa.LHV} \quad (3-33)$$

که برای بدست آوردن آنتالپی مولی محصولات (\bar{h})

$$\bar{h} = \sum_{i=1}^m (g_i) \bar{h}_i \quad (3-34)$$

• ژنراتور گاز

محصولات احتراق پس از خروج از محفظه احتراق در حالیکه دارای دما و فشار بالایی بوده به ژنراتور گاز وارد شده و در آنجا منبسط می گردند.

کار مورد نیاز ژنراتور گاز (w_{gg}) برای تراکم واحد جرم هوا

$$w_{gg} = (1+f)(h_{4g} - h_{3g}) \quad (35-3)$$

زیرنویسهای g ، 3 و 4 به ترتیب مربوط به محصولات احتراق، ورودی و خروجی ژنراتور گاز می باشد. با استفاده از روابط تجربی کوریکیانیتیس برای بازده آیزنتروپیک ژنراتور گاز ($\eta_{is,gg}$) با استفاده از نسبت فشار $r_p (P_3/P_4)$ داریم

$$\eta_{is,gg} = 1 - \left(0.03 + \frac{r_p - 1}{180} \right) \quad (36-3)$$

همچنین همانند کمپرسور بین بازده آیزنتروپیک و آنتالپی در ورودی و خروجی رابطه ای بصورت زیر می باشد

$$\eta_{is,gg} = \frac{(h_{3g} - h_{4g})}{(h_{3g} - h_{4gs})} \quad (37-3)$$

• توربین قدرت

ترکیبات پس از ترک ژنراتور گاز در حالیکه هنوز دارای دما و فشار بالایی می باشند وارد توربین قدرت شده و در آنجا دوباره منبسط می گردند. توربین قدرت از طریق شفتی متصل به کمپرسور خط لوله انتقال می باشد و توان لازم آن را برای افزایش فشار بر روی گاز طبیعی تامین می نماید.

اگر توان تولیدی بوسیله توربین قدرت بیشتر از توان مورد نیاز کمپرسور خط لوله انتقال گاز باشد، باعث می‌گردد که توربین قدرت و کمپرسور شتاب گرفته تا جاییکه به تعادل برسند. (باید به این نکته توجه نمود که توربین قدرت در سرعتی متفاوت از ژنراتور گاز کار می‌نماید)

در توربین قدرت نیز روابطی همانند ژنراتور گاز برقرار است، در واقع توربین قدرت و ژنراتور گاز از لحاظ ترمودینامیکی به هم وابسته و از لحاظ دینامیکی مستقل از یکدیگرند.

۴-۴-۳ آنالیز اگزرژی

اگزرژی اساساً همان انرژی مفید است که شرایط ابتدایی آن حالت مرده می‌باشد. شرایط ابتدایی در اغلب محاسبات شرایط محیط است. این شرایط را می‌توان حالت مرده در نظر گرفت و سیستم زمانی به این حالت می‌رسد که به تعادل مکانیکی و حرارتی با محیط برسد. تعادل حرارتی و مکانیکی زمانی حاصل می‌شود که درجه حرارت و فشار سیستم به ترتیب مساوی با درجه حرارت و فشار حالت مرده باشد. اصطلاح اگزرژی به وسیله رانت در ۱۹۵۶ پیشنهاد گردید، البته توابع مشابهی قبل از او توسط گیبس و کینان تعریف شدند. حداکثر کار یا انتقال حرارت قابل حصول از یک سیستم در یک تغییر حالت به صورت اختلاف اگزرژی بین آن دو حالت تعریف می‌شود. اگزرژی شباهت زیادی به انرژی مفید دارد و یک شبه خاصیت یا خاصیت ساختگی تلقی می‌شود. علت این نام گذاری آن است که اگزرژی تنها برحسب حالت سیستم تعریف نمی‌شود بلکه در تعریف آن شرایط ابتدایی یا حالت مرده نیز دخالت دارد.

اگزرژی یک سیستم در یک وضعیت مشخص به صورت زیر بیان می‌شود:

$$E = (U - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) + KE + PE \quad (۳۸-۳)$$

جایی که U ، KE ، PE ، V و S به ترتیب انرژی داخلی، انرژی جنبشی، انرژی پتانسیل، حجم و آنترپی سیستم در یک وضعیت مشخص هستند و U_0 ، V_0 و S_0 به ترتیب انرژی داخلی، حجم و آنترپی در شرایط مرده می‌باشند. از آنجاییکه انرژی پتانسیل و جنبشی نسبت به محیط سنجیده می‌شوند، مقادیر آنها برابر صفر می‌باشد. $KE_0 = PE_0 = 0$

زمانیکه یک سیستم بسته از یک حالت مشخص به حالت مشخص دیگری که متفاوت با حالت اولیه است می‌رود، با محیط اطراف خود به تبادل کار و انتقال حرارت می‌پردازد. مقدار انرژی در شرایط جدید متفاوت با شرایط قبلی است.

$$E_1 = (U_1 - U_0) + P_0(V_1 - V_0) - T_0(S_1 - S_0) + KE_1 + PE_1 \quad (3-39)$$

$$E_2 = (U_2 - U_0) + P_0(V_2 - V_0) - T_0(S_2 - S_0) + KE_2 + PE_2 \quad (3-40)$$

و اختلاف انرژی به صورت زیر بیان می‌گردد:

$$E_2 - E_1 = (U_2 - U_1) + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) + (KE_2 - KE_1) + (PE_2 - PE_1) \quad (3-41)$$

با توجه به رابطه قبل دیده می‌شود که مقادیر شرایط مرده بر اثر ترکیب شرایط نهایی و اولیه حذف می‌گردد.

برای یک سیستم بسته موازنه انرژی به صورت زیر است:

$$E_2 - E_1 = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) \delta q - [W - P_0(V_2 - V_1)] - T_0 \sigma \quad (3-42)$$

که ترم سمت چپ معادله تغییرات انرژی، اولین ترم سمت راست انرژی منتقل شده بوسیله حرارت، ترم دوم انرژی منتقل شده بوسیله کار و ترم سوم سمت راست معادله، انرژی ناپوشده

می‌باشد که به خاطر بازگشت ناپذیری های موجود در سیستم صورت می‌گیرد و T_b دمای مرزی در جاییکه انتقال حرارت اتفاق می‌افتد است.

اگرژی ناپذیری در واقع مقدار کار مفیدی است که از بین رفته است و متناسب با بی‌نظمی بوجود آمده است. اگرژی ناپذیری در زمانیکه بازگشت ناپذیری در سیستم وجود دارد، مثبت و زمانیکه بازگشت ناپذیری در سیستم وجود ندارد، صفر می‌باشد، بنابراین مقدار اگرژی ناپذیری ناپذیری شده، هیچگاه منفی نمی‌باشد. اگرژی ناپذیری شده یک ویژگی نمی‌باشد، در حالیکه اگرژی یک ویژگی بوده و تغییرات در اگرژی یک سیستم می‌تواند مثبت، منفی و یا صفر باشد. [۷۵]

در ادامه به آنالیز اگرژی جزء به جزء یک توربو کمپرسور که در شرایط حالت پایدار عمل می‌کند پرداخته می‌شود. همانطور که اشاره شد یک توربین گازی از اجزای اصلی کمپرسور هوا، محفظه احتراق، ژنراتور گاز و توربین قدرت تشکیل شده است که آنالیز اگرژی این وسایل در شرایط حالت پایدار به صورت زیر است:

• کمپرسور هوا

برای یک کمپرسور هوا که در شرایط پایدار عمل می‌کند، موازنه اگرژی به صورت :

$$\frac{-\dot{W}_{cv}}{\dot{m}} = e_{out} - e_{in} + \frac{\dot{E}_{di}}{\dot{m}} \quad (۴۳-۳)$$

$$\quad (۴۴-۳)$$

$$e_{out} - e_{in} = h_{out} - h_{in} - T_0 (s_{out} - s_{in}) \quad (۴۵-۳)$$

$$e_{in} = h_{in} - h_0 - T_0 (s_{in} - s_0)$$

e_{in} : اگرژی مخصوص جریان ورودی به کمپرسور (kJ/kg)

e_{out} : اگرژی مخصوص جریان خروجی از کمپرسور (kJ/kg)

\dot{W}_{cv} : کار دریافتی به کمپرسور (kw)

\dot{E}_{di} : انرژی ناپوشیده در کمپرسور (kw)

\dot{m} : دبی جرمی جریان ورودی به کمپرسور (دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور) (kg/s)

بازده انرژی نیز برای کمپرسور به صورت :

$$\varepsilon_C = \frac{e_{out} - e_{in}}{\frac{-\dot{W}_{cv}}{\dot{m}}} \quad (3-46)$$

لازم به ذکر است که انرژی جریان در کمپرسور به علت دریافت کار افزایش می‌یابد.

• محفظه احتراق

در محفظه احتراق دو نوع انرژی وجود دارد:

۱- انرژی ترمودینامیکی

$$\dot{E}_{th} = \dot{m}_{Pr} e_{Pr} - \dot{m}_{Re} e_{Re} \quad (3-47)$$

$$e_{Pr} = h_{Pr} - h_0 - T_0 (s_{Pr} - s_0) \quad (3-48)$$

$$e_{Re} = h_{Re} - h_0 - T_0 (s_{Re} - s_0) \quad (3-49)$$

۲- انرژی شیمیایی

$$\dot{E}_{ch} = \frac{\dot{m}_f}{\text{Molar mass fuel}} \left\{ \left[\bar{h}_f + \bar{h}_a - \bar{h}_{Pr} \right]_{(P_0, T_0)} - T_0 \left[\bar{s}_f + \bar{s}_a - \bar{s}_{Pr} \right]_{(P_0, T_0)} \right\} \quad (3-50)$$

در رابطه بالا $y_c, \bar{h}, \bar{s}, P_0, T_0$ به ترتیب دما و فشار مرجع، آنترپی مولی، آنتالپی مولی و نسبت مولی هر جزء در ترکیب می باشد.

برای محفظه احتراق در صورتی که در حالت عملکرد پایدار باشد، موازنه انرژی به صورت :

$$\dot{E}_{di} = -\dot{E}_{th} + \dot{E}_{ch} \quad (51-3)$$

بازده انرژی برای محفظه احتراق

$$\varepsilon_{ch} = \frac{\dot{E}_{Pr}}{\dot{E}_{Re} + \dot{E}_{ch}} \quad (52-3)$$

• ژنراتور گاز

برای یک ژنراتور گاز که در شرایط پایدار عمل می کند، موازنه انرژی به صورت :

$$\frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{m}} = e_{in} - e_{out} - \frac{\dot{E}_{di}}{\dot{m}} \quad (53-3)$$

e_{in} : انرژی مخصوص جریان ورودی به ژنراتور گاز (kj/kg)

e_{out} : انرژی مخصوص جریان خروجی از ژنراتور گاز (kj/kg)

\dot{W}_{cv} : کار تولیدی ژنراتور گاز (این کار توسط شفت اتصال بین ژنراتور گاز و کمپرسور هوا به

کمپرسور هوا داده می شود) (kw)

\dot{E}_{di} : انرژی ناپوشیده در ژنراتور گاز (kw)

\dot{m} : دبی جرمی جریان ورودی به ژنراتور گاز (دبی جرمی محصولات احتراق که برابر دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور به علاوه دبی جرمی سوخت ورودی به محفظه احتراق است) (kg/s)

بازده انرژی برای ژنراتور گاز به صورت :

$$\varepsilon_T = \frac{-\dot{W}_{cv}}{\dot{m}(e_{in} - e_{out})} \quad (3-54)$$

انرژی جریان در ژنراتور گاز به علت تولید کار توسط جریان کاهش می یابد.

- توربین قدرت

برای یک توربین قدرت که در شرایط پایدار عمل می کند، روابط همانند ژنراتور گاز می باشد.

- کمپرسور گاز

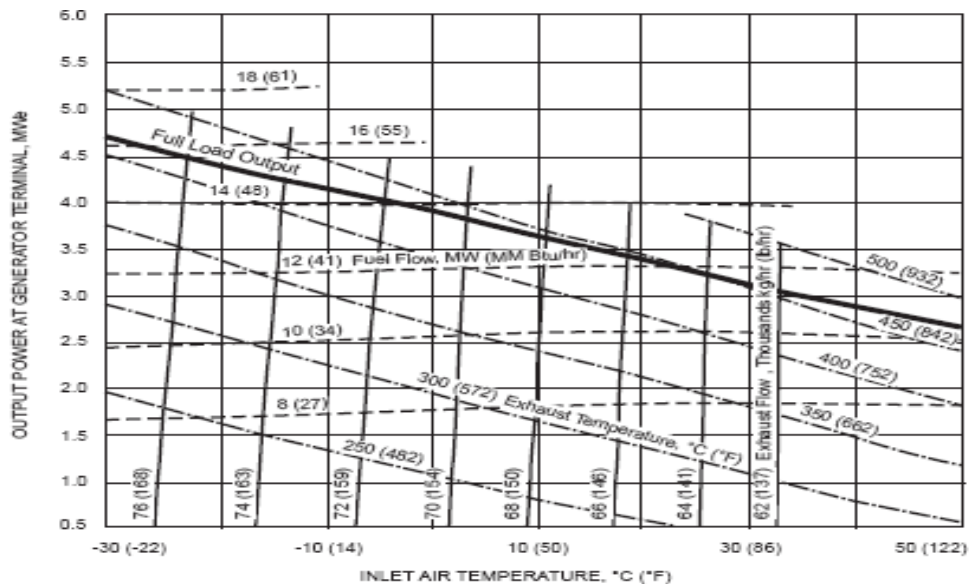
آنالیز انرژی کمپرسور گاز همانند کمپرسور هوای سیکل توربین گازی بوده با این تفاوت که کار دریافتی آن برای افزایش فشار گاز توسط شفت متصل بین کمپرسور گاز و توربین قدرت تامین می شود و جریان ورودی به آن گاز طبیعی می باشد.

۳-۴-۵ پارامترهای موثر بر عملکرد توربین گازی دو شفت [۵۸]

پارامترهایی که در ادامه به توضیح آنها پرداخته می شود بر روی عملکرد توربین گازی تاثیرگذار بوده که البته تاثیر بعضی از این پارامترها بقدری ناچیز است که قابل صرف نظر کردن می باشند.

- دمای محیط

از آنجاییکه توربین گازی موتوری است که با هوا کار می‌کند عملکرد آن با هر تغییری که اثر گذار بر چگالی و یا جریان جرمی هوای ورودی به کمپرسور (همانند دما و فشار محیط) است تغییر می‌کند. تغییر در دمای محیط بر روی قدرت و نرخ حرارت تاثیر گذار است و به همین علت شرکت های سازنده توربین های گازی نقشه های عملکردی برای توصیف تاثیر گذاری این پارامتر بر عملکرد توربین گازی ارائه می‌نمایند. (شکل ۳-۱۰) نشان دهنده تاثیرات تغییر دمای محیط بر عملکرد توربین گازی است، البته این تاثیر گذاری را می‌توان بصورت جداولی نیز ارائه نمود.



شکل ۳-۱۰: تاثیر دمای محیط بر توان خروجی توربین گازی [۵۸]

• فشار محیط

تغییرات فشار محیط به سبب تغییرات ارتفاع (افزایش ارتفاع چگالی هوا را کاهش می‌دهد) یا تغییرات در وضعیت آب و هوایی (اتمسفریک) باعث کاهش چگالی هوا شده (شکل ۳-۱۱) و کاهش

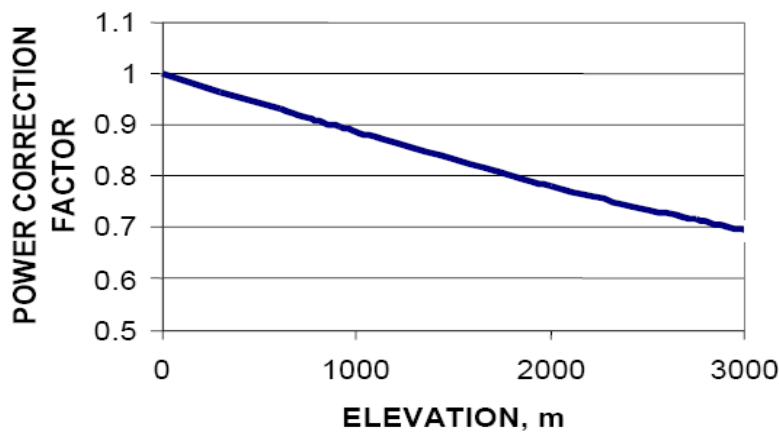
چگالی باعث کاهش جریان جرمی در حالیکه جریان حجمی ثابت است می گردد و این تغییرات بر روی قدرت خروجی در حالیکه اثری بر روی بازده ندارد تاثیرگذار است.

در صورتی که فشار محیط معلوم باشد اصلاح عملکرد براحتی می تواند با استفاده از رابطه زیر بدست آید

$$\delta = \frac{P_{amb}(in - Hg)}{29.929Hg} \quad (55-3)$$

همچنین در صورتیکه ارتفاع محل مشخص باشد، فشار محیط را با استفاده از رابطه (56-3) می توان بدست آورد.

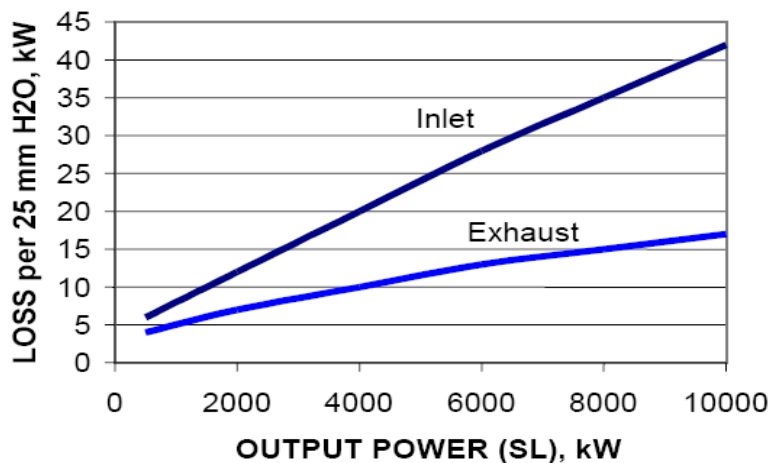
$$P_{amb} = P_{sealevel} e^{\frac{elevation (ft)}{27200}} \quad (56-3)$$



شکل ۳-۱۱: تاثیر ارتفاع و فشار ورودی بر توان خروجی توربین گازی [۵۸]

- افت فشار در ورودی و خروجی

افت فشاری که به ناچار در ورودی و خروجی سیستم به علت استفاده از فیلترهای هوا، صداگیرها و خنک کننده ها در ورودی و یا وسایل بازیافت حرارتی در خروجی بوجود می آید سبب کاهش قدرت و بازده سیکل در توربین گاز می گردد که این کاهش قدرت در مقایسه با شرایط استاندارد به ساده گی با منحنی های ارائه شده (شکل ۳-۱۲)) توسط شرکت سازنده اصلاح می شود.



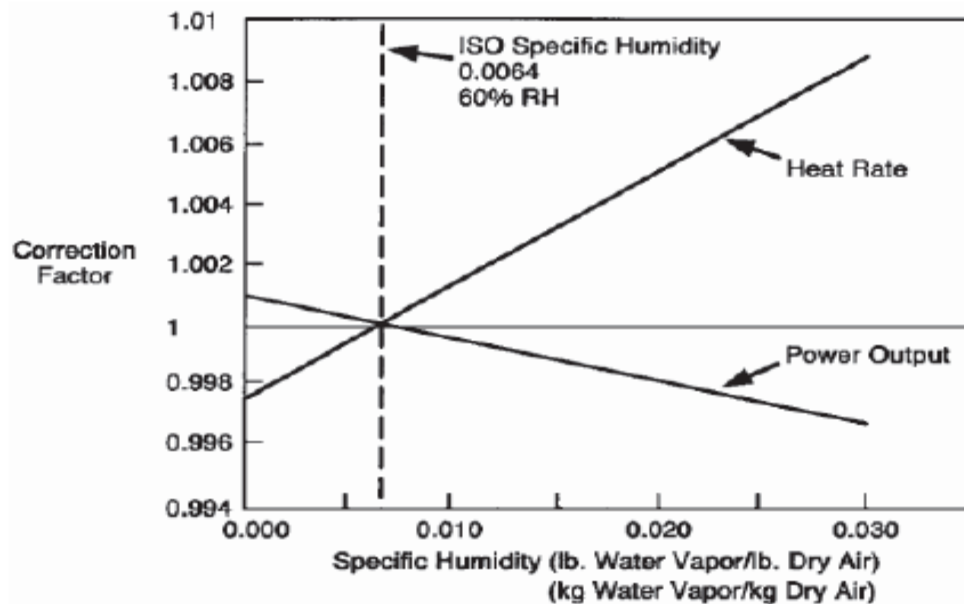
شکل ۳-۱۲: تاثیر افت فشار در ورودی و خروجی بر توان خروجی توربین گازی [۵۸]

این منحنی ها را با راحتی میتوان با چند جمله ای های درجه دو بخوبی تقریب زد.

• رطوبت

درصدی آب در دمای هوای محیط وجود دارد و از آنجاییکه آب باعث تغییر خواص ترمودینامیکی هوا (به عنوان مثال چگالی و ظرفیت حرارتی) می گردد بر روی کارایی موتور تاثیرگذار است، بطوریکه تعدادی از موتورها با افزایش رطوبت کارایی آنها افزایش یافته و تعدادی دیگر کاهش رطوبت باعث بالا رفتن کارایی در آنها می گردد. اثر رطوبت بر روی کارایی موتور (شکل ۳-۱۳)) در شرایطی که دمای محیط زیر ۳۸ درجه سانتیگراد است قابل صرف نظر کردن می باشد ولی با افزایش دما به علت بیشتر شدن مقدار رطوبت باید تاثیرات آن را در کارایی موتور در نظر گرفت. (باید به این نکته توجه نمود که

در گذشته اثر رطوبت ناچیز در نظر گرفته می‌شد اما با افزایش اندازه توربین های گازی و تزریق بخار آب به هوا برای کنترل آلودگی تاثیر گذاری این پارامتر اهمیت یافته است.)



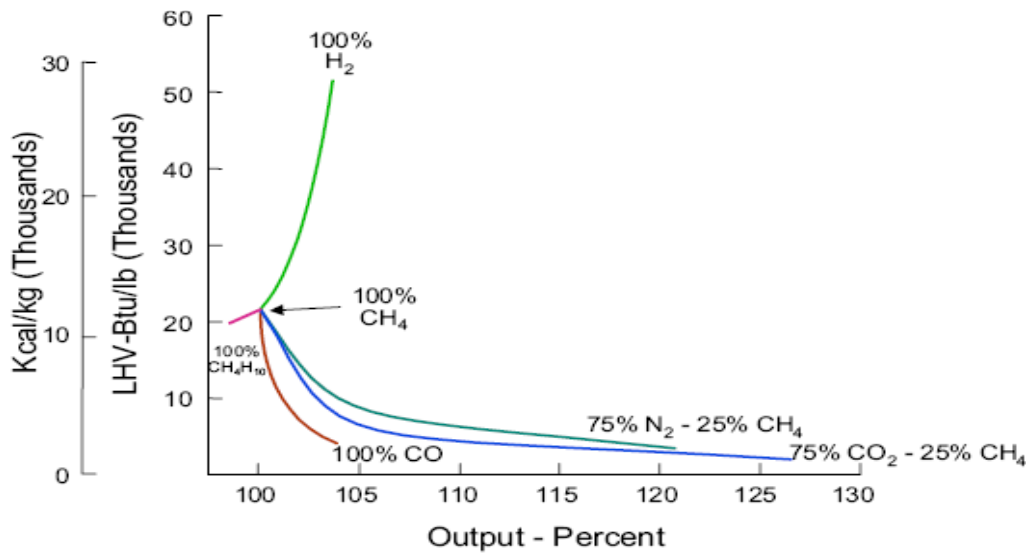
شکل ۳-۱۳: تاثیر رطوبت بر توان خروجی توربین گازی [۷۴]

• نوع سوخت

در حالیکه تاثیر ترکیبات سوخت بر روی عملکرد موتور خیلی پیچیده است اما خوشبختانه اثر آن بقدری ناچیز است که قابل صرف نظر کردن است.

شکل (۳-۱۴) نشان دهنده اثرات کلی سوخت های متفاوت روی قدرت خروجی توربین گازی است، اگرچه رابطه واضحی بین ارزش حرارتی پایین سوخت و قدرت خروجی وجود ندارد ولی بطور عمومی در صورتی که مشخصه WI موتور کمتر باشد دارای قدرت بیشتری است.

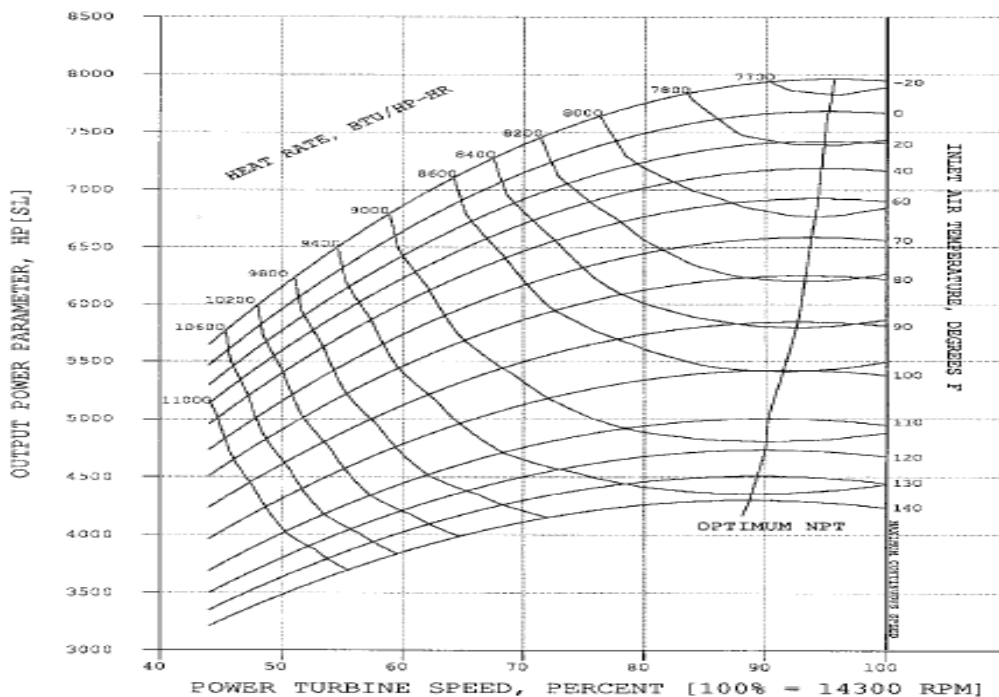
$$WI = \frac{LHV}{\sqrt{SG}} \quad (۳-۵۷)$$



شکل ۳-۱۴: تاثیر نوع سوخت بر میزان قدرت خروجی توربین گاز [۷۴]

• سرعت توربین قدرت

با توجه به شکل (۳-۱۵) در هر شرایط عملکرد ژنراتور گاز، توربین قدرت دارای یک سرعت بهینه می‌باشد که نشان‌دهنده شرایط کاری بهینه توربین قدرت از نظر تولید توان و بازده کاری است



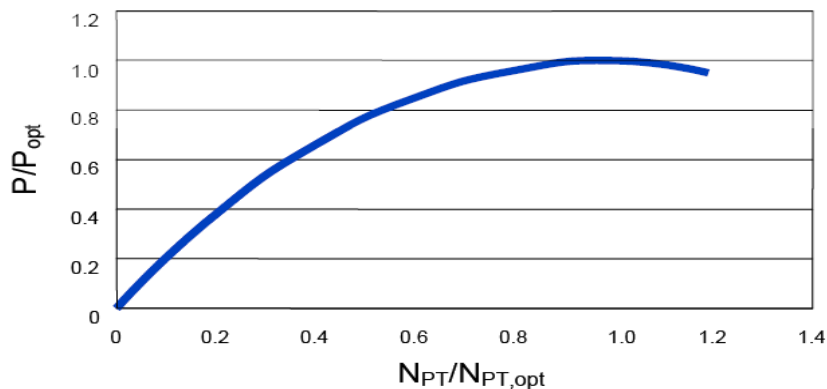
شکل ۳-۱۵: تاثیر سرعت توربین قدرت بر عملکرد توربین گاز [۵۸]

با ساده سازی در بازده توربین قدرت برای هر توربین قدرت دلخواه اثر تغییرات سرعت بر توان تولیدی در شرایطی که ژنراتور گازی در سرعتی ثابت عمل می کند را بصورت زیر می توان بیان نمود

$$W / W_{opt} = 2S / S_{opt} - (S / S_{opt})^2 \quad (۵۸-۳)$$

این معادله به خوبی منحنی موجود در شکل (۳-۱۶) که در واقع جزئی کوچک از شکل (۳-۱۵)

می باشد را توصیف می نماید



شکل ۳-۱۶: تاثیر دور توربین قدرت بر توان بهینه توربین گازی [۵۸]

باید در نظر داشت که دمای محیط نیز بر سرعت بهینه توربین قدرت (S_{opt}) تاثیرگذار بوده و افزایش آن باعث کاهش سرعت می گردد. همانطور که اشاره شد از آنجائیکه توان مورد نیاز کمپرسور ایستگاه تقویت فشار را توربین قدرت تامین می نماید شبیه سازی اثرات تغییر سرعت توربین قدرت از اهمیت بالایی برخوردار است.

در این پایان نامه توربین های گازی ایستگاه تقویت فشار رضوی در مشهد به علت نداشتن نقشه عملکردشان به صورت آن چه در ادامه می آید شبیه سازی گردیده اند.

۳-۴-۶ روش شبیه سازی توربین های گازی راننده کمپرسورهای گریز

از مرکز ایستگاه تقویت فشار رضوی مشهد

شبیه سازی توربین های گازی دارای چند مرحله بوده که به صورت زیر بیان می گردد

۱- اندازه گیری توان خروجی، مقدار سوخت مصرفی، دما و فشار محیط برای چندین شرایط

عملکرد واقعی توربین گازی

۲- اصلاح توان اندازه گیری شده توربین گازی

الف- اصلاح دمای ورودی

$$\text{Inlet Temperature Correction} = \frac{T_{amb}}{T_{sc}} \quad (۵۹-۳)$$

ب- اصلاح فشار ورودی

$$\text{Inlet Pressure Correction} = \frac{P_{amb}}{P_{sc}} \quad (۶۰-۳)$$

ج- اصلاح افت در ورودی و خروجی

$$\text{Power}_{Inlet, loss} = a_1 + a_2 \text{Power} + a_3 \text{Power}^2 \quad (۶۱-۳)$$

$$\text{Power}_{Exhaust, loss} = a_4 + a_5 \text{Power} + a_6 \text{Power}^2$$

ضرایب ثابت های $a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6$ در معادلات بالا از برازش منحنی های شبیه شکل (۳-۱۲)

که توسط شرکت سازنده توربین گازی ارائه می گردد به دست می آید.

در نهایت با استفاده از موارد ذکر شده در بالا توان اصلاح شده بصورت زیر بدست می آید:

$$Power_{corrected} = \frac{Power}{(Inlet\ Temperature\ Correction^{0.5} \cdot Inlet\ Pressure\ Correction)} + Power_{Inlet,loss} + Power_{Exhaust,loss} \quad (62-3)$$

۳- اصلاح مقدار سوخت مصرفی اندازه گیری شده

بر روی مقدار سوخت مصرفی اندازه گیری شده نیز همانند توان خروجی اصلاحات دما و فشار ورودی صورت می گیرد که آن را به صورت زیر می توان بیان نمود

$$\dot{M}_{f,corrected} = \frac{\dot{M}_f \cdot Inlet\ Pressure\ Correction}{(Inlet\ Temperature\ Correction^{0.5}) \cdot \eta_{cch}} \quad (63-3)$$

۴- بدست آوردن بازده اصلاح شده با استفاده از توان و مقدار سوخت مصرفی اصلاح شده در

موارد ۲ و ۳

$$\eta_{gt,corrected} = \frac{Power_{corrected}}{\dot{M}_{f,corrected} \cdot LHV} \quad (64-3)$$

۵- در این مرحله برای چندین اندازه گیری صورت گرفته (همانطور که در مورد ۱ به آن اشاره

گردید) با استفاده از روش کمترین مربعات خطا رابطه ای چند جمله ای برای بازده اصلاح

شده بر حسب توان خروجی اصلاح شده بدست می آوریم

$$\eta_{gt,corrected} = b_0 + b_1 Power_{corrected} + b_2 Power_{corrected}^2 \quad (65-3)$$

پس از بدست آوردن ضرایب ثابت رابطه ۶۵-۳، به عنوان ورودی توان خروجی که توربین گازی

باید برای کمپرسور گریز از مرکز ایجاد نماید با استفاده از رابطه ۱-۳ بدست می آید، سپس این توان را

با استفاده از روابط ۵۹-۳ تا ۶۱-۳ اصلاح نموده و با استفاده از رابطه ۶۵-۳ بازده اصلاحی توربین گاز

و متناسب با آن مقدار سوخت مصرفی اصلاحی را از رابطه ۶۴-۳ بدست می آوریم. پس از بدست

آوردن مقدار سوخت مصرفی اصلاح شده، با استفاده از رابطه ۶۳-۳ مقدار سوخت واقعی که توربین

گازی برای تامین توان مورد نیاز کمپرسور گریز از مرکز مصرف می کند را می توان بدست آورد.

برای نشان دادن آنچه در بالا به آن اشاره شد و برای سادگی در درک و فهم مطالب به عنوان نمونه به شرح مراحل ذکر شده بر روی یک تست واقعی از شرایط عملکرد توربین گازی و چگونگی اصلاح آن برای بدست آوردن مقدار سوخت واقعی توربین گازی در شرایط عملکرد واقعی پرداخته می شود. اگر فرض شود که توربین گازی در شرایط عملکرد زیر بر اساس اندازه گیری های صورت گرفته باشد

جدول ۲-۳: مقادیر اندازه گیری شده برای توربین گازی

$P_{amb} (Kpa)$	$T_{amb} (°C)$	$Power (Kw)$	$\dot{M}_{f, actual} (kg / s)$	η
100/754	14/6	4163	0/2958	0/2899

با انجام اصلاحات گفته شده در روابط ۳-۵۹ تا ۳-۶۱ بر روی مقادیر اندازه گیری شده در جدول بالا داریم

جدول ۳-۳: مقادیر فاکتورهای اصلاح کننده

<i>Inlet Temperature Correction</i>	<i>Inlet Pressure Correction</i>	<i>Inlet Loss Correction</i>	<i>Outlet Loss Correction</i>
0/9993	0/9944	0/961	0/995

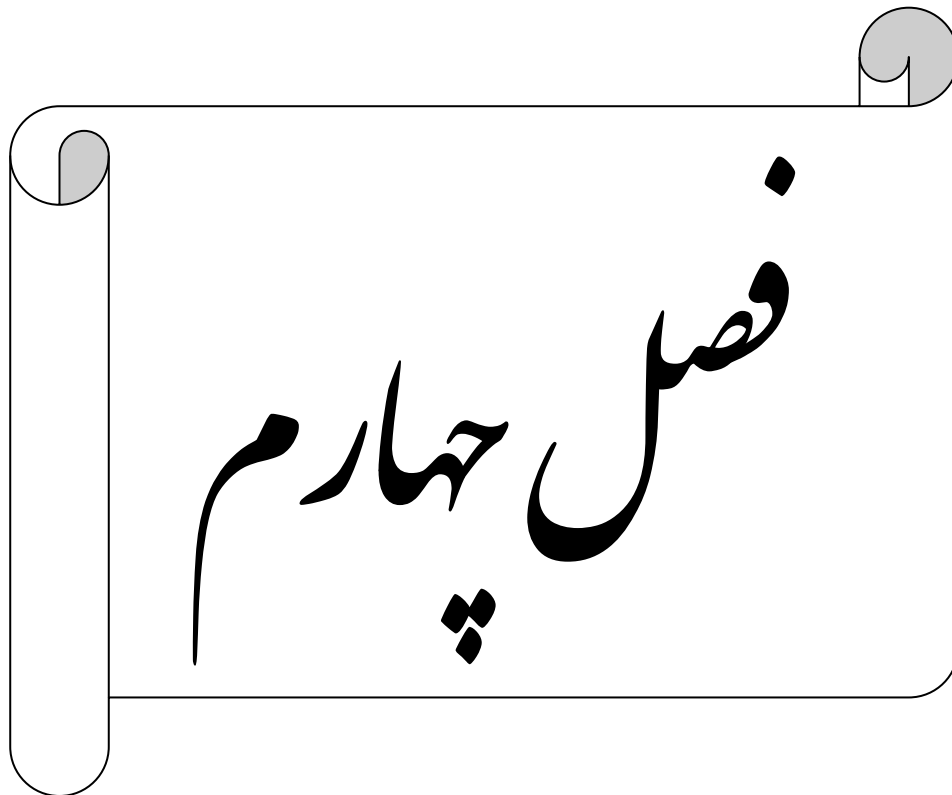
با اعمال مقادیر اصلاح شده بر روی مقادیر واقعی اندازه گیری شده در جدول (۲-۳) و با استفاده از رابطه ۳-۶۲ به اصلاح توان اندازه گیری شده پرداخته، سپس از رابطه ۳-۶۳ به اصلاح مقدار سوخت اندازه گیری شده و در نهایت با استفاده از رابطه ۳-۶۴ به اصلاح بازده پرداخته می شود.

جدول ۳-۴: مقادیر اصلاح شده‌ی اندازه گیری های جدول ۳-۳

$P_{amb} (Kpa)$	$T_{amb} (^{\circ}C)$	$Power_{corrected} (Kw)$	$\dot{M}_{f,corrected} (kg / s)$	$\eta_{corrected}$
100/754	14/6	4376/04	0/3048	0/296

با انجام چندین اندازه گیری از شرایط عملکرد توربین گازی و انجام اصلاحات بصورت آنچه ارائه گردید، می توان با استفاده از رابطه ۳-۶۵ بین مقادیر توان و بازده اصلاح شده رابطه ای بصورت چند جمله ای برازش نمود.

پس از انجام مراحل ذکر شده حال می توان با استفاده از روابطی که برای محاسبه توان مورد نیاز کمپرسور گریز از مرکز وجود دارد آن را بدست آورد، سپس با توجه به شرایط دما و فشار محیط و افت های ورودی و خروجی (روابط ۳-۵۹ تا ۳-۶۱) این مقدار توان را اصلاح نموده و سپس با استفاده از رابطه ۳-۶۵، که بر اساس اندازه گیری های قبلی ضرایب ثابت آن بدست آمده است، مقدار بازده اصلاح شده را بدست آورد. پس از بدست آوردن مقدار بازده اصلاح شده با استفاده از رابطه ۳-۶۴ در شرایطی که مقادیر توان و بازده اصلاح شده را داریم، مقدار سوخت مورد نیاز اصلاحی را بدست آورده و سپس با استفاده از رابطه ۳-۶۳ مقدار سوخت مورد نیاز واقعی را محاسبه می نماییم.



روش‌های هیئت‌سازی

۴-۱- مقدمه

به طور کلی بهینه‌سازی در شبکه‌های خط لوله انتقال به دو شکل بهینه‌سازی در طراحی و بهینه‌سازی در عملکرد می‌باشد. در بهینه‌سازی طراحی هدف از انجام بهینه‌سازی، طراحی خط لوله انتقال بوسیله انتخاب تجهیزات، پیکربندی، مکان خط لوله، چگونگی نصب و مانند آن است، در حالیکه در بهینه‌سازی عملکرد، پیکربندی شبکه و ایستگاه مشخص بوده و هدف تعیین بهترین حالت عملکرد شبکه خط لوله می‌باشد.

هدف از بهینه‌سازی در این پایان‌نامه، ارائه بهترین چیدمان ممکن توربو کمپرسورها و تعیین مقدار دبی گاز عبوری از هر توربو کمپرسور با توجه به شرایط مشخصی از قبیل دما و فشار گاز ورودی به ایستگاه، فشار گاز خروجی از ایستگاه، دما و فشار محیط و دبی جریان گاز عبوری از ایستگاه به منظور کاهش مقدار سوخت مصرفی ایستگاه می‌باشد.

به عبارتی هدف از بهینه‌سازی در این پایان‌نامه:

۱- تعیین بهترین چیدمان کمپرسورهای گاز در ایستگاه از لحاظ روشن و یا خاموش بودن هر

کدام

۲- تعیین مقدار دبی گاز عبوری از هر کمپرسور روشن در ایستگاه

در این فصل ابتدا به بررسی فرمول بندی بهینه‌سازی مساله و سپس به معرفی و بررسی روش‌هایی که برای بهینه‌سازی در این پایان‌نامه استفاده شده است، پرداخته می‌شود. ابتدا به تعریف مساله بهینه‌سازی پرداخته و در ادامه مفاهیم مربوط به روند انجام فرآیند بهینه‌سازی در یک مساله معرفی می‌شوند. از آنجا که در این پایان‌نامه از روش متریک متغیر و الگوریتم ژنتیک برای بهینه‌سازی بهره‌برده شده است به بیان توضیحات بیشتری در مورد این دو روش پرداخته می‌شود.

۲-۴- فرمول بندی بهینه سازی

فرمول بندی مسئله بهینه سازی دارای ۳ مرحله است:

۱. تعریف متغیرهای طراحی

پارامترهایی چون: دما و فشار محیط، دما و فشار گاز ورودی به ایستگاه، دبی گاز ورودی به ایستگاه، فشار گاز خروجی از ایستگاه، دور کمپرسورها و تعداد واحدهای در حال کار از جمله پارامترهای طراحی می‌باشند.

۲. تعیین تابع هدف

توابع هدف زیادی می‌تواند برای بهینه سازی عملکرد شبکه استفاده شود. از جمله این توابع: کمینه سازی مصرف سوخت، کمینه سازی فشار بیشینه و دمای خروجی گاز در ایستگاه می‌باشند.

۳. تعیین قیدها

تعیین قیدهای حاکم بر تجهیزات نیز امری مهم برای بدست آوردن جواب‌های قابل قبول و واقعی است. به عنوان مثال در این مورد خاص (ایستگاه تقویت فشار گاز)، تعیین محدوده عملکرد سرعت کمپرسورهای گاز و تعیین محدوده شوک و خفگی^۱ از این دسته موارد است. براساس آنچه اشاره شد، اگر تعداد کمپرسورها در ایستگاه را NC ، سرعت کمپرسور K در ایستگاه را n_k ، محدوده سرعت کمپرسور در ایستگاه را $\max n_k$ و $\min n_k$ ، محدوده دبی به سرعت کمپرسور K برای وارد نشدن کمپرسور به ناحیه شوک و خفگی را $surge_k$ و $stonewall_k$ ، مصرف سوخت کمپرسور K را $\dot{m}_{f,k}$

^۱ surge, stone wall

دبی گاز عبوری از کمپرسور K را Q_k و در نهایت کمینه سازی مصرف سوخت ایستگاه را به عنوان تابع هدف f در نظر بگیریم، فرمول بندی به صورت زیر خواهیم داشت:

مرحله اول: چیدمان متغیرهای طراحی

در این تحقیق پارامترهایی چون: دما و فشار محیط، دما و فشار گاز ورودی به ایستگاه، فشار گاز خروجی از ایستگاه به عنوان پارامترهای ورودی می‌باشند و دبی گاز ورودی به ایستگاه، تعداد واحدهای در حال کار و دور کمپرسورهای در حال کار به عنوان متغیرهای بهینه‌سازی می‌باشند.

$$\text{Input Parameter: } T_{amb}, P_{amb}, T_s, P_s, P_d, Q_{station} \quad (1-4)$$

$$\text{Variable: } NC, Q_k, n_k$$

مرحله دوم: تابع هدف

در این تحقیق تابع هدف کمینه‌سازی سوخت مصرفی ایستگاه است که به پارامترهایی چون: دما و فشار محیط، دما و فشار گاز ورودی به ایستگاه، فشار گاز خروجی از ایستگاه، دبی گاز ورودی به ایستگاه، تعداد واحدهای در حال کار و دور کمپرسورهای در حال کار بستگی دارد.

$$f = \sum \dot{m}_{f,k}(T_{amb}, P_{amb}, T_s, P_s, P_d, N, Q), K = 1, \dots, NC \quad (2-4)$$

مرحله سوم: تعیین قیدها

$$\min n_k \leq n_k \leq \max n_k, K = 1, \dots, NC \quad (3-4)$$

$$\text{surge}_k \leq \frac{Q_k}{n_k} \leq \text{stonewall}_k, K = 1, \dots, NC \quad (4-4)$$

در این پایان نامه در بخشی دیگر، کمینه سازی آنتروپی تولید شده (اگرژی نابودشده) در ایستگاه نیز به عنوان تابع هدف در نظر گرفته شده و به بهینه سازی ایستگاه پرداخته شده است. در این

صورت فرمول بندی تابع هدف با در نظر گرفتن \dot{EX}_k به عنوان اگزرجی نابود شده در واحد تراکم کمپرسور K (مجموع اگزرجی نابود شده در کمپرسور گاز و تمامی اجزای توربین گازی) اینگونه است:

$$f = \sum \dot{EX}_k(T_{amb}, P_{amb}, T_s, P_s, P_d, N, Q), K=1, \dots, NC \quad (5-4)$$

۳-۴ - مسائل بهینه سازی [۷۶]

یک مسأله بهینه سازی می تواند به صورت زیر بیان شود:

تعیین بردار $\bar{X} = [x_1, x_2, \dots, x_n]$ به گونه ای که تابع $f(\bar{X})$ تحت شرایط زیر مینیمم شود.

$$\begin{cases} l_j(\bar{X}) = \alpha & j=1, 2, \dots, p \\ g_j(\bar{X}) \leq \beta & j=1, 2, \dots, r \end{cases} \quad (6-4)$$

که در آن \bar{X} یک بردار n بعدی به نام بردار طراحی، $f(\bar{X})$ تابع هدف و $l_j(\bar{X})$ و $g_j(\bar{X})$ به ترتیب قیدهای برابری و نابرابری نامیده می‌شوند. در حالت کلی تعداد متغیرها n و تعداد قیود r یا p رابطه ای با هم ندارند. مسأله فوق یک مسأله بهینه سازی مقید نامیده می‌شود. در مسائلی که قیودی وجود ندارند با یک مسأله بهینه سازی نامقید روبرو هستیم.

نقطه X^* را مینیمم یا نقطه سکون تابع هدف $f(\bar{X})$ می‌نامیم اگر داشته باشیم:

$$\nabla f|_{X^*} = 0 \quad (7-4)$$

شرط بالا یک شرط لازم است در صورتی که ماتریس هسین^۱ معین مثبت باشد آنگاه حتماً نقطه مینیمم نسبی خواهد بود. یعنی اگر داشته باشیم:

^۱Hessian Matrix

$[H]_{x^*} = \left[\frac{\partial^2 f}{\partial x_i \partial x_j} \right]_{x^*}$	(۸-۴)
---	-------

البته شرط بالا در صورتی صادق است که تابع $f(\bar{X})$ مشتق پذیر باشد.

۴-۴ - دسته بندی روش‌های بهینه سازی

روش‌های حل مسائل مینیمم سازی به دو دسته روش‌های جستجوی مستقیم و روش‌های کاهش تقسیم بندی می‌شوند.

برای استفاده از روش‌های جستجوی مستقیم در محاسبه نقطه مینیمم، تنها به مقدار تابع هدف نیاز است و نیازی به مشتقات جزئی تابع نیست. بنابراین اغلب، روش‌های غیرگرادیانی نامیده می‌شوند. زیرا از مشتقات مرتبه صفر تابع استفاده می‌کنند. این روش‌ها بیشتر برای مسائلی کاربرد دارند که تعداد متغیرها کم و یا محاسبه مشتقات تابع مشکل می‌باشند و بطور کلی کارایی کمتری نسبت به روش‌های کاهش دارند. روشهای کاهش علاوه بر مقدار تابع به مشتقات اول و در برخی موارد به مشتقات مرتبه دوم تابع هدف نیز نیاز دارند. از آنجا که در روش‌های کاهش، اطلاعات بیشتری از تابع هدفی که مینیمم می‌شود، مورد استفاده قرار می‌گیرد، این روش‌ها کارایی بیشتری نسبت به روش‌های جستجوی مستقیم دارند. در جدول (۴-۱) روش‌هایی از هر دو دسته آمده است.

جدول ۴-۱: دسته بندی روش‌های بهینه سازی

روش‌های جستجوی مستقیم	روش‌های کاهش
روش جستجوی تصادفی	بیشترین کاهش
جستجوی شبکه	گرادیان مزدوج

روش نیوتن	روش تک متغیر
روش لونبرگ-مارکورات	جستجوی الگو
میزان متغیر	

۴-۵- راه حل کلی

تمام روش‌های مینیمم‌سازی نامقید اساساً تکراری هستند و از این رو از یک حدس اولیه شروع می‌کنند و به شکل ترتیبی به سمت نقطه مینیمم پیش می‌روند.

باید توجه شود تمام روش‌های مینیمم‌سازی نامقید:

۱. نیاز به نقطه اولیه X_1 برای شروع تکرار دارند.

۲. با یکدیگر تنها در نحوه تولید نقطه بعدی X_{i+1} از X_i تفاوت دارند.

۴-۶- نرخ همگرایی

روش‌های مختلف بهینه‌سازی، نرخ همگرایی مختلف دارند. به طور کلی یک روش، همگرایی از

مرتبۀ p دارد اگر داشته باشیم:

$$\frac{\|X_{i+1} - X^*\|}{\|X_i - X^*\|^p} \leq l, \quad l \geq 0, p \geq 1 \quad (9-4)$$

X_i و X_{i+1} نقاط محاسبه شده در پایان تکرارهای i و $i+1$ هستند. X^* نقطه بهینه و $\|X\|$ نشاندهنده

طول یا نرم بردار X است که از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$\|X\| = \sqrt{X_1^2 + X_2^2 + \dots + X_N^2} \quad (10-4)$$

اگر $p=1$ و $0 \leq l \leq 1$ باشد، روش همگرایی خطی (متناظر با همگرایی آهسته) و اگر $p=2$ باشد، روش همگرایی مرتبه دوم (متناظر با همگرایی سریع) نامیده می‌شود. یک روش بهینه سازی، همگرایی فوق خطی است اگر:

$$\lim_{p \rightarrow \infty} \frac{\|X_{i+1} - X^*\|}{\|X_i - X^*\|^p} \rightarrow 0 \quad (11-4)$$

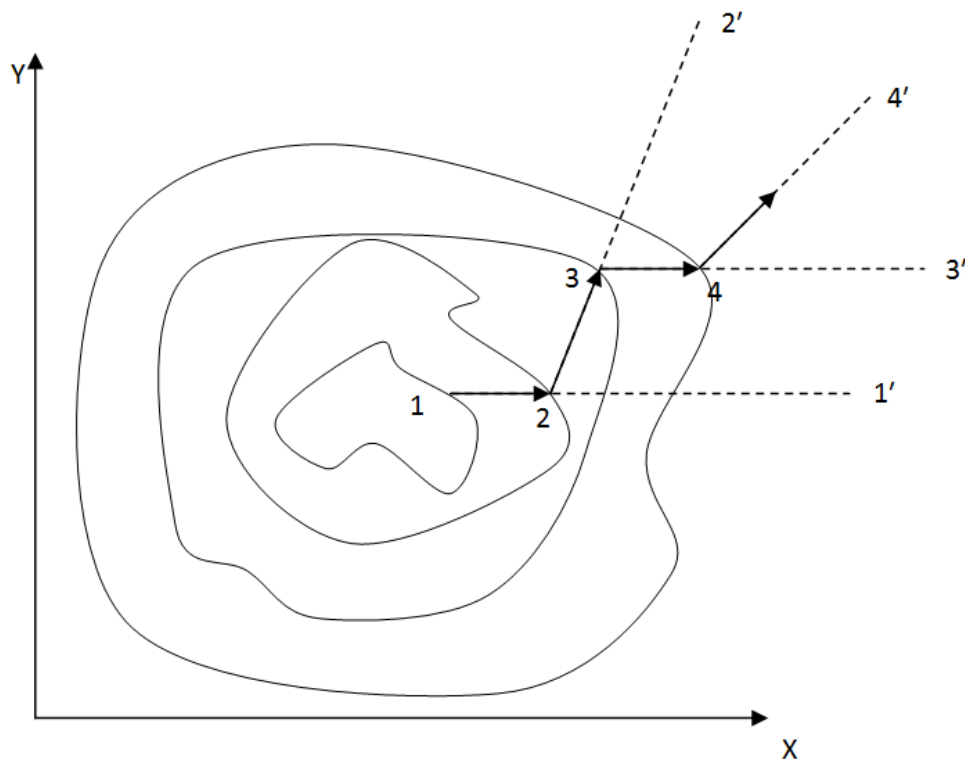
تعریف دیگری برای روش همگرایی مرتبه دوم وجود دارد: اگر یک روش مینیمم سازی با استفاده از روند دقیق ریاضی بتواند نقطه مینیمم یک تابع درجه دوم n متغیره را در n تکرار پیدا کند. روش همگرایی مرتبه دوم نامیده می‌شود.

۷-۴- گرادیان تابع

گرادیان تابع، یک بردار n مولفه ایست که با رابطه زیر داده می‌شود:

$$\nabla f = \left[\frac{\partial f}{\partial x_1}, \frac{\partial f}{\partial x_2}, \dots, \frac{\partial f}{\partial x_n} \right]^T \quad (12-4)$$

اگر از یک نقطه در فضای n بعدی در راستای گرادیان حرکت کنیم، مقدار تابع با سریع‌ترین نرخ افزایش می‌یابد. بنابراین جهت گرادیان، جهت بیشترین افزایش نیز نامیده می‌شود.



شکل ۴-۱: جهت های سریع ترین افزایش

اما جهت بیشترین افزایش یک خاصیت محلی است و نه سراسری. این مطلب در شکل (۴-۱) نشان داده شده است. در این شکل، بردار گرادیان ∇f محاسبه شده در نقاط ۱، ۲، ۳ و ۴ به ترتیب در جهت های ۱' و ۲' و ۳' و ۴' قرار دارند. بنابراین در نقطه ۱ مقدار تابع در جهت ۱' با سریع ترین نرخ افزایش می یابد و به همین ترتیب اگر به تعداد بی نهایت مسیر کوچک در جهت های سریع ترین افزایش حرکت کنیم، مسیر حرکت یک منحنی شبیه به منحنی ۱-۲-۳-۴ خواهد بود.

از آنجا که بردار گرادیان جهت بیشترین افزایش مقدار تابع را نشان می دهد، منفی بردار گرادیان جهت سریع ترین کاهش را نشان می دهد. بنابراین انتظار داریم روش هایی که از بردار گرادیان برای بهینه سازی استفاده می کنند نسبت به روش های دیگر سریع تر به نقطه مینیمم برسند. بنابراین دو قضیه زیر را بدون اثبات می آوریم.

۱. بردار گرادیان جهت سریع‌ترین افزایش را نشان می‌دهد.

۲. بیشترین نرخ تغییر تابع f در هر نقطه X^* ، برابر اندازه بردار گرادیان در آن نقطه است.

۱-۷-۴ محاسبه گرادیان

محاسبه گرادیان نیاز به محاسبه مشتقات جزئی $\frac{\partial f}{\partial x_i}$ ($i=1,2,\dots,n$) دارد. سه حالت وجود دارد که

محاسبه گرادیان را مشکل می‌کند:

۱. تابع در تمامی نقاط مشتق پذیر است، اما محاسبه مولفه‌های بردار گرادیان غیرعملی است.

۲. رابطه‌ای برای مشتقات جزئی $\frac{\partial f}{\partial x_i}$ می‌توان بدست آورد، اما محاسبه آن نیازمند زمان محاسباتی

زیادی است.

۳. گرادیان تابع در تمامی نقاط تعریف نشده باشد.

در مورد اول می‌توان از فرمول تفاضل محدود پیشرو برای تخمین مشتق جزئی استفاده کرد:

$$\left. \frac{\partial f}{\partial x_i} \right|_{X_m} = \frac{f(X_m + \Delta x_i \cdot u_i) - f(X_m)}{\Delta x_i} \quad i=1,2,\dots,n \quad (13-4)$$

برای یافتن نتیجه بهتر می‌توان از فرمول اختلاف مرکزی محدود زیر استفاده کرد:

$$\left. \frac{\partial f}{\partial x_i} \right|_{X_m} = \frac{f(X_m + \Delta x_i \cdot u_i) - f(X_m - \Delta x_i \cdot u_i)}{2\Delta x_i} \quad i=1,2,\dots,n \quad (14-4)$$

در روابط بالا Δx_i یک کمیت اسکالر کوچک و u_i برداری n بعدی است که مولفه i ام آن یک، و

مابقی صفر هستند. در محاسبات، مقدار Δx_i را می‌بایست با دقت انتخاب نمود، زیرا کوچک بودن بیش

از حد آن ممکن است اختلاف میان مقادیر محاسبه شده تابع در $(X_m + \Delta x_i, u_i)$ و $(X_m - \Delta x_i, u_i)$ را بسیار کوچک کرده، و موجب افزایش خطای گرد کردن شود و نتایج را با خطا همراه سازد. به همین ترتیب بزرگ بودن بیش از اندازه Δx_i نیز خطای برشی را در محاسبه گرادیان ایجاد می‌کند. در حالت دوم استفاده از فرمول های تفاضل محدود پیشنهاد می‌شود. برای حالت سوم با توجه به این نکته که گرادیان در تمام نقاط تعریف شده نیست، نمی‌توان از فرمول های تفاضل محدود استفاده کرد. بنابراین در این موارد مینیمم کردن فقط با استفاده از روش های مستقیم امکان پذیر است.

۲-۷-۴ تعیین طول گام بهینه در جهت کاهش تابع

در بیشتر روش های بهینه سازی، نیاز است که نقطه مینیمم در یک راستای مشخص را تعیین نمود. بنابراین لازم است نرخ تغییر تابع هدف از یک نقطه مانند \bar{X}_i ، در راستای مشخصی مانند \bar{S}_i ، نسبت به پارامتری چون λ محاسبه شود. باید در نظر داشت که موقعیت هر نقطه در این راستا را می‌توان با توجه به نقطه X_i ، به صورت $\bar{X}_{i+1} = \bar{X}_i + \lambda \bar{S}_i$ نشان داد. بنابراین نرخ تغییر تابع نسبت به این متغیر λ در راستای \bar{S}_i را می‌توان به صورت زیر نشان داد:

$$\frac{df}{d\lambda} = \sum_{j=1}^n \frac{\partial f}{\partial x_j} \cdot \frac{\partial x_j}{\partial \lambda} \quad (15-4)$$

که در رابطه فوق x_j مولفه j -ام \bar{X}_i است. از طرفی داریم:

$$\frac{\partial x_j}{\partial \lambda} = \frac{\partial}{\partial \lambda} (x_{ij} + \lambda s_{ij}) = s_{ij} \quad (16-4)$$

که x_{ij} و s_{ij} مولفه های j -ام \bar{X}_i و \bar{S}_i هستند. بنابراین نرخ تغییر تابع در راستای \bar{S}_i برابر است با:

$$\frac{df}{d\lambda} = \sum_{j=1}^n \frac{\partial f}{\partial x_j} \cdot s_{ij} = \nabla f^T \cdot \bar{S}_i \quad (17-4)$$

در صورتی که λ^* تابع f را در راستای \bar{S}_i مینیمم کند، در نقطه $\bar{X}_i + \lambda^* \bar{S}_i$ می‌توان نوشت:

$$\left. \frac{df}{d\lambda} \right|_{\lambda=\lambda^*} = \nabla f^T \bar{S}_i = 0 \quad (18-4)$$

بنابراین مینیمم تابع، در راستای \bar{S}_i ، در نقطه $\bar{X}_i + \lambda^* \bar{S}_i$ می‌باشد.

۴-۸- معیار همگرایی

معیارهای زیر می‌توانند برای بررسی همگرایی در محاسبات تکراری به کار روند:

- در صورتی که تغییرات تابع در دو تکرار متوالی از مقدار معینی کوچک‌تر شود:

$$\left| \frac{f(\bar{X}_{i+1}) - f(\bar{X}_i)}{f(\bar{X}_i)} \right| \leq \varepsilon_1 \quad (19-4)$$

- زمانی که مشتقات جزئی (گرادیان مولفه‌ها) به اندازه کافی کوچک شود:

$$\left| \frac{\partial f}{\partial x_i} \right| \leq \varepsilon_2 \quad (20-4)$$

- زمانی که تغییرات بردار مورد نظر در دو تکرار متوالی کوچک شود:

$$\left| \bar{X}_{i+1} - \bar{X}_i \right| \leq \varepsilon_3 \quad (21-4)$$

که ε_1 ، ε_2 و ε_3 مقادیر معین کوچکی در نظر گرفته می‌شوند.

۴-۹- روش متریک متغیر (روش دیویدون - فلچر - پاول)

این روش گسترده‌ترین روش بهینه‌سازی نامقید است و از مشتق‌هایی که فعلاً موجود هستند

استفاده می‌کند. شیوه تکراری این روش بصورت زیر است [۷۷]:

- از یک نقطه آغازین X_1 و یک ماتریس $n \times n$ مثبت معین متقارن H_1 شروع کنید. معمولاً H_1 به عنوان ماتریس واحد I انتخاب می‌شود. شماره تکرار را $i=1$ قرار دهید.

- گرادیان تابع، ∇f_i را در نقطه X_i محاسبه و جهت جستجو را به صورت زیر انتخاب کنید:

$$S_i = -H_i \nabla f_i \quad (22-4)$$

- طول گام بهینه λ_i^* در جهت S_i را پیدا و نقطه‌ی جدید را به صورت زیر بدست آورید:

$$X_{i+1} = X_i + \lambda_i^* S_i \quad (23-4)$$

- نقطه‌ی جدید X_{i+1} را برای بهینگی آزمایش کنید. اگر X_{i+1} بهینه است، فرآیند تکراری را متوقف کنید، در غیر اینصورت به گام ۵ بروید.

- ماتریس H را بصورت زیر به هنگام کنید:

$$H_{i+1} = H_i + M_i + N_i \quad (24-4)$$

وقتی که

$$M_i = \lambda_i^* \frac{S_i S_i^T}{S_i^T Q_i} \quad (25-4)$$

$$N_i = -\frac{(H_i Q_i)(H_i Q_i)^T}{Q_i^T H_i Q_i} \quad (26-4)$$

و

$$Q_i = \nabla f(X_{i+1}) - \nabla f(X_i) = \nabla f_{i+1} - \nabla f_i \quad (27-4)$$

- شماره‌ی تکرار را $i = i + 1$ قرار دهید و به گام ۲ بروید.

این روش بسیار نیرومند بوده و به سرعت همگرا می‌شود. همچنین در پیشرفت به سمت کمینه حتی در کمینه سازی توابع نامتمرکز و مغشوش، بسیار پایدار و پیوسته است. پایداری این روش را می‌توان ناشی از این واقعیت دانست که اطلاعات بدست آمده در تکرارهای قبلی را از طریق ماتریس H_i با خود حمل می‌کند. می‌توان نشان داد که H_i همواره مثبت معین باقی می‌ماند و یک تقریب برای معکوس ماتریس مشتق‌های جزئی مرتبه‌ی دوم تابع هدف f خواهد بود. به علاوه با رسیدن نقطه‌ی کمینه X^* ، H_i به ماتریس J^{*-1} همگرا می‌شود.

توضیحات بیشتر در مورد این روش در پیوسته آورده شده است. راول^۱ به طور کامل درباره انواع روش‌های بهینه سازی در کتاب خود بحث کرده است [۷۶]، گونه‌های پیشنهادی مختلفی از روش متریک متغیر در مقالات وجود دارد که هر یک از آنها جزئیات متفاوتی در تعیین کردن جهت جستجو دارند. لوکسان و اسپدیکادو^۲ به طور مشروح درباره گونه‌های مختلف روش متریک متغیر بحث کرده و عملکرد آنها را در انواع گوناگون مسائل بهینه سازی ارزیابی کرده اند. [۷۸]

^۱ S.S.Rao

^۲ Luksan، Spedicato

۴-۱۰- الگوریتم ژنتیک

۴-۱۰-۱ الگوریتم

در ابتدا تعداد مشخصی از ورودی‌ها، X_1, X_2, \dots, X_n که متعلق به فضای نمونه X هستند را انتخاب و آنها را در یک عدد بردای $X = (X_1, X_2, \dots, X_n)$ نمایش می‌دهیم. در مهندسی نرم افزار اصطلاحاً به آنها ارگانیسم یا کروموزوم گفته می‌شود. به گروه کروموزوم‌ها جمعیت^۱ می‌گویند. در هر دوره جمعیت رشد می‌کند و بر اساس قوانین مشخصی که حاکی از تکامل زیستی است تکامل می‌یابند. برای هر کروموزوم X_i ، یک ارزش تناسب $f(X_i)$ است. عناصر قوی‌تر یا کروموزوم‌هایی که ارزش تناسب آنها به بهینه جمعیت نزدیکتر است شانس بیشتری برای زنده ماندن در طول دوره‌های دیگر و دوباره تولید شدن را دارند و ضعیف‌ترها محکوم به نابودی اند. به عبارت دیگر الگوریتم، ورودی‌هایی که به جواب بهینه نزدیک‌ترند را نگه داشته و از بقیه صرف نظر می‌کند.

یک گام مهم دیگر در الگوریتم، تولد است که در هر دوره یکبار اتفاق می‌افتد. محتویات دو کروموزومی که در فرآیند تولید شرکت می‌کنند با هم ترکیب می‌شوند تا ۲ کروموزوم جدید که آنها را فرزند می‌نامند ایجاد کنند. این ابتکار اجازه می‌دهد تا ۲ تا از بهترین‌ها را برای ایجاد یکی که بهتر از آنها باشد با هم ترکیب کنیم. به علاوه در طول هر دوره، یک سری از کروموزوم‌ها ممکن است جهش یابند. [۸۲]

هر ورودی X در یک عدد برداری $X = (X_1, X_2, \dots, X_n)$ قرار دارد. برای اجرای الگوریتم ژنتیک باید هر ورودی را به یک کروموزوم تبدیل کرد و می‌توان از هر روش کد کردن برای اعداد استفاده نمود. در دوره ۰، یک دسته از ورودی‌های X را به صورت تصادفی انتخاب کرده و سپس برای هر

^۱ Colony

دوره نام ارزش مقدار تابع تناسب^۱ را تولید، تغییر و انتخاب را اعمال می‌کنیم. الگوریتم وقتی پایان می‌یابد که معیار مورد نظر برآورده شده باشد.

قبل از این که یک الگوریتم ژنتیک برای یک مسئله اجرا شود، یک روش برای کد کردن ژنوم‌ها به زبان کامپیوتر باید به کار رود. یکی از روش‌های معمول کد کردن به صورت رشته‌های باینری است: رشته‌های ۰ و ۱. یک راه حل مشابه دیگر کد کردن راه حل‌ها در آرایه‌ای از اعداد صحیح یا اعشاری است، که دوباره هر جایگاه یک جنبه از ویژگی‌ها را نشان می‌دهد. این راه حل در مقایسه با قبلی پیچیده‌تر و مشکل‌تر است. مثلاً این روش توسط استفان کرمز، برای حدس ساختار ۳ بعدی یک پروتئین موجود در آمینو اسیدها استفاده شد. الگوریتم‌های ژنتیکی که برای آموزش شبکه‌های عصبی استفاده می‌شوند نیز از این روش بهره می‌گیرند.

سومین روش برای نمایش صفات در الگوریتم ژنتیک یک رشته از حروف است، که هر حرف دوباره نمایش دهنده یک خصوصیت از راه حل است.

خاصیت هر ۳ تای این روش‌ها این است که آنها تعریف سازنده‌ایی را که تغییرات تصادفی در آنها ایجاد می‌کند را آسان می‌کنند (۰ را به ۱ و برعکس، اضافه یا کم کردن ارزش یک عدد یا تبدیل یک حرف به حرف دیگر).

یک روش دیگر که توسط جان کوزا توسعه یافت، برنامه نویسی ژنتیک است که برنامه‌ها را به عنوان شاخه‌های داده در ساختار درخت نشان می‌دهد. در این روش تغییرات تصادفی می‌توانند با عوض کردن عملگرها یا تغییر دادن ارزش یک گره‌ی داده شده در درخت یا عوض کردن یک زیر درخت با دیگری به وجود آیند.

^۱ Fitness

• روش‌های انتخاب

روش‌های مختلفی برای الگوریتم‌های ژنتیک وجود دارند که می‌توان برای انتخاب ژنوم‌ها از آنها استفاده کرد. اما روش‌های لیست شده در پایین از معمول‌ترین روش‌ها هستند.

Elitist: مناسب‌ترین عضو هر اجتماع انتخاب می‌شود.

Roulette: یک روش انتخاب است که در آن عنصری که عدد برازش (تناسب) بیشتری داشته باشد، انتخاب می‌شود.

Scaling: به موازات افزایش متوسط عدد برازش جامعه، سنگینی انتخاب هم بیشتر می‌شود و هم جزئی‌تر. این روش وقتی کاربرد دارد که مجموعه دارای عناصری باشد که عدد برازش بزرگی دارند و فقط تفاوت‌های کوچکی آنها را از هم تفکیک می‌کند.

Tournament: یک زیرمجموعه از صفات یک جامعه انتخاب می‌شوند و اعضای آن مجموعه با هم رقابت می‌کنند و سرانجام فقط یک صفت از هر زیرگروه برای تولید انتخاب می‌شوند.

بعضی از روش‌های دیگر عبارتند از Rank Selection, Generational Selection, Steady-State

Hierarchical Selection

• روش‌های تغییر

وقتی با روش‌های انتخاب، کروموزوم‌ها انتخاب شدند، باید به طور تصادفی برای افزایش تناسبشان اصلاح شوند. ۲ راه حل اساسی برای این کار وجود دارد. اولین و ساده‌ترین راه حل، جهش نامیده می‌شود، درست مثل جهش در موجودات زنده که عبارت است از تغییر یک ژن به دیگری. در الگوریتم ژنتیک جهش تغییر کوچکی در یک نقطه از کد خصوصیات ایجاد می‌کند.

دومین روش Crossover نام دارد و ۲ کروموزوم برای معاوضه سگمنت‌های کدشان انتخاب می‌شوند. این فرآیند بر اساس فرآیند ترکیب کروموزوم‌ها در طول تولید مثل در موجودات زنده شبیه سازی شده است. اغلب روش‌های معمول Crossover شامل Single-point Crossover هستند، که نقطه تعویض در جایی تصادفی بین ژنوم‌ها است.

با توجه به آنچه در بالا توضیح داده شد، به طور کلی و خلاصه می‌توان کار و طرح کلی الگوریتم ژنتیک را اینگونه بیان نمود:

۴-۱۰-۲ ساز و کار الگوریتم ژنتیک

- نسل اول

اولین گام ایجاد کردن یک نسل ابتدایی برای شروع کار است که شامل تعدادی ژنوم تصادفی است. این ژنوم‌ها به صورت باینری (۰ و ۱) نشان داده می‌شوند.

- نسل بعدی

دو ژنوم به طور تصادفی برای تولید نسل بعدی انتخاب می‌شوند. این اصلی‌ترین بخش الگوریتم ژنتیک است که از ۳ مرحله تشکیل شده:

- انتخاب^۱

در این عمل از هر جمعیت تعدادی کروموزوم برای تولید نسل بعدی انتخاب می‌شوند که به آنها والدین می‌گویند. بدیهی است که شانس انتخاب افرادی که مسأله به ازای آنها بهینه‌تر می‌باشد، بیشتر است.

^۱ (Selection)

- الحاق^۱

در این عمل با ترکیب دو کروموزوم والد یک یا چند کروموزوم فرزند تولید می‌گردد. بدین ترتیب که مثلاً با انتخاب تصادفی یکی از ژن‌ها و تعویض ژن‌های بعد از آن بین دو کروموزوم والد می‌توان به دو فرد جدید رسید.



شکل ۲-۴: نمایش الحاق در الگوریتم ژنتیک

- جهش^۲

با تغییر تصادفی در یک یا چند ژن از یک کروموزوم والد می‌توان به کروموزوم جدید دست یافت.



شکل ۳-۴: نمایش جهش در الگوریتم ژنتیک

ممکن است بعضی از افرادی که پاسخ به نسبت بهینه‌ای برای مساله می‌باشند از بین بروند. بنابراین در الگوریتم ژنتیک یک عمل فرعی برای جلوگیری از این امر پیش بینی شده است:

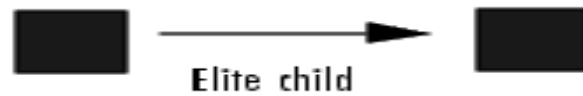
- گلچین^۳

در این عمل یک یا چند فرد نخبه از جمعیت فعلی به طور مستقیم به نسل بعدی منتقل می‌شوند.

^۱ Crossover

^۲ Mutation

^۳ Elite



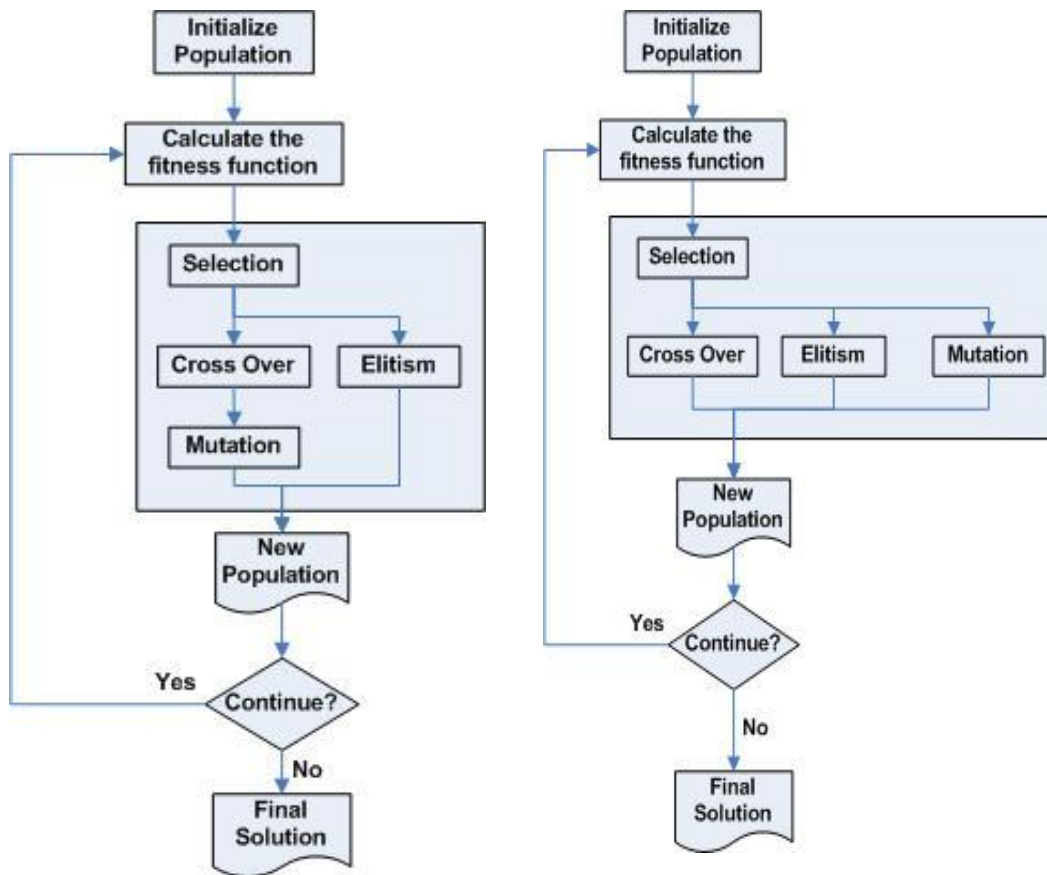
شکل ۴-۴: نمایش گلچین در الگوریتم ژنتیک

با استفاده از این چهار عمل، نسل پاسخ‌های ما به سمت پاسخ بهینه می‌رود و در حقیقت تابع هدف مساله^۱ به نقطه کمینه خود خواهد رسید.

۴-۱۰-۳ طرح کلی الگوریتم ژنتیک

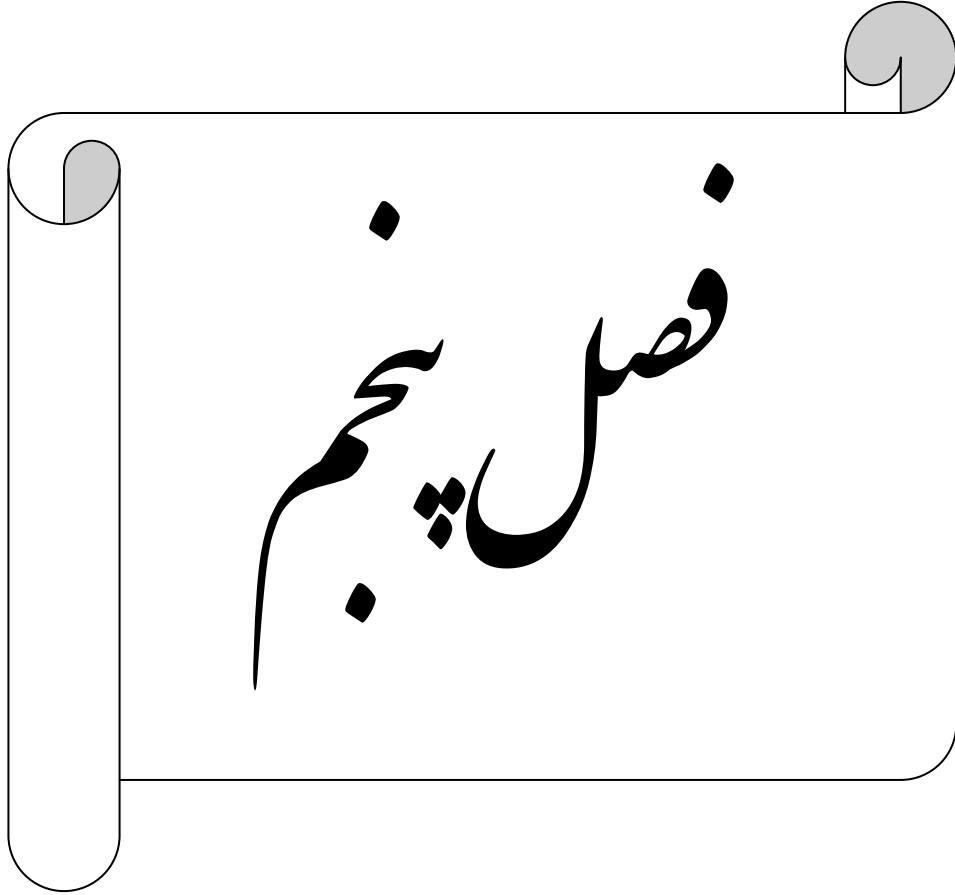
برای اجرایی کردن استفاده از الگوریتم ژنتیک، نیاز به یک طرح کلی از نحوه عملیاتی کردن این الگوریتم است. این طرح معمولاً برحسب نوع مساله‌ای که با آن سروکار داریم ریخته می‌شود. در زیر چند نمونه از اصلی‌ترین نمونه‌های این طرح دیده می‌شود:

^۱ Fitness Function



شکل ۴-۵: نمایش نحوه عملیات الگوریتم ژنتیک

در پیوست و چگونگی استفاده از الگوریتم ژنتیک در نرم افزار MATLAB بررسی گشته است.



نتایج

۵-۱- مقدمه

در این فصل به ارائه‌ی نتایج حاصل از شبیه‌سازی و بهینه‌سازی ایستگاه تقویت فشار رضوی به عنوان نمونه واقعی پرداخته می‌گردد.

در واقع در ابتدا به معتبرسازی شبیه‌سازی با مقایسه بین نتایج حاصل از شبیه‌سازی با مقادیر واقعی ثبت شده و سپس به بهینه‌سازی پرداخته شده و نتایج حاصل از آن آورده شده است.

این فصل شامل موارد زیر می‌باشد:

- بخش ۵-۲ شامل اطلاعاتی در مورد خط ۴ انتقال گاز کشور و شماتیک ایستگاه تقویت فشار رضوی به همراه توضیحاتی در مورد آن می‌باشد.
- در بخش ۵-۳ این فصل نمودارهای عملکرد مربوط به کمپرسورهای گریز از مرکز ایستگاه تقویت فشار رضوی که توسط شرکت سازنده ارائه شده به همراه منحنی‌های برازش شده با استفاده از روابط استخراج شده آورده شده است. همچنین این بخش شامل مقایسه بین نتایج حاصل از شبیه‌سازی کمپرسورهای گاز ایستگاه و مقادیر واقعی است.
- در بخش ۵-۴ نتایج حاصل از شبیه‌سازی سیکل راننده کمپرسور گریز از مرکز (در ایستگاه تقویت فشار رضوی توربین‌گازی است) به همراه مقایسه با مقادیر واقعی به منظور نشان دادن اعتبار شبیه‌سازی سیکل راننده آورده شده است.
- در بخش ۵-۵ نتایج حاصل از شبیه‌سازی توربوکمپرسور ایستگاه تقویت فشار رضوی به همراه مقایسه این مقادیر با مقادیر ثبت شده در واحد دیسپچینگ ایستگاه به منظور نشان دادن اعتبار شبیه‌سازی انجام شده برای توربوکمپرسورها، آورده شده است. در واقع این بخش ترکیبی از شبیه‌سازی‌های انجام گرفته در بخش‌های ۵-۴ و ۵-۵ می‌باشد.

- در بخش ۵-۶ به تأثیرگذاری پارامترهای مختلف بر روی مقدار سوخت مصرفی ایستگاه پرداخته گشته و نتایج حاصل از آن در جداولی آورده شده است.
- بخش ۵-۷ و ۵-۸ شامل نتایج حاصل از بهینه سازی برای شرایط کاری ایستگاه تقویت فشار رضوی مشهد می‌باشد. در بخش ۵-۷ تابع هدف، کمینه سازی مصرف سوخت ایستگاه براساس شرایط کاری بر حسب جریان گاز عبوری از ایستگاه می‌باشد. در واقع در قسمت اول بخش ۵-۷، نمودارهای نشان دهنده‌ی مصرف سوخت بهینه ایستگاه به دبی حجمی ایستگاه به همراه نمودارهای نشان دهنده‌ی سرعت عملکرد کمپرسور گریز از مرکز ایستگاه بر حسب جریان گاز عبوری از ایستگاه آورده شده است. همچنین در قسمت دوم این بخش برای شرایط قسمت اول این بخش نمودارهایی که به چگونگی بهترین مقدار عبور جریان گاز از هر توربو کمپرسور اشاره دارد، آورده شده است. در واقع در نمودارهای قسمت دوم این بخش، برای سه واحد تراکم در حال کار در ایستگاه افزایش فشار رضوی برای شرایط ذکر شده در جداول (که در آن واحدهای در حال کار از نظر شرایط محیط و شرایط دما و فشار گاز عبوری یکسان بوده ولی از لحاظ جریان گاز عبوری از هر واحد نسبت به جریان گاز عبوری از ایستگاه متفاوت می‌باشند) مقدار سوخت مصرفی رسم شده است. قابل ذکر است که شرایط کاری مربوط به ایستگاه برای نمودارهای این بخش به صورت جداولی به همراه نمودارها آورده شده است.
- بخش ۵-۸ مشابه بخش ۵-۷ بوده با این تفاوت که در بخش ۵-۸ تابع هدف کمینه سازی انرژی ناپود شده در ایستگاه برای شرایط کاری معلوم ایستگاه بر اساس دبی حجمی گاز عبوری از ایستگاه می‌باشد و نمودارهایی که نشان دهنده‌ی کمینه انرژی ناپود شده ایستگاه به دبی حجمی واقعی کل ایستگاه است برای چیدمان های مختلف ایستگاه (بر اساس تعداد واحدهایی که بر اساس شرایط می‌توانند در مسیر قرار گیرند) آورده شده است. در این بخش نیز همانند بخش ۵-۷ نمودارهایی که نشان دهنده‌ی سرعت عملکرد کمپرسورهای گریز از مرکز ایستگاه بر حسب جریان

گاز عبوری از ایستگاه آورده شده است. همچنین در قسمت دوم این بخش همانند بخش ۵-۷ برای شرایط قسمت اول این بخش نمودارهایی که به چگونگی بهترین مقدار عبور جریان گاز از هر توربو کمپرسور اشاره دارد، آورده شده است. در واقع در نمودارهای قسمت دوم این بخش، برای سه واحد تراکم در حال کار در ایستگاه افزایش فشار رضوی برای شرایط ذکر شده در جداول (که در آن واحدهای در حال کار از نظر شرایط محیط و شرایط دما و فشار گاز عبوری یکسان بوده ولی از لحاظ جریان گاز عبوری از هر واحد نسبت به جریان گاز عبوری از ایستگاه متفاوت می‌باشند) مقدار اگزرژی نابود شده در ایستگاه رسم شده است. قابل ذکر است که شرایط کاری مربوط به ایستگاه برای نمودارهای این بخش نیز به صورت جداولی به همراه نمودارها آورده شده است.

۵-۲- معرفی خط انتقال ۴ ایران و ایستگاه تقویت فشار رضوی

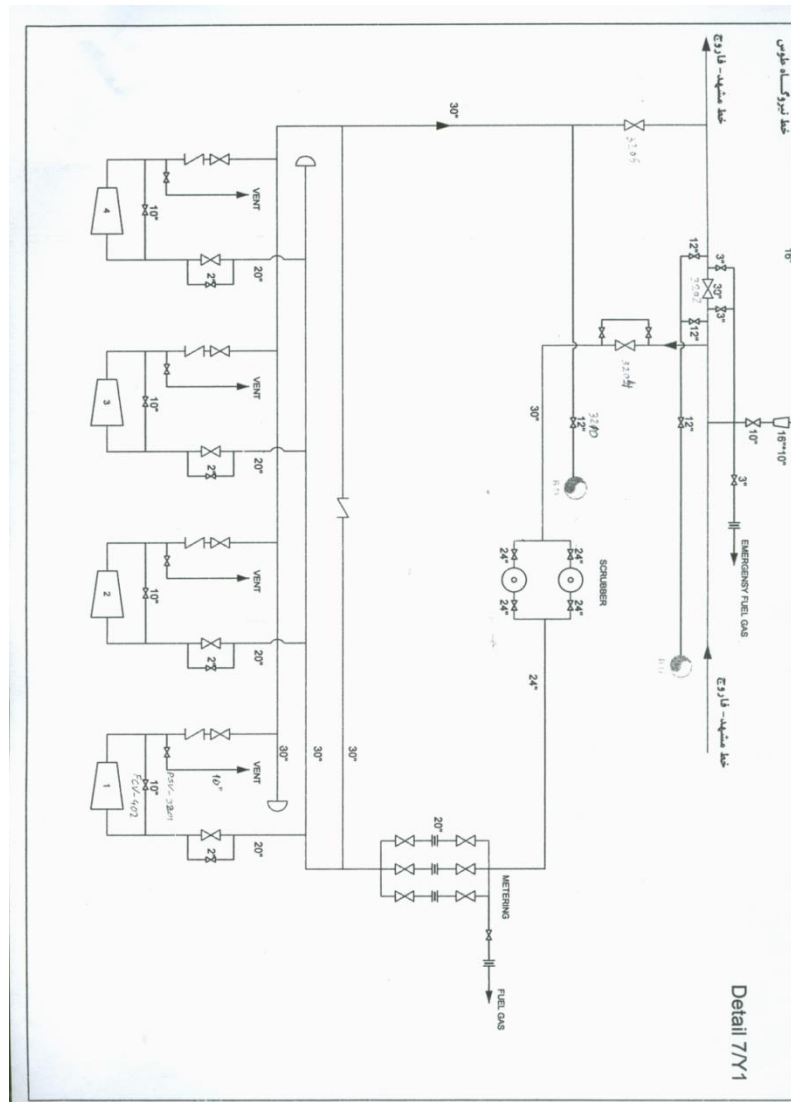
منطقه چهار عملیات انتقال گاز کشور شامل ناحیه شمال و شمال شرق کشور بوده و وظیفه گازرسانی به استان‌های خراسان رضوی، خراسان شمالی، گلستان، مازندران و بخشی از استان سمنان را به عهده دارد. این منطقه به پنج یارد اصلی مشهد، بجنورد، گرگان، نور و نیشابور تقسیم‌بندی شده است. گاز مصرفی این منطقه از سه مخزن گنبدلی، شوریجه و خانگیران در ناحیه سرخس تامین می‌شود. شروع خطوط لوله‌ی این منطقه، پالایشگاه گاز خانگیران می‌باشد و پس از طی یک مسیر ۱۰۶۵ کیلومتری به ایستگاه تقویت فشار رامسر ختم می‌شود. گاز تولیدی در پالایشگاه سرخس توسط دو خط لوله ۳۶ اینچی (قدیم و جدید) و یک خط لوله ۱۶ اینچی به مبادی مصرف منتقل می‌شود. دو خط لوله ۳۶ اینچی جدید و قدیم تا کیلومتر ۱۳۹ به موازات هم امتداد داشته و سپس به هم می‌پیوندند. از کیلومتر ۱۳۹ تا انتهای خط، قطر خط لوله اصلی انتقال گاز ۳۰ اینچ می‌باشد. البته جهت تأمین کمبود گاز استان‌های شمالی، در حوالی کردکوی، گاز وارداتی از ترکمنستان توسط یک خط لوله ۴۰ اینچی در کیلومتر ۷۱۴ به خط لوله ۳۰ اینچی متصل می‌گردد. همچنین از کیلومتر ۷۱۴ تا کیلومتر ۸۰۰ (نیروگاه نکا)، یک خط لوله ۳۰ اینچی به موازات خط لوله

قدیمی امتداد دارد. در منطقه چهار عملیات انتقال گاز، ایستگاه های تقویت فشار رضوی، فاروج، قلعه جیغ، نکا، نور و رامسر موجود می باشند. در شکل (۵-۱) شمای کلی خطوط لوله انتقال گاز منطقه چهار کشور همراه با ایستگاه های تقویت فشار موجود در مسیر انتقال نشان داده شده است.



شکل ۵-۱: شمای کلی خط لوله اصلی انتقال گاز منطقه ۴ کشور

ایستگاه تقویت فشار رضوی مشهد در منطقه ۴ عملیات گاز کشور قرار گرفته است و از ۴ کمپرسور گریز از مرکز که سیکل راننده آنها توربین گازی است تشکیل شده که واحدهای تراکم کاملاً شبیه به هم بوده و به صورت موازی چیده شده اند. (شکل (۵-۲) شماتیکی از ایستگاه تقویت فشار رضوی را نمایش می دهد).

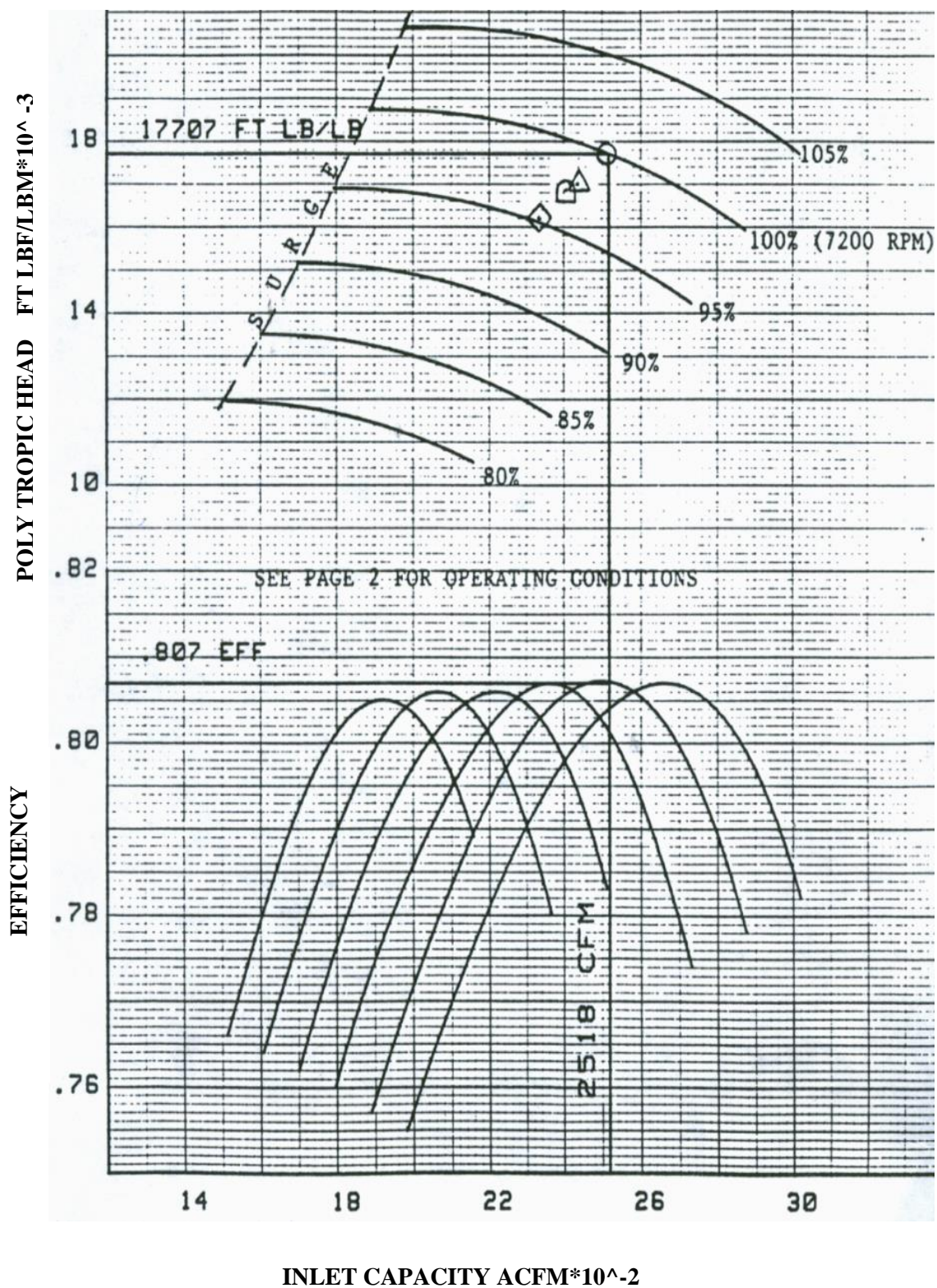


شکل ۵-۲: شماتیک ایستگاه تقویت فشار رضوی مشهد

۵-۳- نمودارهای عملکرد کمپرسور گریز از مرکز

۵-۳-۱ نمودارهای ارائه شده توسط شرکت سازنده

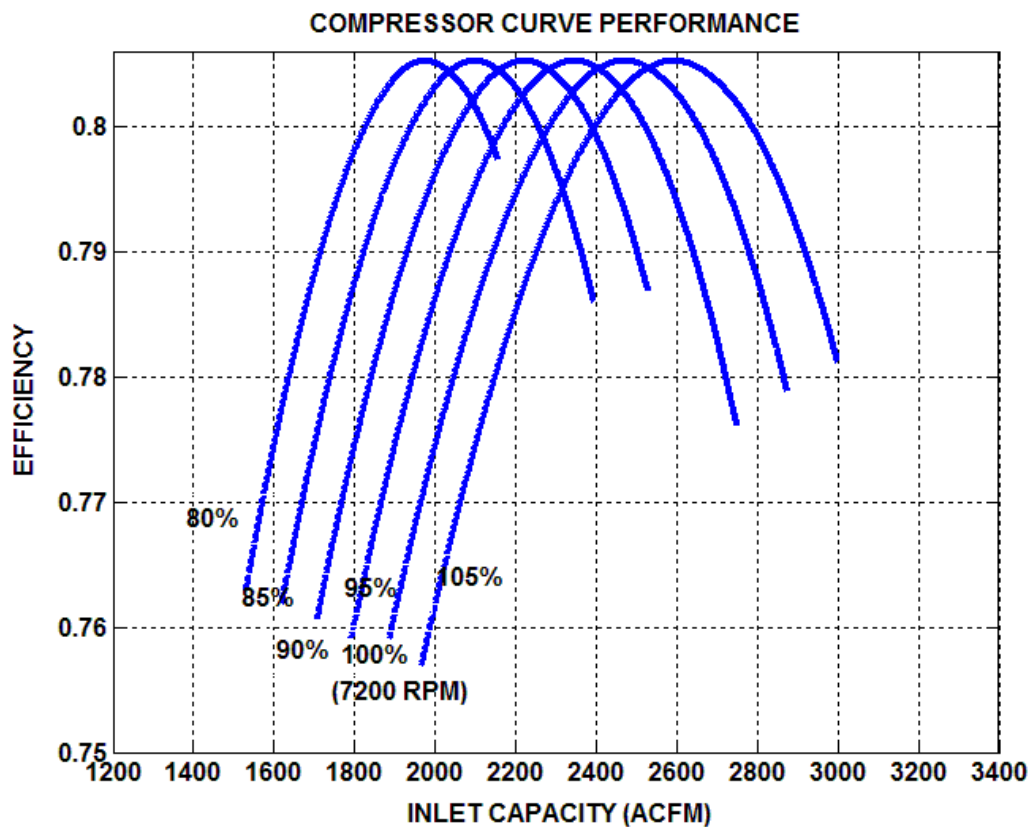
شکل (۵-۳) منحنی های عملکرد کمپرسورهای گریز از مرکز ایستگاه تقویت فشار رضوی را نشان می- دهد که توسط شرکت سازنده برای هد و بازده پلی تروپیک بر حسب دبی حجمی جریان در شرایط واقعی و سرعت های مختلف کاری کمپرسور مورد نظر ارائه شده است.



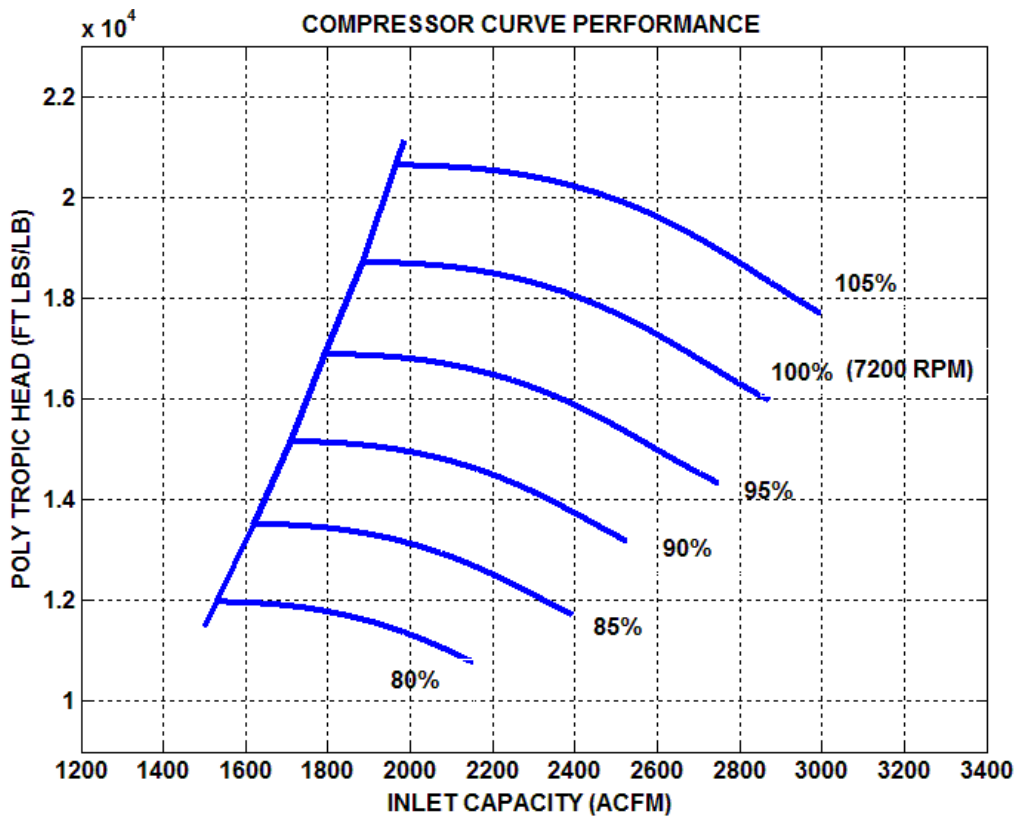
شکل ۳-۵: نمودار عملکرد شرکت سازنده برای کمپرسور گریز از مرکز ایستگاه تقویت فشار رضوی

۲-۳-۵ نمودارهای بدست آمده از برازش

در شکل های (۴-۵) و (۵-۵) نمودارهای برازش شده با استفاده از روابط ارائه شده برای کمپرسورهای گریز از مرکز ایستگاه تقویت فشار رضوی مشهد آورده شده است. این نمودارها با استفاده از چندجمله ای هایی که ادوم در سال ۱۹۹۰ ارائه کرد بدست آمده است [۲۱]. برای بدست آوردن ضرایب مربوط به چند جمله ای های مربوط به هد و بازده پلی تروپیک همانطور که در فصل سوم اشاره شد از روش کمترین مربعات خطا و با استفاده از روش بهینه سازی متریک متغیر استفاده گردیده است.



شکل ۴-۵: نمودار بازده پلی تروپیک بر حسب دبی بدست آمده از برازش

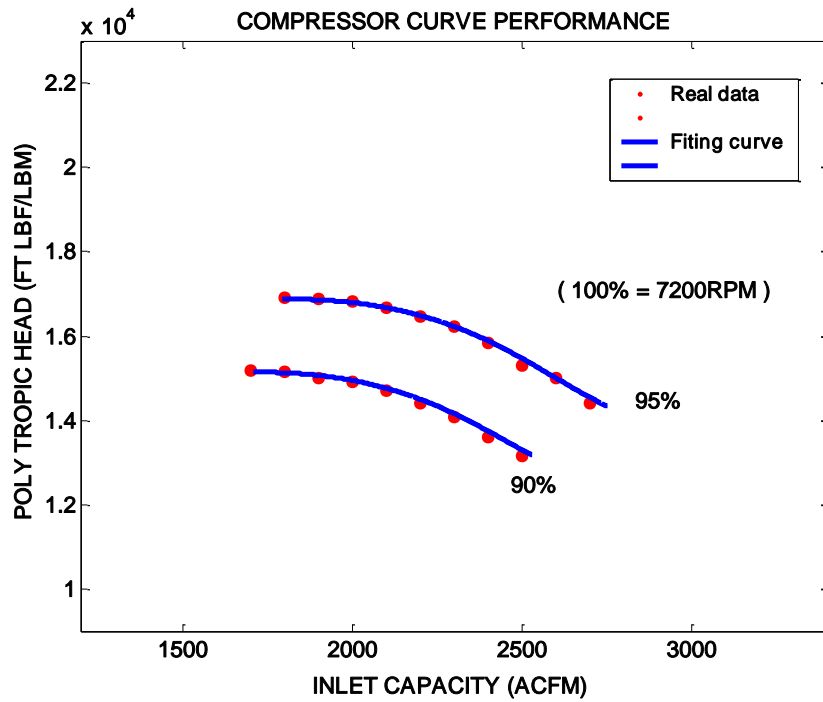


شکل ۵-۵: نمودار هد پلی تروپیک بر حسب دبی بدست آمده از برازش

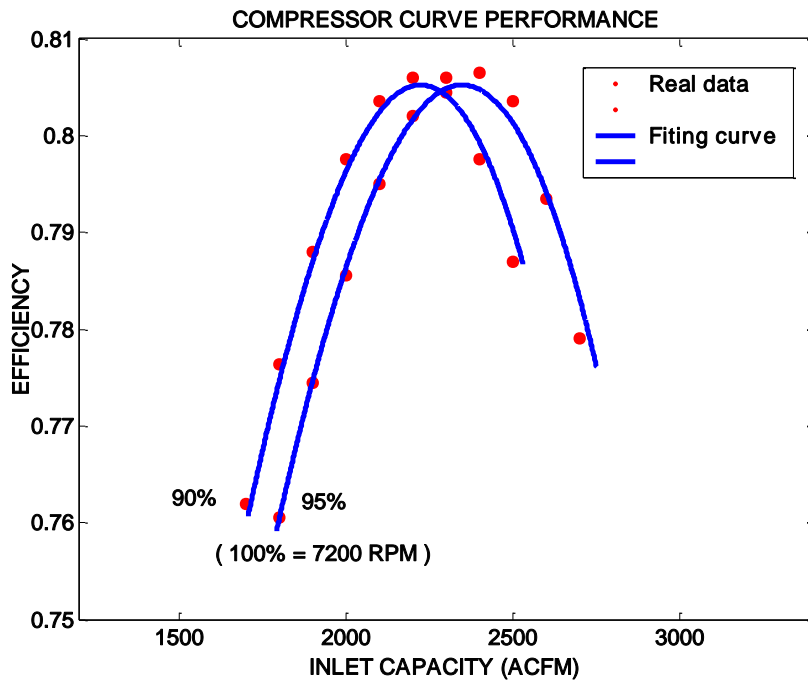
۳-۳-۵ مقایسه نمودارهای شرکت سازنده و نمودارهای حاصل از برازش

در این قسمت برای نشان دادن دقت منحنی های برازش شده برای دو سرعت عملکرد مختلف کمپرسور گریز از مرکز به مقایسه نمودارهای بدست آمده از برازش و نمودارهای ارائه شده توسط شرکت سازنده پرداخته شده است. (شکل های (۵-۶) و (۵-۷))

همچنین در دو جدول (۵-۱) و (۵-۲) برای سرعت ها و دبی های مختلف جریان، مقادیر هد و بازده پلی تروپیک، برای حالت واقعی که با استفاده از نمودارهای عملکرد شرکت سازنده بدست آمده به همراه مقادیر بدست آمده از چند جمله ای های برازش شده و خطای بین این مقادیر برای نشان دادن قابل قبول بودن چند جمله ای های برازش شده آورده شده است.



شکل ۵-۶: مقایسه نمودار هد پلی تروپیک بر حسب دبی شرکت سازنده و نمودار حاصل از برازش



شکل ۵-۷: مقایسه نمودار بازده بر حسب دبی شرکت سازنده و نمودار حاصل از برازش

جدول ۱-۵: مقایسه مقادیر بازده پللی تروپیک بدست آمده از نمودار عملکرد شرکت سازنده و چند

جمله ای برآزش شده

N (RPM)	Q (ACFM)	η_{actual}	$\eta_{simulation}$	ERROR (%)
5760	1600	0/779	0/7743	6/020432E-01
6120	1607	0/764	0/7598	5/470645E-01
5760	1700	0/792	0/7882	4/823480E-01
6120	1700	0/777	0/7743	3/461926E-01
6480	1700	0/762	0/7596	3/173264E-01
5760	1800	0/801	0/7983	3/311158E-01
6120	1800	0/7895	0/7875	2/585478E-01
6480	1800	0/7763	0/7743	2/563334E-01
6840	1800	0/7605	0/7604	1/300670E-02
5760	1900	0/805	0/8041	1/072175E-01
6120	1900	0/7995	0/7974	2/667197E-01
6480	1900	0/788	0/7868	1/513746E-01
6840	1900	0/7745	0/7743	2/452117E-02
7200	1900	0/7533	0/7611	1/040046E+00
5760	2000	0/8035	0/8051	1/959916E-01
6120	2000	0/805	0/8035	1/916776E-01
6480	2000	0/7975	0/7964	1/321634E-01

6840	2000	0/7855	0/7862	9/111934E-02
7200	2000	0/7715	0/7743	3/642364E-01
7560	2000	0/757	0/7618	6/334678E-01
5760	2100	0/796	0/8009	6/147814E-01
6120	2100	0/806	0/8053	8/584721E-02
6480	2100	0/8035	0/8027	9/619230E-02
6840	2100	0/795	0/7956	7/319343E-02
7200	2100	0/7835	0/7857	2/778217E-01
7560	2100	0/77	0/7743	5/597511E-01
6120	2200	0/801	0/8027	2/075439E-01
6480	2200	0/806	0/8053	8/948606E-02
6840	2200	0/802	0/802	3/085371E-03
7200	2200	0/7933	0/7948	1/856430E-01
7560	2200	0/7807	0/7852	5/743076E-01
6120	2300	0/7905	0/7954	6/226763E-01
6480	2300	0/8045	0/8039	7/992867E-02
6840	2300	0/806	0/8051	1/159441E-01
7200	2300	0/801	0/8012	2/745505E-02
7560	2300	0/7905	0/794	4/446835E-01

جدول ۵-۲: مقایسه مقادیر ارتفاع پلی تروپیک بدست آمده از نمودار عملکرد شرکت سازنده و چند

جمله ای برآزش شده

N (RPM)	Q (ACFM)	$H_{actual} \left(\frac{FT \cdot LBF}{LBM} \right)$	$H_{simulation} \left(\frac{FT \cdot LBF}{LBM} \right)$	ERROR (%)
5760	1600	11923/100	11958/7719	2/991831E-01
6120	1607	13538/5000	13528/1837	7/619968E-02
5760	1700	11815/4000	11901/1644	7/258694E-01
6120	1700	13461/5000	13500/3323	2/884696E-01
6480	1700	15184/6000	15167/1973	1/146076E-01
5760	1800	11692/3000	11783/8992	7/834149E-01
6120	1800	13384/6000	13440/8765	4/204568E-01
6480	1800	15153/8000	15135/3207	1/219451E-01
6840	1800	16892/3000	16896/8228	2/677452E-02
5760	1900	11446/2000	11598/6683	1/332043E+00
6120	1900	13246/2000	13322/2832	5/743779E-01
6480	1900	15031/0000	15074/0001	2/860761E-01
6840	1900	16892/3000	16863/7369	1/690893E-01
7200	1900	18738/5000	18719/9900	9/878046E-02
5760	2000	11153/8000	11334/9927	1/624493E+00
6120	2000	13153/8000	13136/7980	1/292554E-01
6480	2000	14907/7000	14954/0306	3/107833E-01

6840	2000	16800/0000	16800/5368	3/195146E-03
7200	2000	18723/1000	18685/5811	2/003883E-01
7560	2000	20600/0000	20636/6785	1/780512E-01
5760	2100	10915/4000	10991/3846	6/961229E-01
6120	2100	12738/5000	12874/6465	1/068780E+00
6480	2100	14700/0000	14768/0528	4/629445E-01
6840	2100	16707/7000	16679/1519	1/708682E-01
7200	2100	18600/0000	18620/4879	1/101498E-01
7560	2100	20600/0000	20600/8532	4/141517E-03
6120	2200	12415/4000	12530/5954	9/278428E-01
6480	2200	14446/2000	14507/1595	4/219758E-01
6840	2200	16461/5000	16492/4917	1/882678E-01
7200	2200	18538/5000	18497/6544	2/203283E-01
7560	2200	20600/0000	20533/8546	3/210943E-01
6120	2300	11907/7000	12122/9256	1/807449E+00
6480	2300	14107/7000	14164/0004	3/990756E-01
6840	2300	16230/8000	16232/5387	1/071208E-02
7200	2300	18307/7000	18310/1616	1/344561E-02
7560	2300	20492/3000	20409/5439	4/038400E-01

با توجه به نمودارهای رسم گردیده (شکل (۵-۶) و (۵-۷)) دیده می‌شود که روابط بدست آمده از برازش منحنی های عملکرد شرکت سازنده قابل قبول می‌باشد و خطای بوجود آمده در صورتی که شرکت سازنده از جداول به جای منحنی برای بیان عملکرد کمپرسورهای گریز از مرکز استفاده می‌نمود، پایین تر می‌آمد.

همچنین با توجه به جدول (۵-۱) دیده می‌گردد که خطا در اکثر مقادیر در حدود ۰/۴ درصد بوده و بیشترین خطایی که بین مقادیر واقعی و برازش شده وجود دارد در حدود ۱ درصد است. همچنین با دقت به جدول (۵-۲) می‌بینیم که بیشترین مقدار خطا در حدود ۱/۸ درصد می‌باشد که در بعضی از نقاط (چند نقطه) بوجود آمده که این مقادیر خطا طبیعی می‌باشد.

۵-۴- مقایسه نتایج حاصل از شبیه سازی توربین گازی ایستگاه با مقادیر واقعی

روند شبیه سازی بیان شده در بخش ۳-۴-۶ فصل سوم برای توربین های گازی ایستگاه تقویت فشار رضوی به علت نداشتن نقشه های عملکرد مربوط به این توربین های گازی (با استفاده از نتایج ثبت شده از اندازه گیری های واقعی) به کار برده شده و برای معتبرسازی شبیه سازی انجام شده به مقایسه نتایج بدست آمده با مقادیر واقعی پرداخته شده است. در جدول (۵-۳) برای روابط ارائه شده در شبیه سازی (رابطه ۳-۳-۶۱) ضرایب ثابت افت توان ورودی و خروجی و در جدول (۵-۴) ضرایب بازده اصلاح شده بر حسب توان اصلاح شده (رابطه ۳-۳-۶۵) برای توربین گازی ایستگاه تقویت فشار رضوی آورده شده است. در جدول (۵-۵) مقایسه بین نتایج شبیه سازی با مقادیر واقعی و در جدول (۵-۶) اصلاحات صورت گرفته مطابق آن چه در فصل سوم و در بخش ۳-۴-۶ به آن اشاره گردید آورده شده است.

جدول ۵-۳: ضرایب ثابت رابطه (۳-۳-۶۱)

a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6
-1/43E-01	1/2149E-02	6/7947E-06	-9/894E-02	6/4380E-03	-3/979E-07

جدول ۴-۵: ضرایب ثابت رابطه (۳-۶۵)

b_0	b_1	b_2
9/17712414E-02	8/30313596E-05	-8/31021590E-09

جدول ۵-۵: مقایسه بین مقادیر واقعی و مقادیر بدست آمده از روش ذکر شده در بخش ۳-۴-۶ برای شرایط مختلف عملکرد

T_{amb} (k)	P_{amb} (Kpa)	Power (Kw)	$\dot{M}_{f,actual}$ (kg / s)	$\dot{M}_{f,method}$ (kg / s)	Error (%)
288/4	100/641	2797	0/2225	0/2222	0/1214
288/3	100/644	3254	0/2463	0/2455	0/3212
285/5	100/655	3749	0/273	0/2721	0/3241
285/3	100/695	4131	0/2935	0/2948	0/4376
287/5	100/739	4413	0/3132	0/3136	0/125
287/9	100/754	4163	0/2958	0/2972	0/4616

جدول ۶-۵: مقادیر اصلاح شده مربوط به شرایط جدول ۵-۵

بازده تصحیح شده	توان تصحیح شده (kw)	سوخت مصرفی تصحیح شده (kg/s)	افت فشار خروجی (kw)	افت فشار ورودی (kw)	تصحیح فشار محیط	تصحیح دمای محیط
0/2632	2916/33	0/2284	14/79	86/99	0/9932	1/0010
0/2781	3402/85	0/2523	16/63	111/33	0/9933	1/0007
0/2897	3930/69	0/2797	18/44	140/90	0/9934	1/0014
0/2956	4341/11	0/3028	19/70	166/00	0/9938	1/0007
0/2982	4649/66	0/3215	20/5623	185/80	0/9942	0/9979
0/296	4376/04	0/3048	19/8	168/19	0/9944	0/9993

با توجه به جدول (۵-۵) که در آن مقادیر سوخت مصرفی توربین گازی ایستگاه تقویت فشار رضوی مشهد برای شرایط دما و فشار مختلف محیط برای دو حالت اندازه گیری واقعی و مقادیر بدست آمده از روش شبیه سازی آورده شده است، دیده می‌گردد که اختلاف ناچیز بوده و خطا در حدود حداکثر ۰/۴۶۱۶ درصد در شرایطی که توربین گازی ایستگاه تقویت فشار رضوی مشهد نزدیک به حالت ایده ال خود کار می‌کند برای مقادیر سوخت بدست آمده می‌باشد. همچنین دیده می‌شود که تقریباً هرچه توربین گازی به شرایط کار جزیی خود نزدیکتر می‌گردد این درصد خطا رو به کاهش می‌باشد. البته باید به این نکته نیز اشاره نمود که هرچه بتوانیم چند جمله ای های دقیقتری برای رابطه ۳-۶۱ و از آن ها مهمتر برای رابطه ۳-۶۵ بدست آوریم، مطمئناً خطای محاسبات ما کمتر شده و به جواب های نزدیکتری نسبت به مقادیر واقعی می‌رسیم. البته باید این موضوع را نیز در نظر گرفت که درصدی از خطای بوجود آمده می‌تواند به علت دقیق نبودن وسایل اندازه گیری و یا خطای انسانی و یا در نظر نگرفتن رطوبت نسبی در محاسبات رخ داده باشد.

۵-۵- مقایسه نتایج شبیه سازی و مقادیر ثبت شده ی توربوکمپرسور ایستگاه

تقویت فشار رضوی

برای نشان دادن قابل قبول بودن شبیه سازی انجام شده برای توربو کمپرسورهای ایستگاه تقویت فشار رضوی برای ساعت ۱۲ ظهر چندین روز از ماه های متفاوت در سال ۱۳۸۸، به مقایسه نتایج بدست آمده از شبیه سازی با مقادیر ثبت شده در فرم های دیسپچینگ ایستگاه تقویت فشار رضوی پرداخته شده است.

جدول ۷-۵: شرایط گاز ورودی به ایستگاه (ثبت شده در فرم واحد دیسپچینگ ایستگاه تقویت فشار)

date	T_{amb} (k)	T_s (k)	P_s (bar)	P_d (bar)	$Q_{gas, station}$ (MMSCMD)
1,11	281/15	286/15	38/3	56/3	13/9
20,11	273/15	286/15	38/9	55/6	15/6
10,12	286/15	285/15	38/8	58	13/2
20,12	290/15	286/15	45	66/4	16/7
29,12	275/15	287/15	44/4	64/3	16/5

جدول ۸-۵: نتایج مقادیر شبیه سازی و ثبت شده در واحد دیسپچینگ ایستگاه تقویت فشار رضوی برای شرایط جدول ۷-۵

Date	N_{actual} (rpm)	$N_{simulation}$ (rpm)	$T_{d, actual}$ (K)	$T_{d, simulation}$ (K)	$Q_{f, actual}$ (MMSCMD)	$Q_{f, simulation}$ (MMSCMD)
1,11	7200	7262	318/15	319/3	0/077607	0/076789
20,11	7200	7267	316/15	317/7	0/08022	0/081751
10,12	7200	7266	318/15	319/7	0/078528	0/076963
20,12	7200	7273	318/15	319/8	0/083651	0/084205
29,12	7200	7166	317/15	319/3	0/087209	0/085601

جدول ۹-۵: درصد خطای موجود در نتایج جدول ۸-۵

Date	Error (%) in N	Error (%) in T_d	Error (%) in Q_f
1,11	0/861	0/361	1/05
20,11	0/93	0/49	1/9
10,12	0/916	0/487	1/993
20,12	1/0138	0/518	0/66
29,12	0/472	0/678	1/84

با توجه به نتایج بدست آمده در جداول (۸-۵) و (۹-۵) می توان دید که مقادیر بدست آمده از شبیه سازی مطابقت خوبی با مقادیر ثبت شده در واحد دیسپچینگ ایستگاه داشته و خطا کمتر از ۲٪ بوده که از لحاظ مهندسی قابل قبول می باشد.

۵-۶- تاثیرگذاری پارامترهای مختلف بر مقدار سوخت مصرفی ایستگاه

برای نشان دادن این مطلب که لزوماً در صورتی که دبی حجمی جریان گاز عبوری از ایستگاه بیشتر باشد، سوخت مصرفی ایستگاه بیشتر نیست، جدول (۵-۱۰) و برای نشان دادن تاثیرگذاری پارامترهای مختلف بر مقدار سوخت مصرفی ایستگاه جدول (۵-۱۱) آورده شده است.

جدول ۵-۱۰: وابستگی مقدار سوخت مصرف شده در ایستگاه به پارامترهای مختلف

(دبی گاز ورودی به ایستگاه متغیر)

T_{amb} ($^{\circ}C$)	P_{amb} (Kpa)	T_s ($^{\circ}C$)	P_s (Kpa)	P_d (Kpa)	Q_{fuel} (MMSCMD)	$Q_{gas,station}$ (MMSCMD)	N (rpm)
10	101/325	20	5000	6500	0/06318	14/5	5818
0	101/325	5	5000	6500	0/06238	14/64	5664
5	100	15	5050	6450	0/06126	14/72	5801
0	101/325	10	5000	6500	0/06354	14/83	5861
15	101/325	20	5100	6600	0/06277	14/94	5894

جدول ۵-۱۱: وابستگی مقدار سوخت مصرف شده در ایستگاه به پارامترهای مختلف

(دبی گاز ورودی به ایستگاه ثابت)

T_{amb} ($^{\circ}C$)	P_{amb} (Kpa)	T_s ($^{\circ}C$)	P_s (Kpa)	P_d (Kpa)	Q_{fuel} (MMSCMD)	$Q_{gas,station}$ (MMSCMD)	N (rpm)
---------------------------	-----------------	-----------------------	-------------	-------------	------------------------	-------------------------------	-----------

15	100	15	5274/68	7460/46	0/07354	15	6585
15	100	10	5274/68	7460/46	0/07252	15	6490
15	100	15	5500	7460/46	0/06778	15	6161

با توجه به جدول (۵-۱۰) که در آن ایستگاه دارای شرایط مختلف عملکردی از لحاظ دما، فشار و مقدار دبی عبوری گاز هست، دیده می‌گردد که مقدار سوخت مصرفی در ایستگاه به پارامترهای مختلفی وابسته بوده و لزوماً با عبور مقدار دبی گاز عبوری بیشتر از ایستگاه، مقدار سوخت مصرفی ایستگاه بیشتر نمی‌گردد و پارامترهای دیگری همچون دما و فشار گاز ورودی به ایستگاه و دما و فشار محیط نیز بر مقدار سوخت مصرفی ایستگاه اثر گذار می‌باشند.

در جدول (۵-۱۱)، برای دبی گاز عبوری یکسان از ایستگاه، به تغییر در شرایط مختلف در پارامترهای ورودی برای نشان دادن تاثیرگذاری آنها بر مقدار سوخت مصرفی پرداخته شده است. با دقت به این جدول در می‌یابیم که با کاهش دمای گاز ورودی به ایستگاه، و افزایش فشار گاز ورودی به ایستگاه، مقدار سوخت مصرفی ایستگاه کاهش می‌یابد. این نشان می‌دهد که اگر بتوان تا جاییکه امکان دارد با توجه به محدودیت‌های موجود در خطوط انتقال (بعنوان مثال محدوده فشار گاز در خط لوله و محدوده دمای گاز برای جلوگیری از یخ زدگی) این دو پارامتر را تغییر داد، می‌توان مقدار سوخت مصرفی ایستگاه و متناسب با آن هزینه‌ها را کاهش داد.

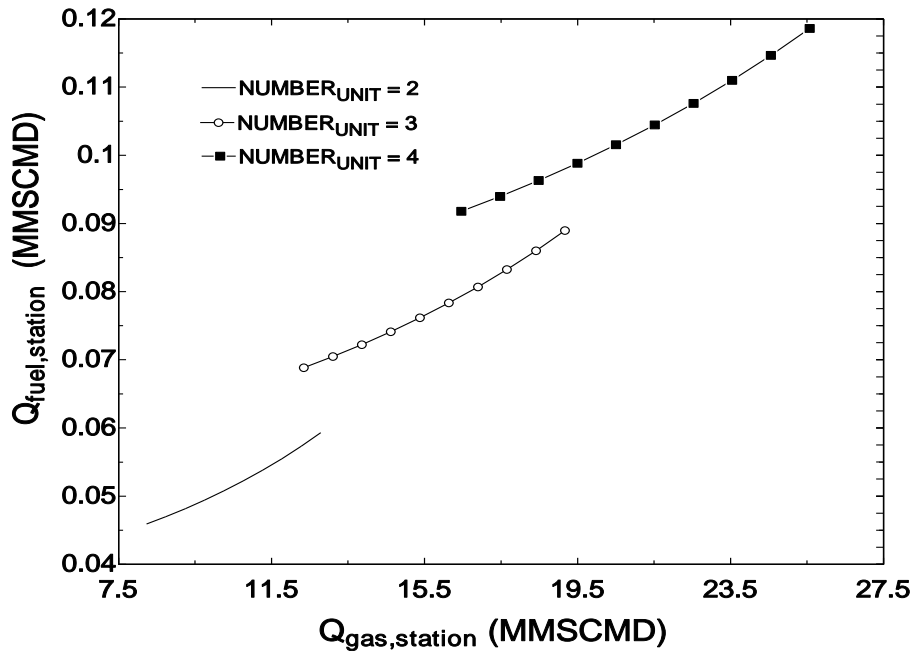
۵-۷- نمودارهای نشان دهنده شرایط بهینه در آنالیز انرژی (تابع هدف کمینه

سازی مصرف سوخت ایستگاه)

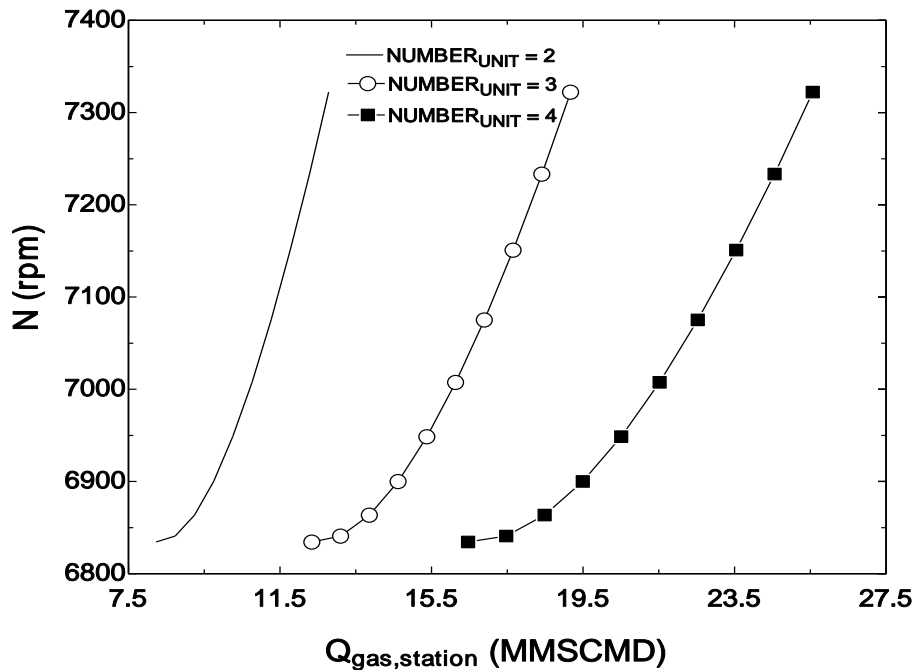
۵-۷-۱ نمودارهای نشان دهنده مصرف سوخت بهینه ایستگاه به دبی حجمی

واقعی ایستگاه برای چیدمان های مختلف واحدهای در حال کار

در قسمت اول این بخش برای شرایط مختلف ایستگاه، نمودارهایی برای بهینه سازی مصرف سوخت ایستگاه آورده شده و در جداولی توضیحات مربوط به شرایط ایستگاه و گاز ورودی ذکر گردیده است. در واقع در شکل های ۵-۸ تا ۵-۱۹، حالت بهینه مصرف سوخت به ازای گاز عبوری از ایستگاه برای چیدمان های مختلف از نظر در حال کار بودن تعداد واحدهای تراکم به همراه سرعت عملکرد کمپرسورهای گریز از مرکز مربوط به آن برای شرایط معلوم (دما و فشار محیط، فشار و دمای گاز ورودی به ایستگاه، فشار تخلیه گاز خروجی از ایستگاه و دبی جمی گاز عبوری از ایستگاه) حاکم بر ایستگاه افزایش فشار رضوی مشهد که در جداول ۵-۱۲ تا ۵-۱۷، آورده شده، رسم گردیده است. در واقع در این شکل ها، در ابتدا برای ۲ کمپرسور روشن با در نظر گرفتن محدودیت های عملکرد کمپرسور گاز، مقدار سوخت مصرفی بهینه را براساس دبی مجاز گاز ورودی به ایستگاه رسم کرده و سپس این عملیات را برای ۳ و ۴ کمپرسور در حال کار نیز تکرار نموده و در یک شکل رسم نموده تا نشان داده شود که در بعضی از مقادیر دبی گاز ورودی به ایستگاه که از چندین چیدمان مختلف می توان استفاده نمود، کدام از لحاظ مقدار سوخت مصرفی ایستگاه بهینه می باشد. برای هر کدام از این شکل ها نمودار چگونگی سرعت عملکرد کمپرسورهای گریز از مرکز نیز آورده شده است.



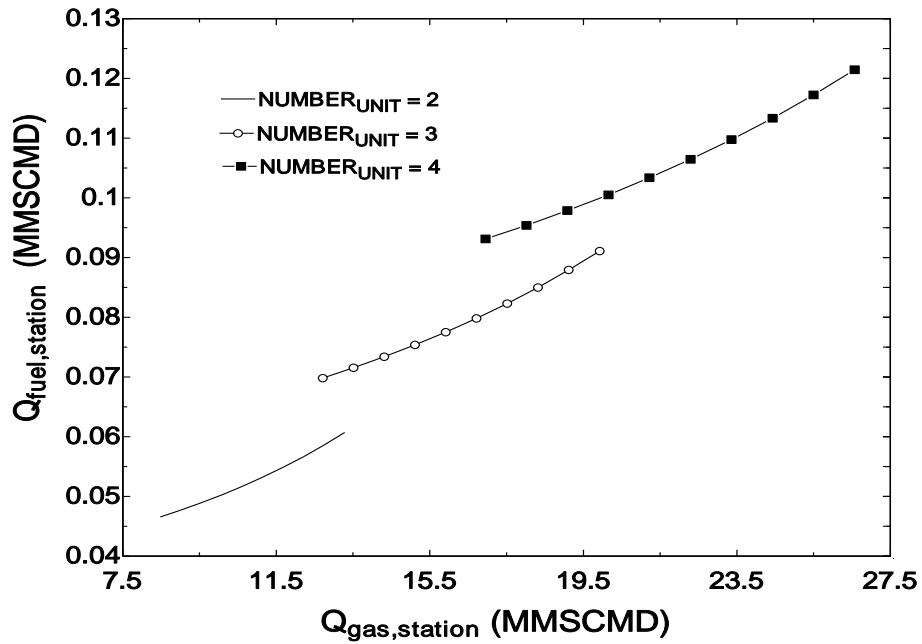
شکل ۸-۵: مقدار بهینه سوخت مصرفی ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی به ایستگاه برای تعداد واحدهای مختلف روشن برای شرایط جدول ۵-۱۲



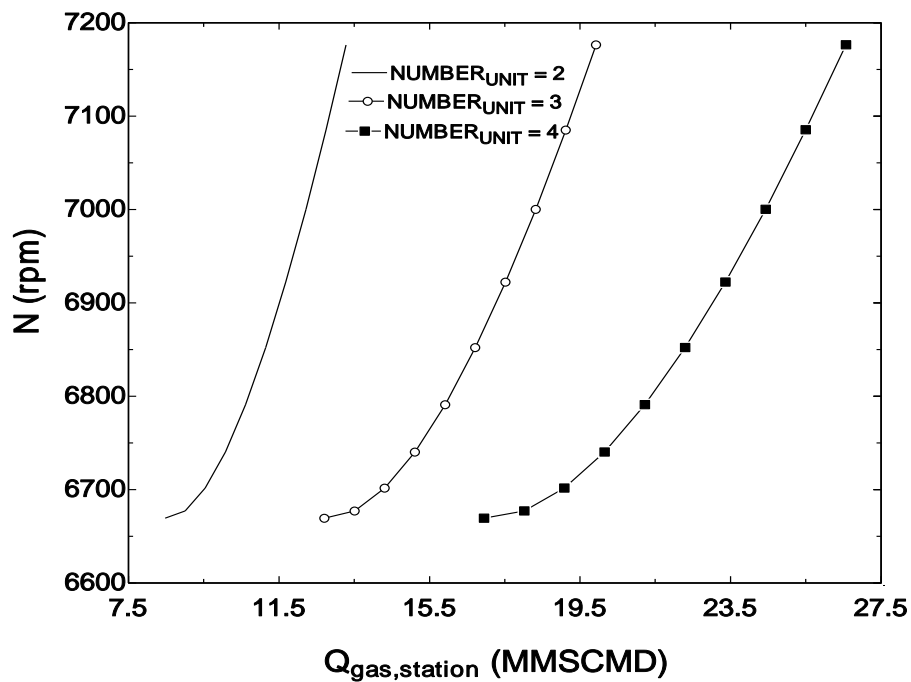
شکل ۹-۵: سرعت عملکرد کمپرسور گریز از مرکز مربوط به شکل ۸-۵

جدول ۵-۱۲: شرایط دما و فشار محیط و گاز ورودی به ایستگاه

T_{amb} ($^{\circ}C$)	P_{amb} (Kpa)	T_s ($^{\circ}C$)	P_s (Kpa)	P_d (Kpa)
25	100	25	5067/83	7253/54



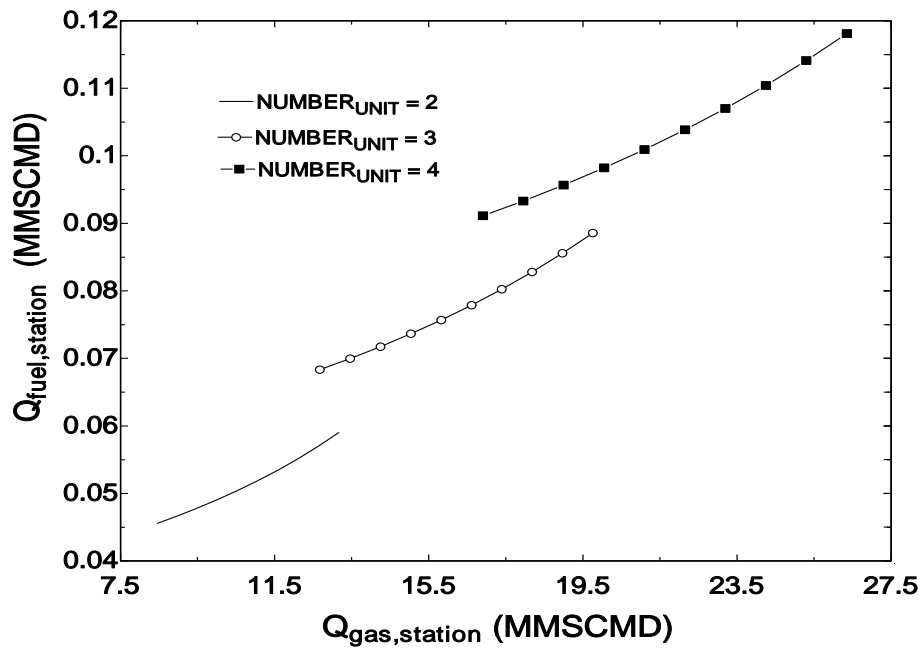
شکل ۵-۱۰: مقدار سوخت مصرفی ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی به ایستگاه برای تعداد واحدهای مختلف روشن برای شرایط جدول ۵-۱۳



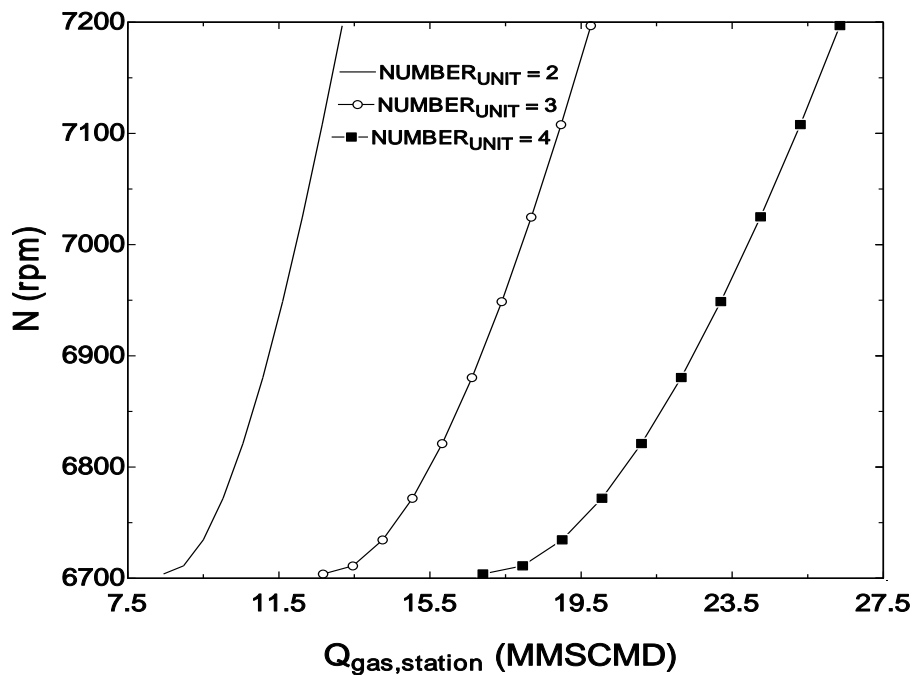
شکل ۵-۱۱: سرعت عملکرد کمپرسور گریز از مرکز مربوط به شکل ۵-۱۰

جدول ۵-۱۳: شرایط دما و فشار محیط و گاز ورودی به ایستگاه

T_{amb} ($^{\circ}C$)	P_{amb} (Kpa)	T_s ($^{\circ}C$)	P_s (Kpa)	P_d (Kpa)
15	100	15	5067/83	7253/54



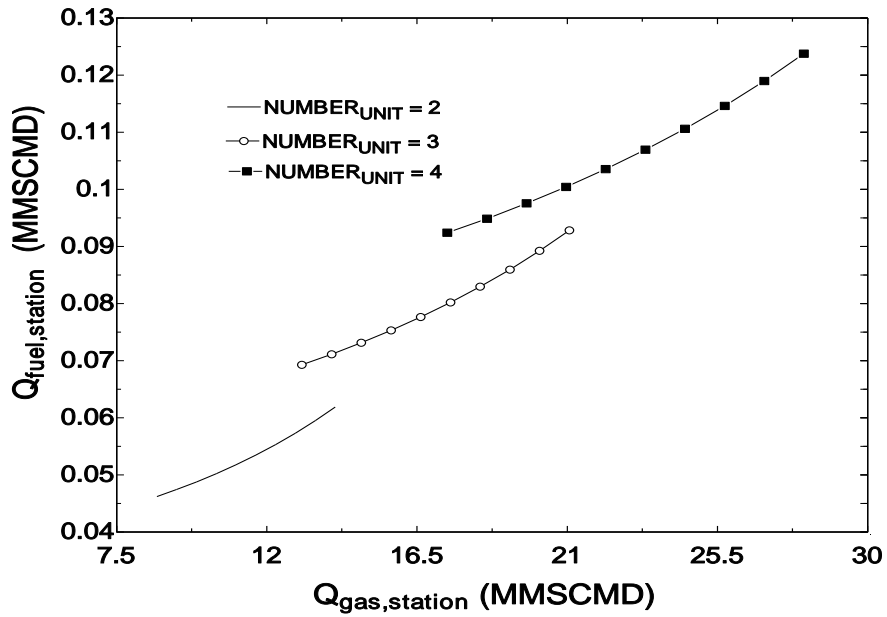
شکل ۵-۱۲: مقدار سوخت مصرفی ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی به ایستگاه برای تعداد واحدهای مختلف روشن برای شرایط جدول ۵-۱۴



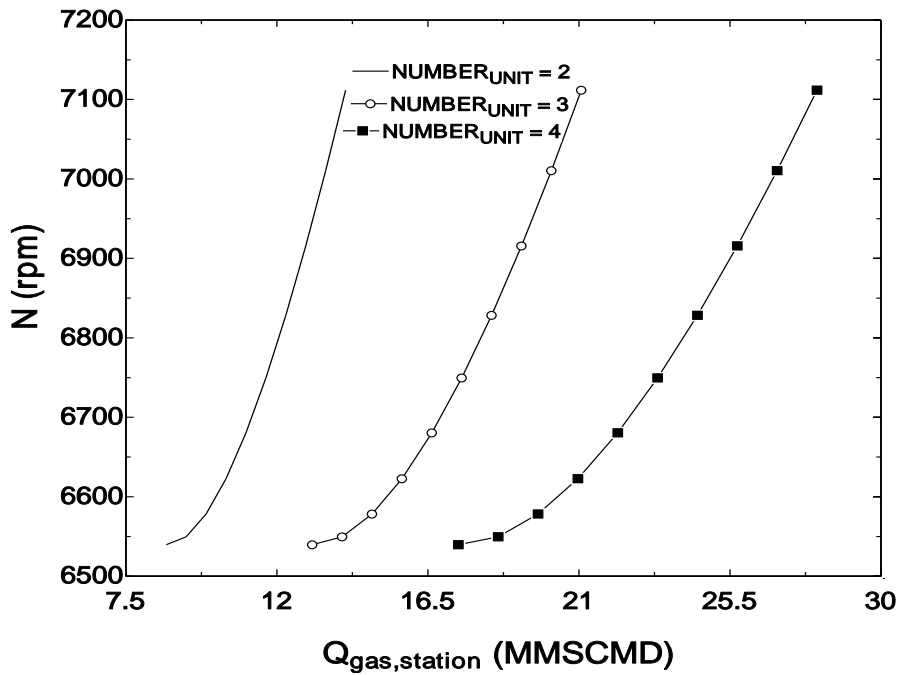
شکل ۵-۱۳: سرعت عملکرد کمپرسور گریز از مرکز مربوط به شکل ۵-۱۲

جدول ۵-۱۴: شرایط دما و فشار محیط و گاز ورودی به ایستگاه

T_{amb} ($^{\circ}C$)	P_{amb} (Kpa)	T_s ($^{\circ}C$)	P_s (Kpa)	P_d (Kpa)
25	100	25	5274/68	7460/46



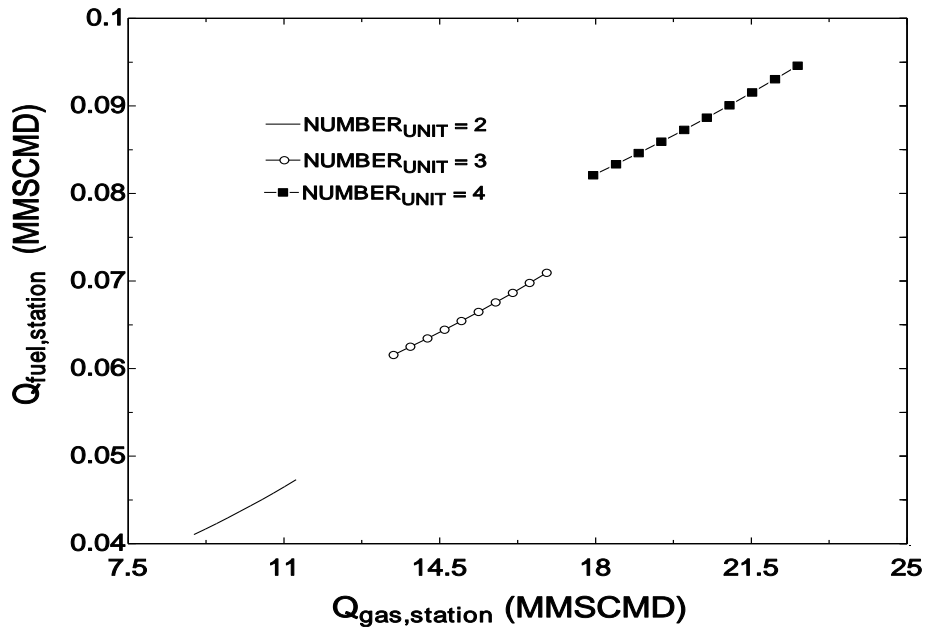
شکل ۵-۱۴: مقدار سوخت مصرفی ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی به ایستگاه برای تعداد واحدهای مختلف روشن برای شرایط جدول ۵-۱۵



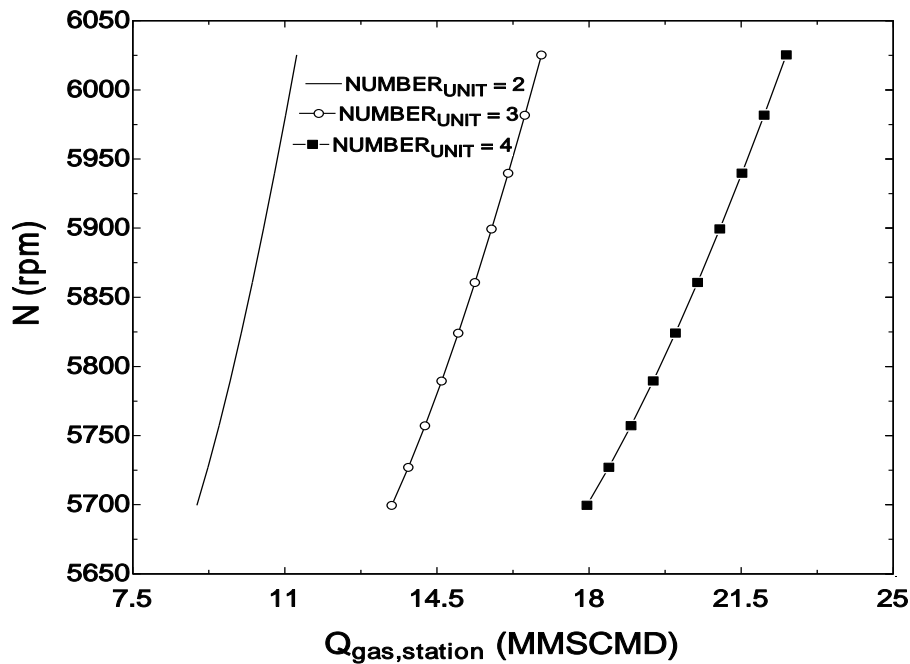
شکل ۵-۱۵: سرعت عملکرد کمپرسور گریز از مرکز مربوط به شکل ۵-۱۴

جدول ۵-۱۵: شرایط دما و فشار محیط و گاز ورودی به ایستگاه

T_{amb} ($^{\circ}C$)	P_{amb} (Kpa)	T_s ($^{\circ}C$)	P_s (Kpa)	P_d (Kpa)
15	100	15	5274/68	7460/46



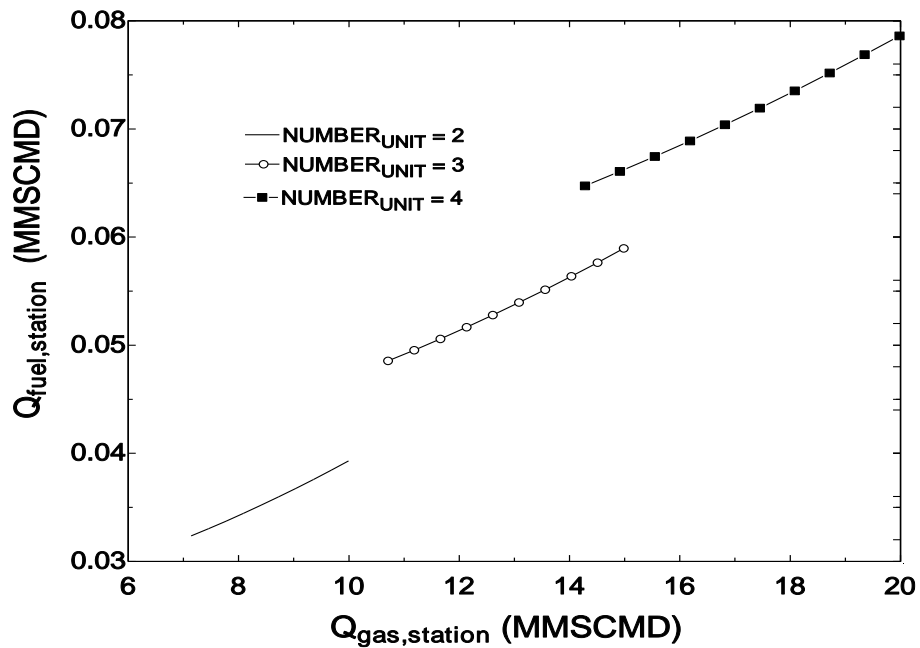
شکل ۵-۱۶: مقدار سوخت مصرفی ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی به ایستگاه برای تعداد واحدهای مختلف روشن برای شرایط جدول ۵-۱۶



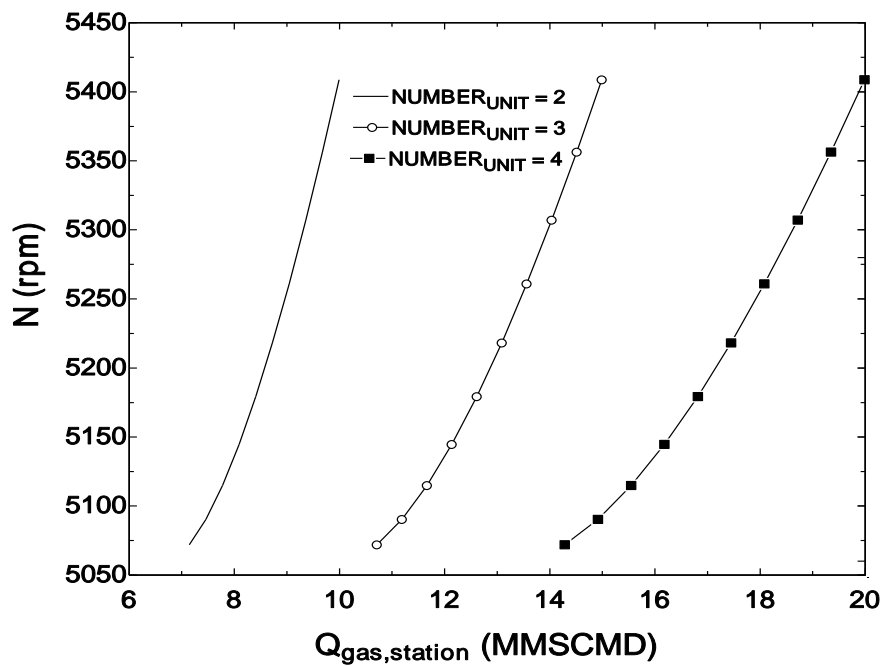
شکل ۵-۱۷: سرعت عملکرد کمپرسور گریز از مرکز مربوط به شکل ۵-۱۶

جدول ۵-۱۶: شرایط دما و فشار محیط و گاز ورودی به ایستگاه

T_{amb} ($^{\circ}C$)	P_{amb} (Kpa)	T_s ($^{\circ}C$)	P_s (Kpa)	P_d (Kpa)
-6	101/325	10	5000	6500



شکل ۱۸-۵: مقدار سوخت مصرفی ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی به ایستگاه برای تعداد واحدهای مختلف روشن برای شرایط جدول ۱۷-۵



شکل ۱۹-۵: سرعت عملکرد کمپرسور گریز از مرکز مربوط به شکل ۱۸-۵

جدول ۱۷-۵: شرایط دما و فشار محیط و گاز ورودی به ایستگاه

T_{amb} ($^{\circ}C$)	P_{amb} (Kpa)	T_s ($^{\circ}C$)	P_s (Kpa)	P_d (Kpa)
-6	101/325	10	5000	6200

با توجه به شکل های ۵-۸، ۵-۱۰، ۵-۱۲ و ۵-۱۴ درمی یابیم که در صورتی که بتوان در یک دبی حجمی جریان عبوری از ایستگاه در حالی که شرایط دما و فشار یکسان باشد از چند چیدمان مختلف استفاده نمود، چیدمانی که دارای تعداد واحدهای در حال کار کمتری است، مقدار سوخت کمتری مصرف می کند. ولی باید به این موضوع توجه داشت که در بعضی از مقادیر جریان ورودی به ایستگاه نمی توان از چندین چیدمان مختلف استفاده نمود. در واقع این شکل ها نشان می دهند که در بعضی از مقادیر جریان حجمی ورودی به ایستگاه، با توجه به محدودیت هایی که کمپرسورهای گریز از مرکز از لحاظ شرایط عملکرد دارند، باید از چیدمان خاصی استفاده نمود، بعنوان مثال در شکل ۵-۸ زمانیکه جریان حجمی ورودی به ایستگاه کمتر از $11/5$ MMSCMD می باشد، تنها از دو کمپرسور روشن و زمانیکه جریان حجمی ورودی به ایستگاه بیشتر از $22/5$ MMSCMD باشد از ۴ کمپرسور روشن باید استفاده نمود. ولی در مقادیری که بتوان از چند چیدمان استفاده نمود، چیدمانی که دارای تعداد کمپرسورهای روشن کمتری می باشد سوخت کمتری را مصرف می کند، بعنوان نمونه زمانیکه جریان حجمی ورودی به ایستگاه برابر 19 MMSCMD باشد تعداد ۳ واحد در حال کار از زمانیکه تعداد واحد در حال کار ۴ کمپرسور باشد، سوخت کمتری مصرف می نماید. همچنین با توجه به نمودارهای ۵-۹، ۵-۱۱، ۵-۱۳ و ۵-۱۵ که نمودارهای سرعت عملکرد کمپرسورهای مربوط به شکل های ۵-۸، ۵-۱۰، ۵-۱۲ و ۵-۱۴ است دیده می گردد که در قسمت هایی که برای مقادیر جریان حجمی ورودی به ایستگاه بتوان از چند چیدمان مختلف استفاده نمود، چیدمانی که در آن سرعت عملکرد کمپرسور گاز بیشتر است سوخت کمتری مصرف می نماید. بعنوان مثال برای شکل (۵-۹) که در آن سرعت عملکرد کمپرسورهای گاز مربوط به شکل (۵-۸) ترسیم شده است زمانیکه مقدار جریان حجمی ورودی به ایستگاه 19 MMSCMD است در چیدمان با ۳ کمپرسور گاز روشن سرعت عملکرد کمپرسورها در حدود 7250 rpm و سرعت عملکرد کمپرسور مربوط به چیدمان با ۴ کمپرسور گاز روشن در حدود 6850 rpm می باشد.

اما با توجه به شکل های ۵-۱۶ و ۵-۱۸ دیده می شود که در بعضی از مقادیر حجمی جریان گاز عبوری از ایستگاه از هیچکدام از چیدمان ها نمی توان استفاده نمود که دلیل این امر محدوده عملکرد کمپرسورهای گاز ایستگاه می باشد. در صورتی که مقدار جریان به این محدوده ها وارد گردد باعث می شود تا کمپرسورها از محدوده عملکرد خود خارج شده و وارد ناحیه شوک و یا خفگی گردند. برای رفع این مشکل در صورتی که ایستگاه بخواهد در این شرایط عمل کند باید کمپرسور گازی متفاوت با کمپرسورهای موجود که محدوده عملکرد آن متفاوت با این کمپرسورها است وارد سیستم شده به طوری که جلوی خارج شدن از محدوده عملکرد کمپرسورهای گاز گرفته شود.

۵-۷-۲ نمودارهای نشان دهنده چگونگی بهترین مقدار عبور جریان گاز از

هر واحد در حال کار

در این بخش در ابتدا برای شرایط گاز ورودی به ایستگاه که در جدول (۵-۱۸) آورده شده است به بهینه سازی مصرف سوخت پرداخته شده و نتایج حاصل از آن در جدول (۵-۱۹) ارائه شده است.

جدول ۵-۱۸: شرایط گاز ورودی به ایستگاه

	$T_{amb} (^{\circ}C)$	$T_s (^{\circ}C)$	$P_s (Kpa)$	$P_d (Kpa)$	$Q_{gas, station} (MMSCMD)$
1	25	25	5067/83	7253/54	11/77
2	15	15	5274/68	7460/46	15/72
3	20	10	5000	6500	18/86

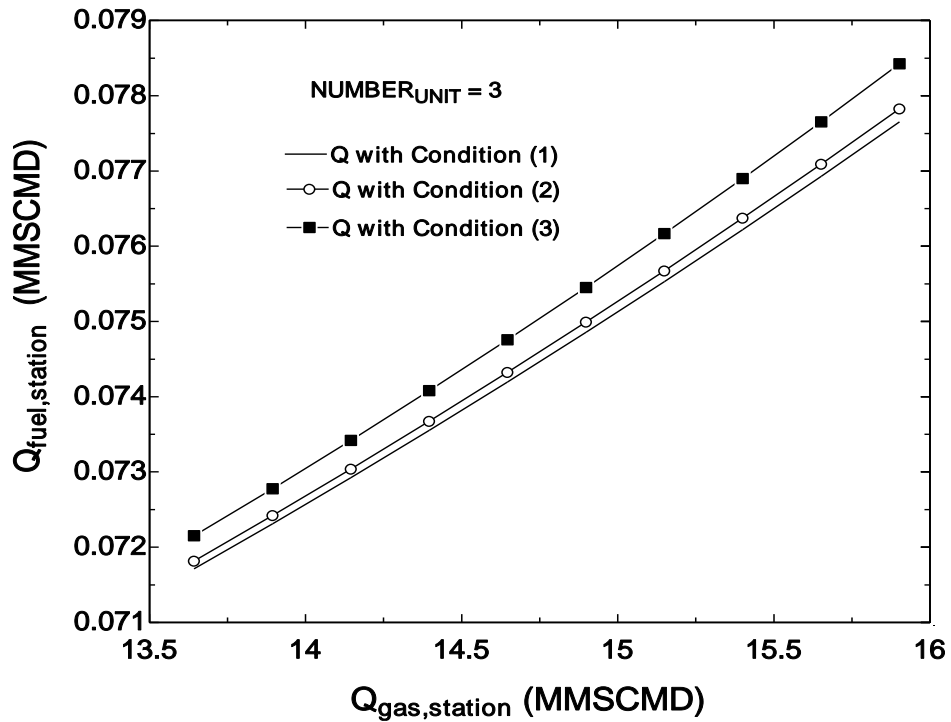
جدول ۵-۱۹: مقدار سوخت بهینه و مقادیر جریان عبوری از هر واحد برای شرایط جدول ۵-۱۸

	Q_1 (ft^3 / min)	Q_2 (ft^3 / min)	Q_3 (ft^3 / min)	Q_4 (ft^3 / min)	Q_{fuel} ($MMSCMD$)
1	2626/4	2627	0	0	0/0555
2	2130/2	2131	2130	0	0/07532
3	1980	1981/6	1979/8	1980	0/07853

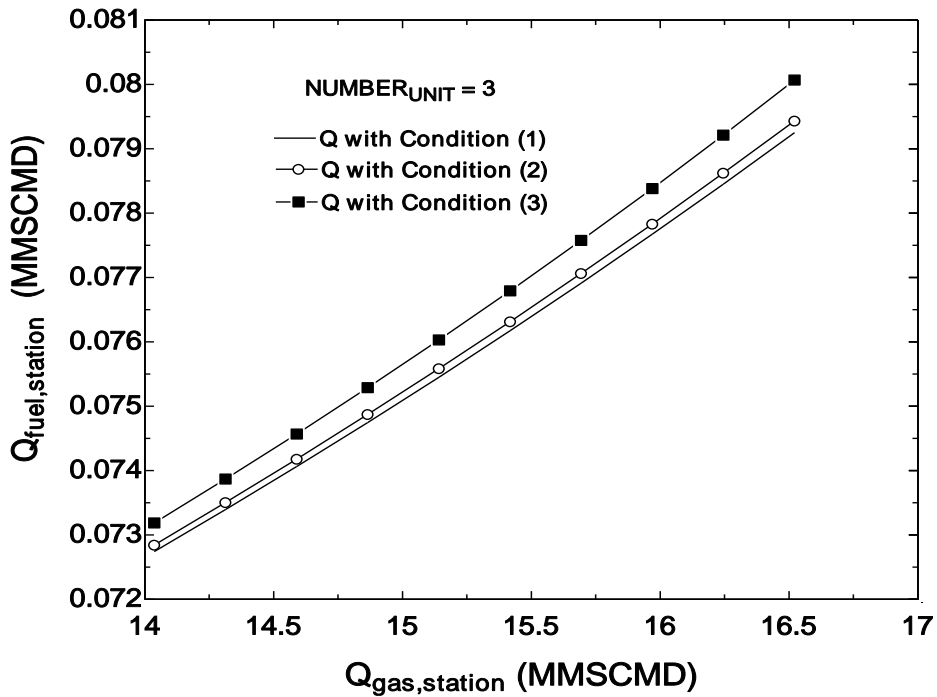
با توجه به نتایج جدول (۵-۱۹) دیده می‌شود که در شرایطی که تمام واحدها یکسان عمل می‌کنند مقدار سوخت مصرفی ایستگاه کمینه می‌شود. برای نشان دادن واضح‌تر این موضوع در ادامه در شکل‌های ۵-۲۰ تا ۵-۲۳، برای ۳ واحد تراکم در حال کار در ایستگاه تقویت فشار رضوی برای شرایط ذکر شده در جداول ۵-۱۲ تا ۵-۱۵ و جدول ۵-۲۰، که در آن واحدهای در حال کار، از نظر شرایط محیط و شرایط دما و فشار گاز عبوری یکسان بوده (جداول ۵-۱۲ تا ۵-۱۵) ولی از لحاظ جریان گاز عبوری از هر واحد نسبت به جریان گاز عبوری از ایستگاه متفاوت می‌باشند (جدول ۵-۲۰)، مقدار سوخت مصرفی رسم شده است.

جدول ۵-۲۰: مقدار جریان حجمی گاز عبوری از هر واحد

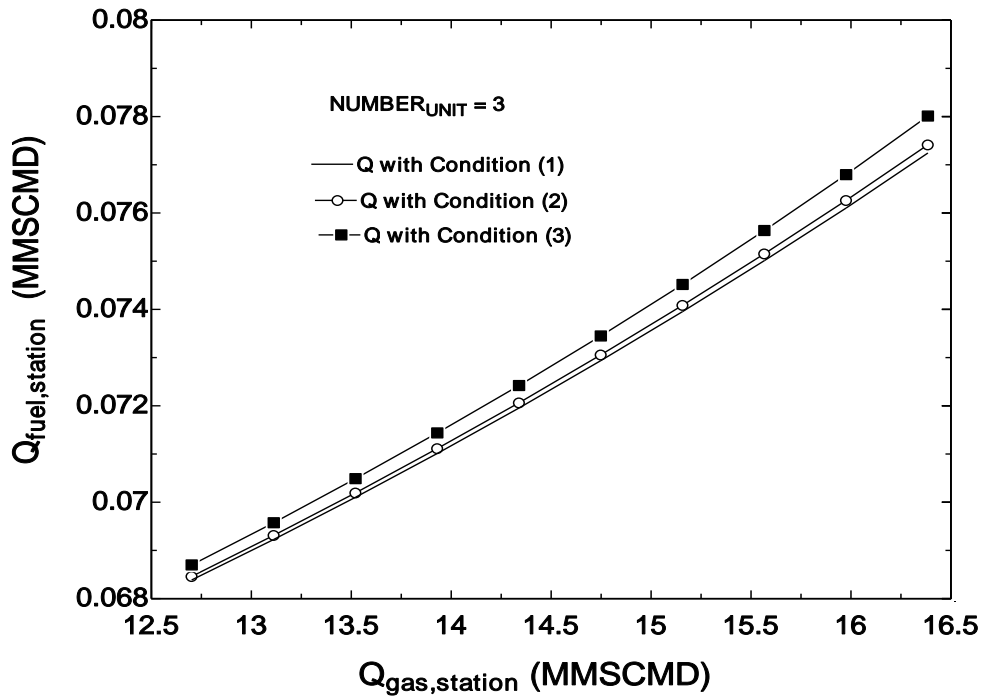
شرایط	Q_1	Q_2	Q_3
اول	$Q_{station} / 3$	$Q_{station} / 3$	$Q_{station} / 3$
دوم	$0.3Q_{station}$	$0.35Q_{station}$	$0.35Q_{station}$
سوم	$0.3Q_{station}$	$0.3Q_{station}$	$0.4Q_{station}$



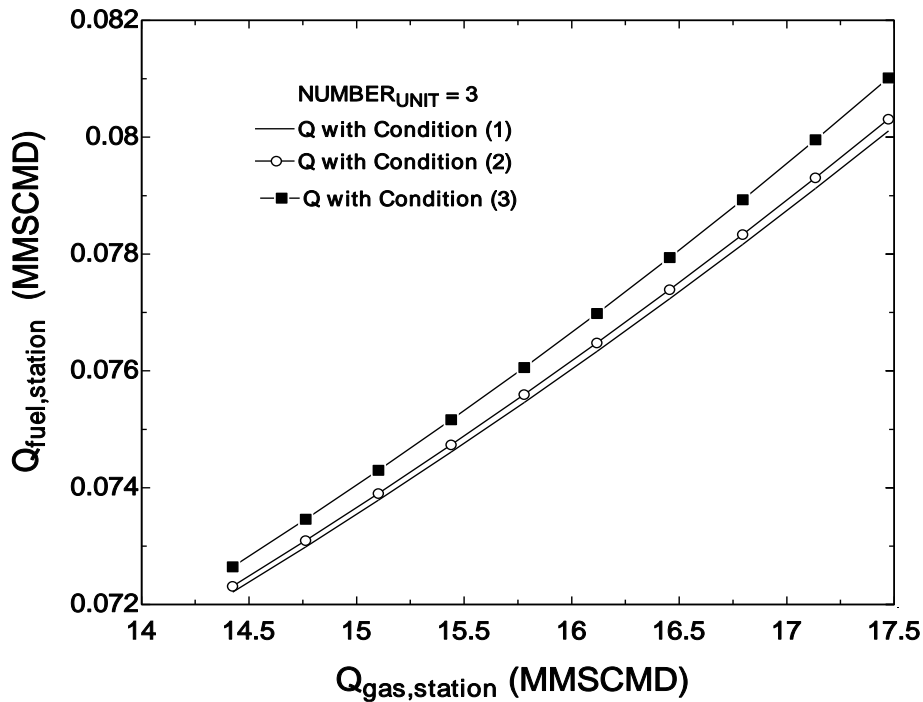
شکل ۵-۲۰: مقدار سوخت مصرفی ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی متفاوت به واحدها بر اساس شرایط جداول (۵-۱۲ و ۵-۲۰)



شکل ۵-۲۱: مقدار سوخت مصرفی ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی متفاوت به واحدها بر اساس شرایط جداول (۵-۱۳ و ۵-۲۰)



شکل ۵-۲۲: مقدار سوخت مصرفی ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی متفاوت به واحدها بر اساس شرایط جداول (۵-۱۴ و ۵-۲۰)



شکل ۵-۲۳: مقدار سوخت مصرفی ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی متفاوت به واحدها بر اساس شرایط جداول (۵-۱۵ و ۵-۲۰)

با توجه به شکل های ۵-۲۰ تا ۵-۲۳ نتیجه ای که از بهینه سازی برای ایستگاه تقویت فشار رضوی مشهد بدست آمده، نشان دهنده این مطلب است که در صورتی که تمام توربوکمپرسورهای ایستگاه تقویت فشار یکسان باشند، بهترین حالت عبوری جریان گاز از هر واحد برابر واحد دیگر است و یا به عبارت دیگر بهترین حالت زمانی است که تمامی توربوکمپرسورها یکسان عمل نمایند، به عبارت دیگر با توجه به وضعیت های موجود در جدول ۵-۲۰ و نمودارهای حاصل از این شرایط در شکل های ۵-۲۰ تا ۵-۲۳ نیز می توان دریافت که هرچه توربوکمپرسورها از لحاظ شرایط عملکردی به یکدیگر نزدیک می گردند، مقدار سوخت کمتری مصرف می گردد.

۵-۸- نمودارهای نشان دهنده شرایط بهینه در آنالیز اگزرژی (تابع هدف کمینه

سازی اگزرژی نابود شده در ایستگاه)

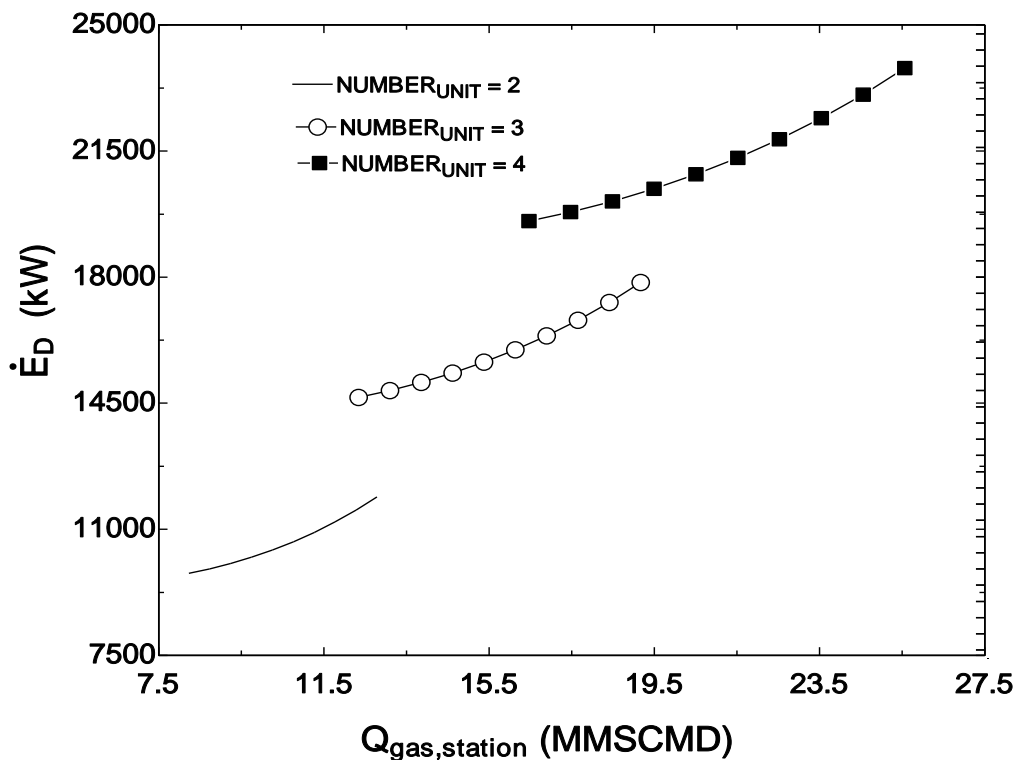
در این بخش نتایج بدست آمده از بهینه سازی براساس تابع هدف کمینه سازی اگزرژی نابود شده در ایستگاه آورده شده است.

۵-۸-۱ نمودارهای نشان دهنده کمینه اگزرژی نابود شده ایستگاه به دبی

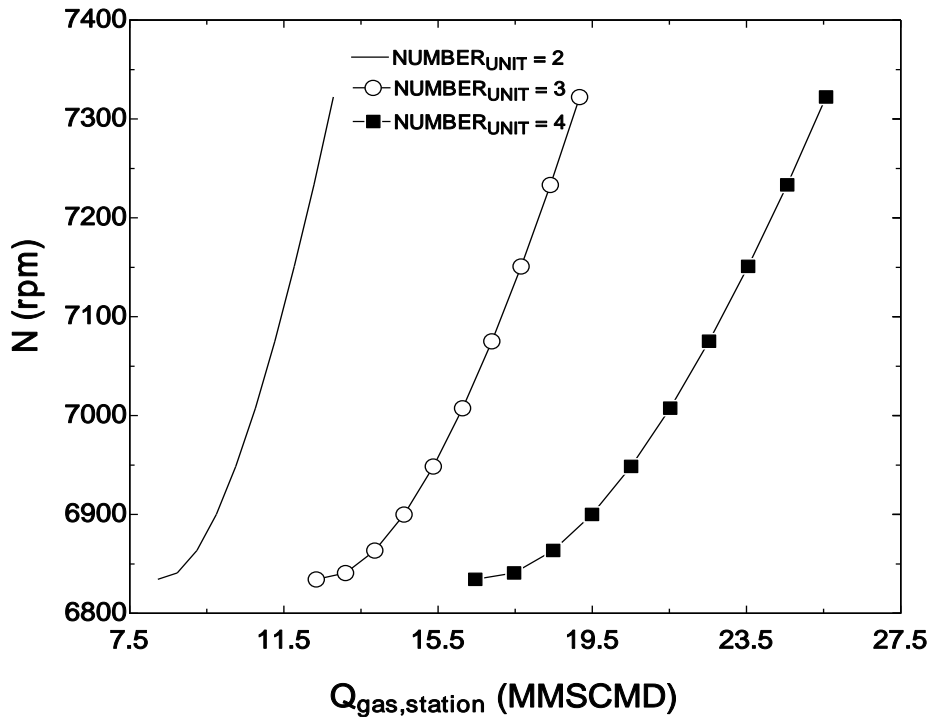
حجمی واقعی ایستگاه برای چیدمان های مختلف واحدها

همانند بخش ۵-۷-۱ در قسمت اول این بخش برای شرایط مختلف ایستگاه، نمودارهایی برای کمینه اگزرژی نابود شده ایستگاه آورده شده و در جداولی توضیحات مربوط به شرایط ایستگاه و گاز ورودی ذکر گردیده است. در واقع در شکل های ۵-۲۴ تا ۵-۳۵، حالت کمینه اگزرژی نابود شده به ازای گاز عبوری از ایستگاه برای چیدمان های مختلف از نظر در حال کار بودن تعداد واحدهای تراکم به همراه سرعت عملکرد کمپرسورهای گریز از مرکز مربوط به آن برای شرایط معلوم (دما و فشار محیط، فشار و دمای گاز ورودی به ایستگاه، فشار تخلیه گاز خروجی از ایستگاه و دبی جمی گاز عبوری از ایستگاه) حاکم بر ایستگاه افزایش فشار رضوی مشهد که در جداول ۵-۱۲ تا ۵-۱۷، آورده شده، رسم گردیده است. در واقع در این شکل ها،

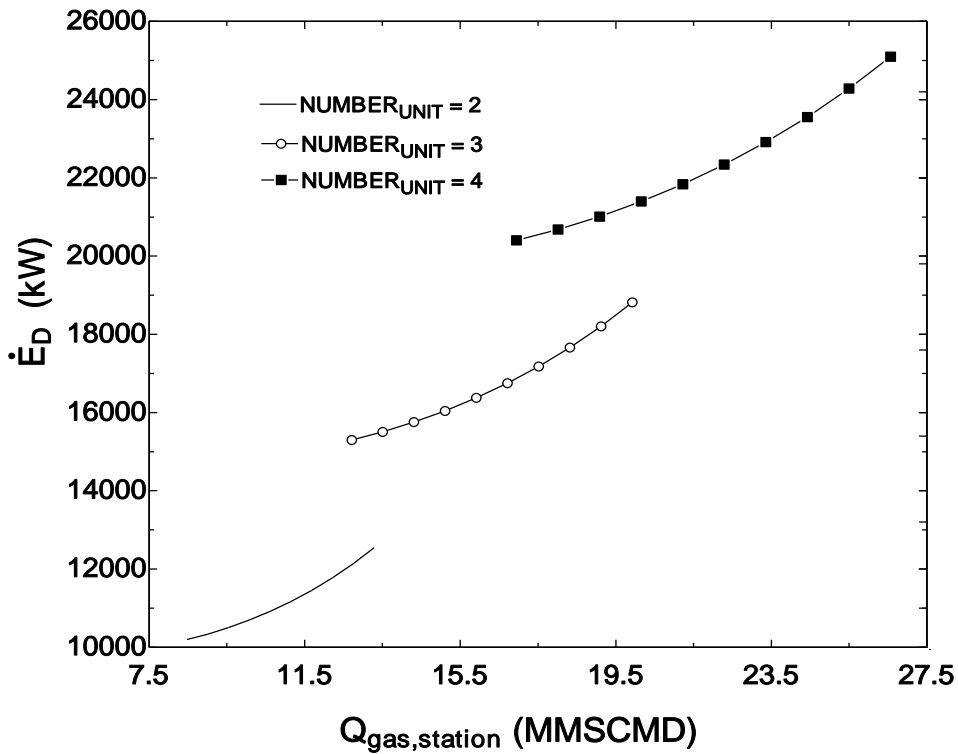
در ابتدا برای ۲ کمپرسور روشن با در نظر گرفتن محدودیت های عملکرد کمپرسور گاز، مقدار کمینه اگزرژی نابود شده را براساس دبی مجاز گاز ورودی به ایستگاه رسم کرده و سپس این عملیات را برای ۳ و ۴ کمپرسور در حال کار نیز تکرار نموده و در یک شکل رسم نموده تا نشان داده شود که در بعضی از مقادیر دبی گاز ورودی به ایستگاه که از چندین چیدمان مختلف می توان استفاده نمود، کدام از لحاظ مقدار سوخت مصرفی ایستگاه بهینه می باشد. برای هر کدام از این شکل ها نمودار چگونگی سرعت عملکرد کمپرسورهای گریز از مرکز نیز آورده شده است.



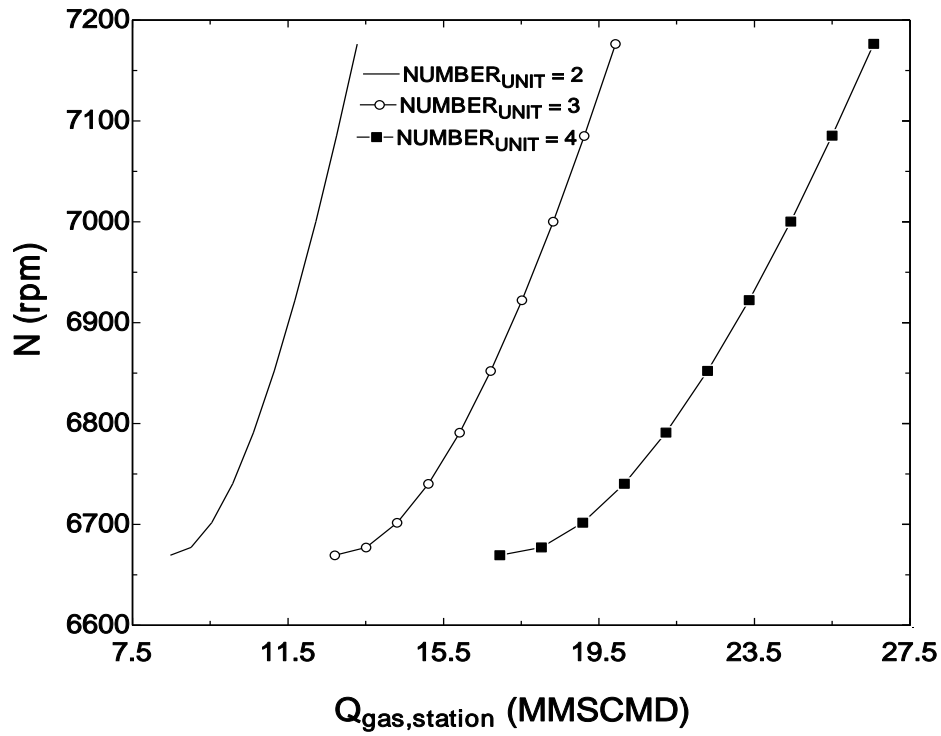
شکل ۵-۲۴: مقدار کمینه اگزرژی نابود شده در واحد تراکم ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی به ایستگاه برای تعداد واحدهای مختلف روشن برای شرایط جدول ۵-۱۲



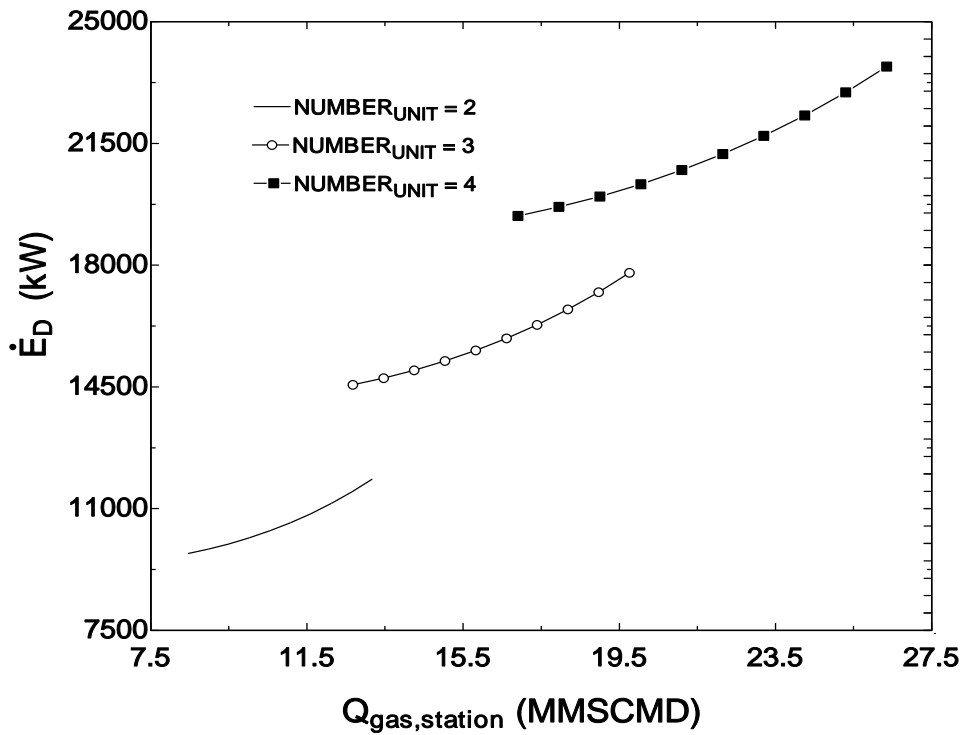
شکل ۲۵-۵: سرعت عملکرد کمپرسور گریز از مرکز مربوط به شکل ۲۴-۵



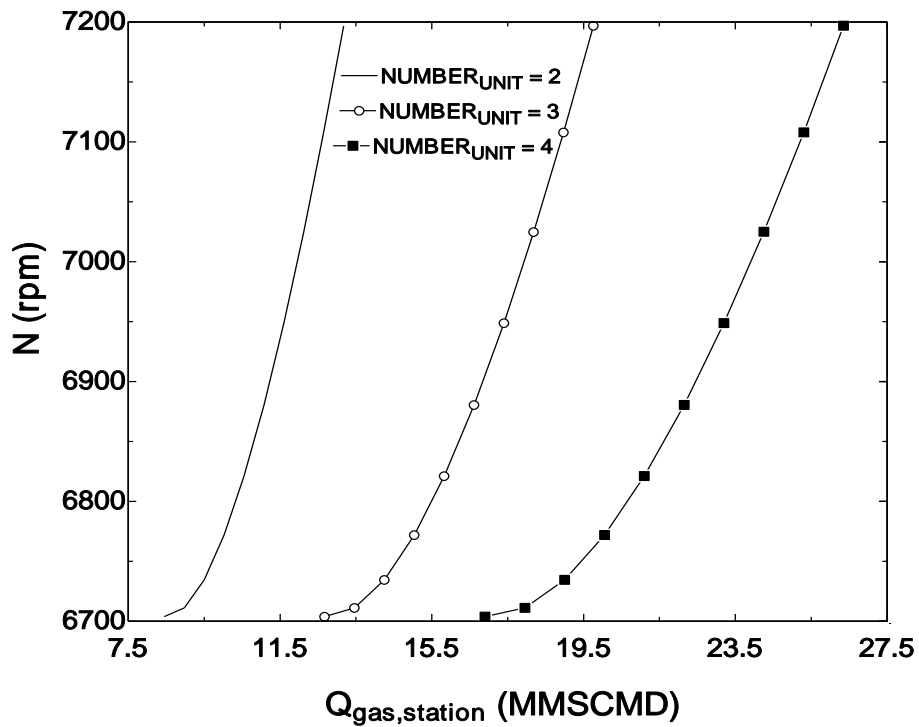
شکل ۲۶-۵: مقدار کمینه آگزرژی نابود شده در واحد تراکم ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی به ایستگاه برای تعداد واحدهای مختلف روشن برای شرایط جدول ۱۳-۵



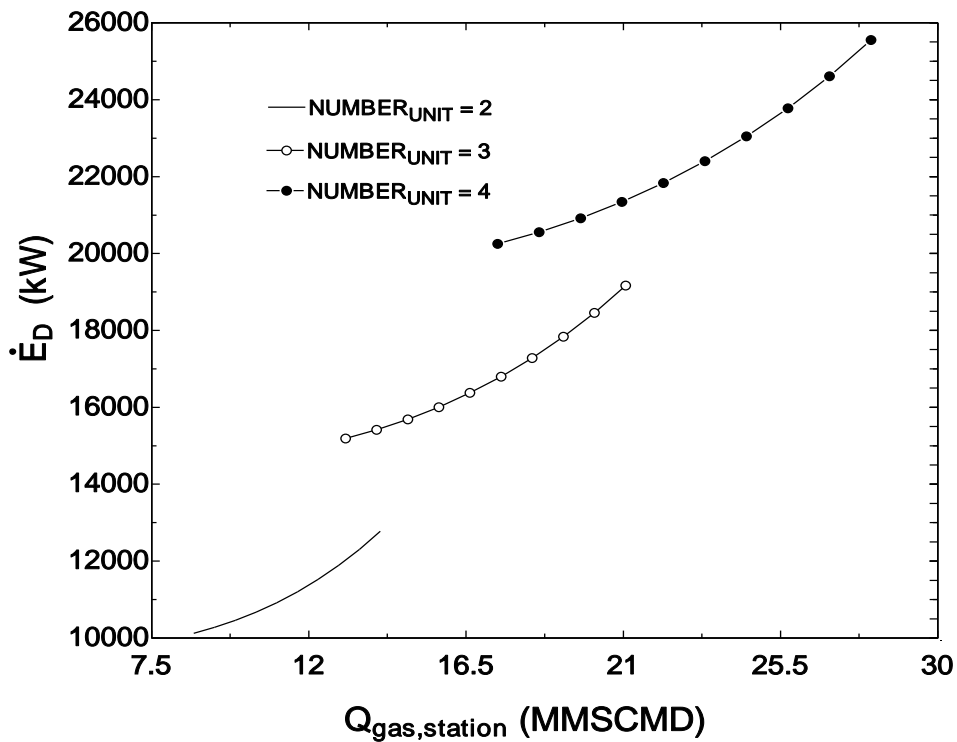
شکل ۵-۲۷: سرعت عملکرد کمپرسور گریز از مرکز مربوط به شکل ۵-۲۶



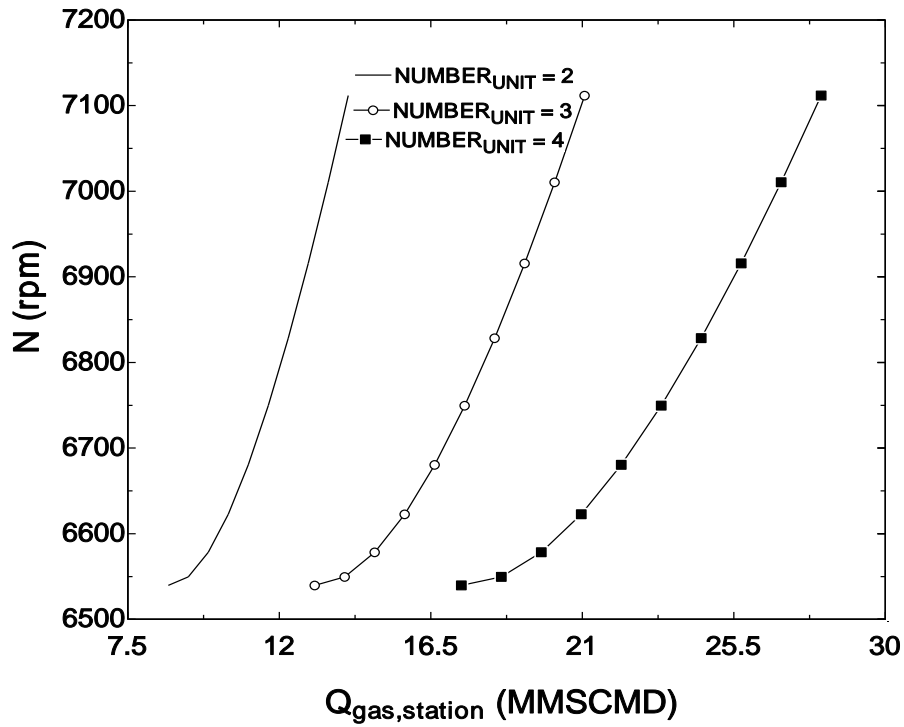
شکل ۵-۲۸: مقدار کمینه انرژی ناپوشیده در واحد تراکم ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی به ایستگاه برای تعداد واحدهای مختلف روشن برای شرایط جدول ۵-۱۴



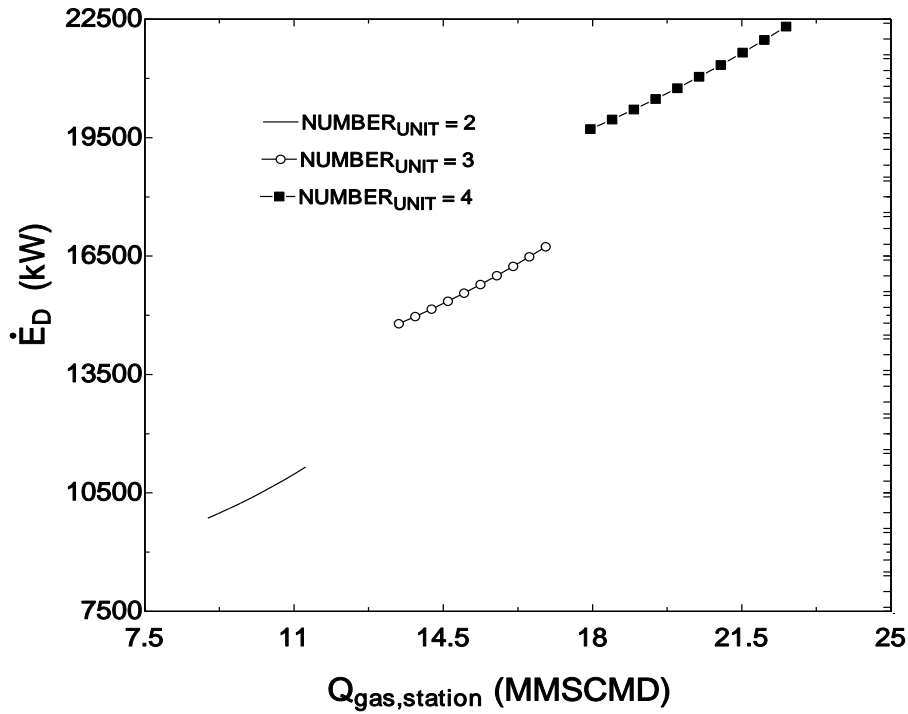
شکل ۲۹-۵: سرعت عملکرد کمپرسور گریز از مرکز مربوط به شکل ۲۸-۵



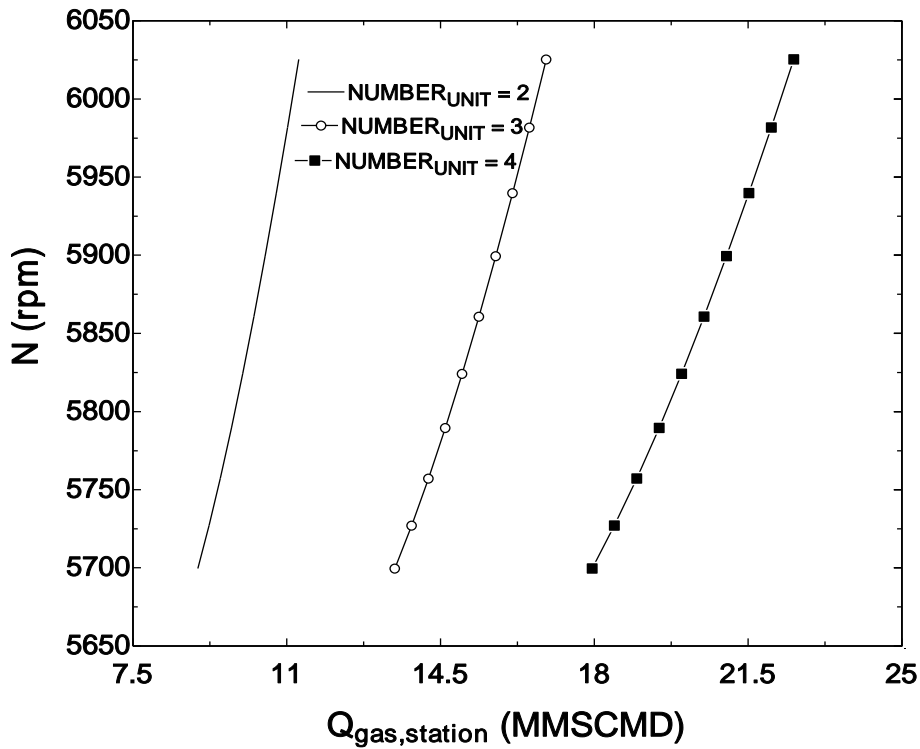
شکل ۳۰-۵: مقدار کمینه انرژی ناپوشیده در واحد تراکم ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی به ایستگاه برای تعداد واحدهای مختلف روشن برای شرایط جدول ۱۵-۵



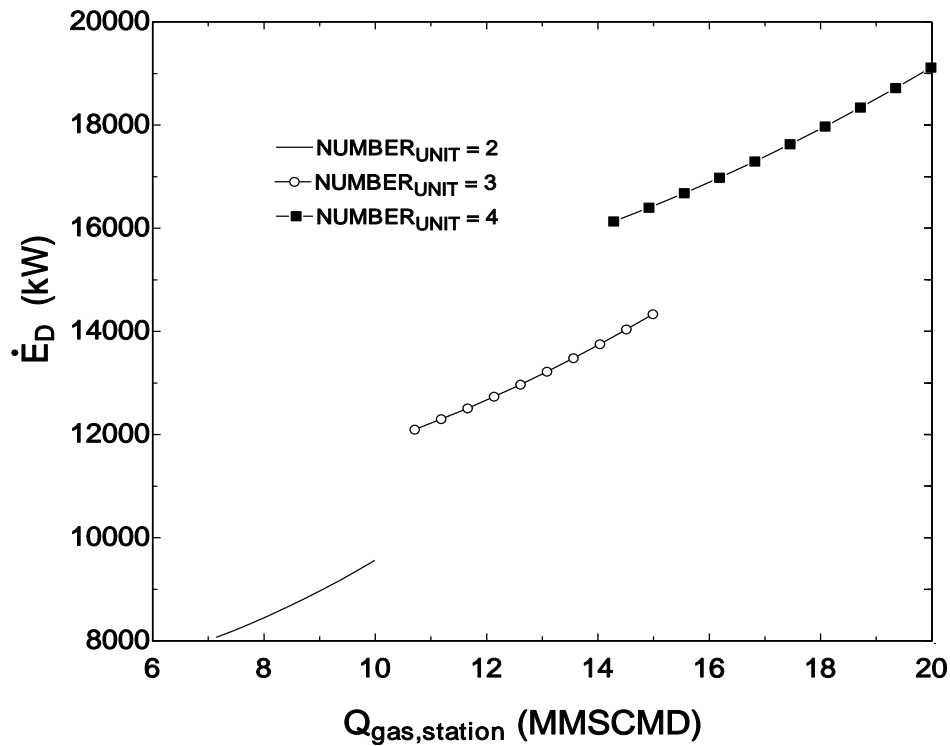
شکل ۵-۳۱: سرعت عملکرد کمپرسور گریز از مرکز مربوط به شکل ۵-۳۰



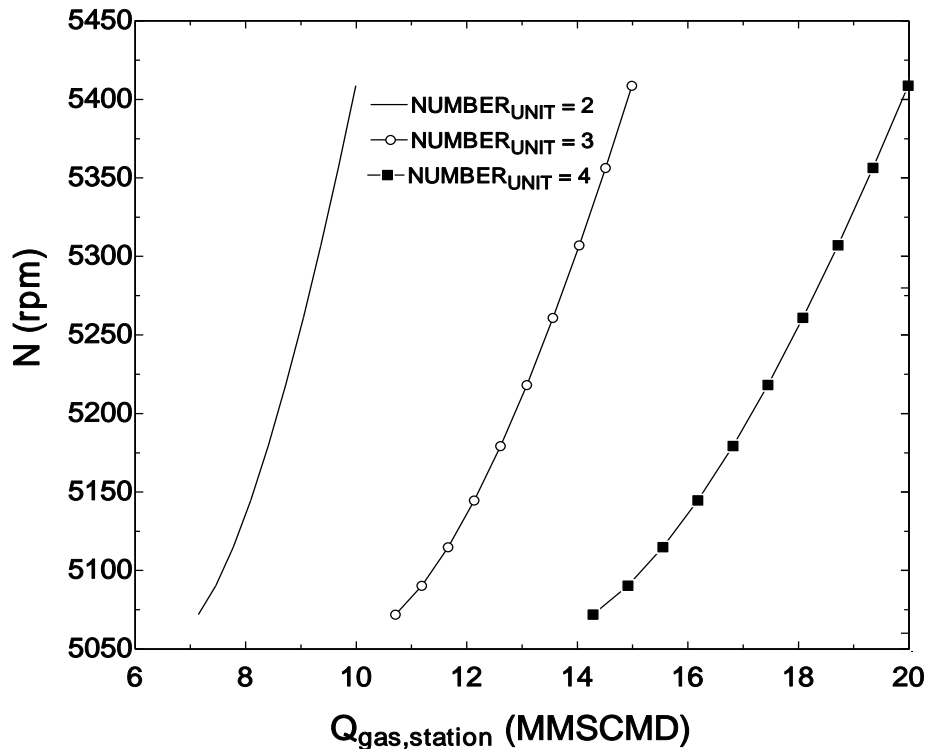
شکل ۵-۳۲: مقدار کمینه آگزرژی نابود شده در واحد تراکم ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی به ایستگاه برای تعداد واحدهای مختلف روشن برای شرایط جدول ۵-۱۶



شکل ۳۳-۵: سرعت عملکرد کمپرسور گریز از مرکز مربوط به شکل ۳۲-۵



شکل ۳۴-۵: مقدار کمینه انرژی اگزوزی نابود شده در واحد تراکم ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی به ایستگاه برای تعداد واحدهای مختلف روشن برای شرایط جدول ۱۷-۵



شکل ۵-۳۵: سرعت عملکرد کمپرسور گریز از مرکز مربوط به شکل ۵-۳۴

با توجه به شکل های ۵-۲۴، ۵-۲۶، ۵-۲۸ و ۵-۳۰ درمی یابیم که در صورتی که بتوان در یک دبی حجمی جریان عبوری از ایستگاه در حالی که شرایط دما و فشار یکسان باشد از چند چیدمان مختلف استفاده نمود، چیدمانی که دارای تعداد واحدهای در حال کار کمتری است، مقدار انرژی ناپوشیده در آن کمتر است. ولی باید به این موضوع توجه داشت که در بعضی از مقادیر جریان ورودی به ایستگاه نمی توان از چندین چیدمان مختلف استفاده نمود. در واقع این شکل ها نشان می دهند که در بعضی از مقادیر جریان حجمی ورودی به ایستگاه، با توجه به محدودیت هایی که کمپرسورهای گریز از مرکز از لحاظ شرایط عملکرد دارند، باید از چیدمان خاصی استفاده نمود، بعنوان مثال در شکل ۵-۲۴ زمانیکه جریان حجمی ورودی به ایستگاه کمتر از $11/5$ MMSCMD می باشد، تنها از دو کمپرسور روشن و زمانیکه جریان حجمی ورودی به ایستگاه بیشتر از $22/5$ MMSCMD باشد از ۴ کمپرسور روشن باید استفاده نمود. ولی در مقادیری که بتوان از چند چیدمان استفاده نمود، چیدمانی که دارای تعداد کمپرسورهای روشن کمتری می

باشد مقدار آگزرژی نابود شده در آن کمتر است، بعنوان نمونه زمانیکه جریان حجمی ورودی به ایستگاه برابر ۱۹ MMSCMD باشد تعداد ۳ واحد در حال کار از زمانیکه تعداد واحد در حال کار ۴ کمپرسور باشد دارای مقدار آگزرژی نابود شده کمتری است. همچنین با توجه به نمودارهای ۵-۹، ۵-۱۱، ۵-۱۳ و ۵-۱۵ که نمودارهای سرعت عملکرد کمپرسورهای مربوط به شکل های ۵-۲۵، ۵-۲۷، ۵-۲۹ و ۵-۳۱ است دیده می‌گردد که در قسمت هایی که برای مقادیر جریان حجمی ورودی به ایستگاه بتوان از چند چیدمان مختلف استفاده نمود، چیدمانی که در آن سرعت عملکرد کمپرسور گاز بیشتر است سوخت کمتری مصرف می‌نماید. بعنوان مثال برای شکل (۵-۲۵) که در آن سرعت عملکرد کمپرسورهای گاز مربوط به شکل (۵-۲۴) ترسیم شده است زمانیکه مقدار جریان حجمی ورودی به ایستگاه ۱۹ MMSCMD است در چیدمان با ۳ کمپرسور گاز روشن سرعت عملکرد کمپرسورها در حدود ۷۲۵۰ rpm و سرعت عملکرد کمپرسور مربوط به چیدمان با ۴ کمپرسور گاز روشن در حدود ۶۸۵۰ rpm می‌باشد. اما با توجه به شکل های ۵-۳۲ و ۵-۳۴ دیده می‌شود که در بعضی از مقادیر حجمی جریان گاز عبوری از ایستگاه از هیچکدام از چیدمان ها نمی‌توان استفاده نمود که دلیل این امر محدوده عملکرد کمپرسورهای گاز ایستگاه می‌باشد. در صورتی که مقدار جریان به این محدوده ها وارد گردد باعث می‌شود تا کمپرسورها از محدوده عملکرد خود خارج شده و وارد ناحیه شوک و یا خفگی گردند. برای رفع این مشکل در صورتی که ایستگاه بخواهد در این شرایط عمل کند باید کمپرسور گازی متفاوت با کمپرسورهای موجود که محدوده عملکرد آن متفاوت با این کمپرسورها است وارد سیستم شده به طوری که جلوی خارج شدن از محدوده عملکرد کمپرسورهای گاز گرفته شود.

۵-۸-۲ نمودارهای نشان دهنده چگونگی بهترین مقدار عبور جریان گاز از

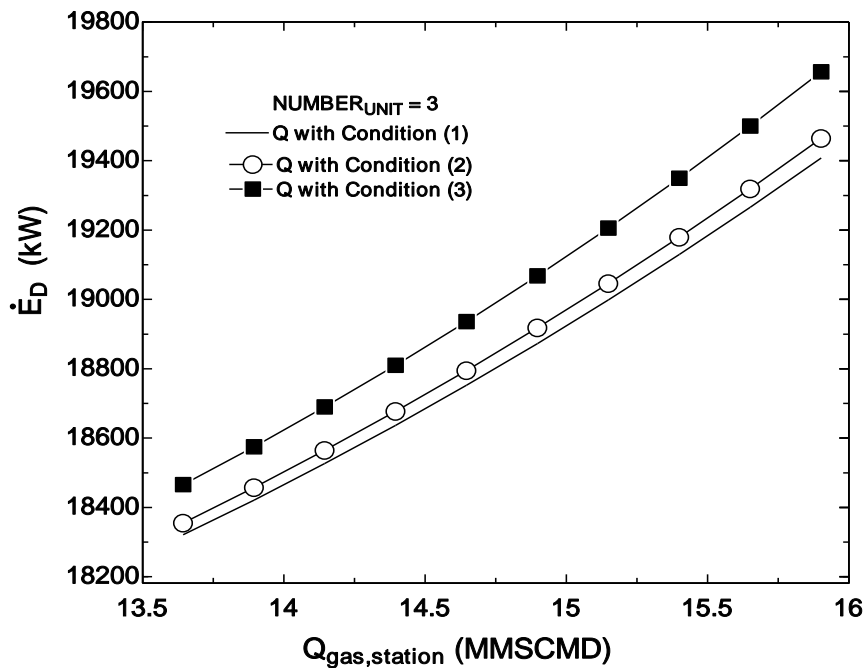
هر واحد

در این قسمت همانند بخش ۵-۷-۲ در این بخش در ابتدا برای شرایط گاز ورودی به ایستگاه که در جدول (۵-۱۸) آورده شده است به کمینه سازی مقدار آگزرژی نابود شده و نتایج حاصل از آن در جدول (۵-۲۱) ارائه شده است.

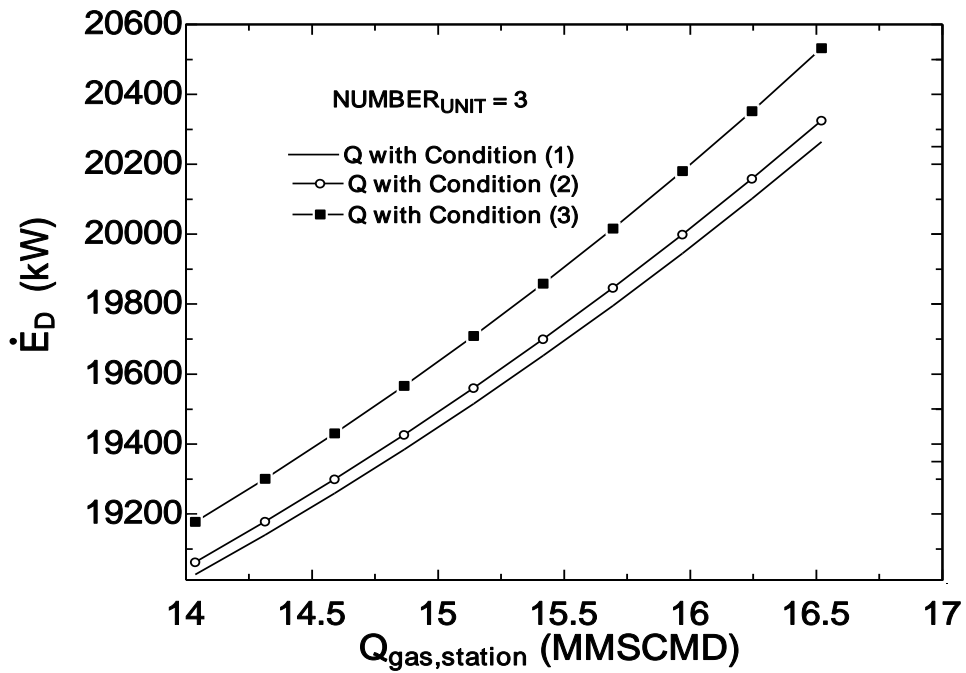
جدول ۵-۲۱: مقدار کمیینه اگزرژی نابود شده و مقادیر جریان عبوری از هر واحد شرایط جدول ۵-۱۸

	Q_1 (ft^3 / min)	Q_2 (ft^3 / min)	Q_3 (ft^3 / min)	Q_4 (ft^3 / min)	\dot{E}_d (kw)
1	2626/4	2627	0	0	11205
2	2130/2	2131	2130	0	16007
3	1980	1981/6	1979/8	1980	17420

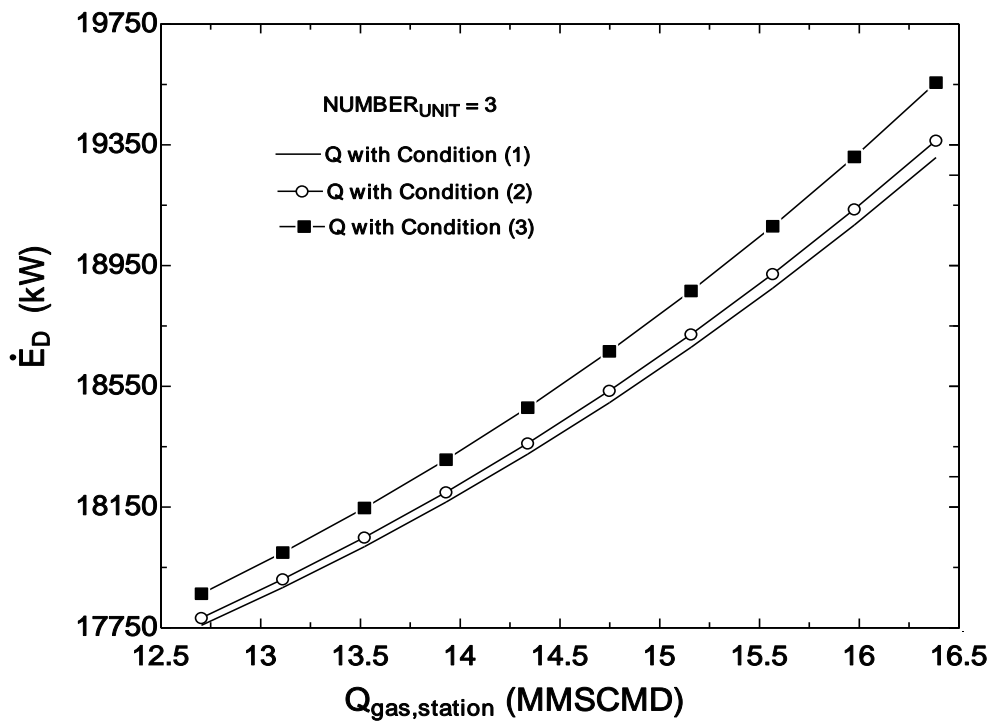
با توجه به نتایج جدول (۵-۲۱) دیده می‌شود که در شرایطی که تمام واحدها یکسان عمل می‌کنند مقدار اگزرژی نابود شده کمیینه می‌شود. برای نشان دادن واضح‌تر این موضوع در ادامه در شکل های ۵-۳۶ تا ۵-۳۹، برای ۳ واحد تراکم در حال کار در ایستگاه تقویت فشار رضوی برای شرایط ذکر شده در جداول ۵-۱۲ تا ۵-۱۵ و جدول ۵-۲۰، که در آن واحدهای در حال کار، از نظر شرایط محیط و شرایط دما و فشار گاز عبوری یکسان بوده (جداول ۵-۱۲ تا ۵-۱۵) ولی از لحاظ جریان گاز عبوری از هر واحد نسبت به جریان گاز عبوری از ایستگاه متفاوت می‌باشند (جدول ۵-۲۰)، مقدار اگزرژی نابود شده رسم شده است.



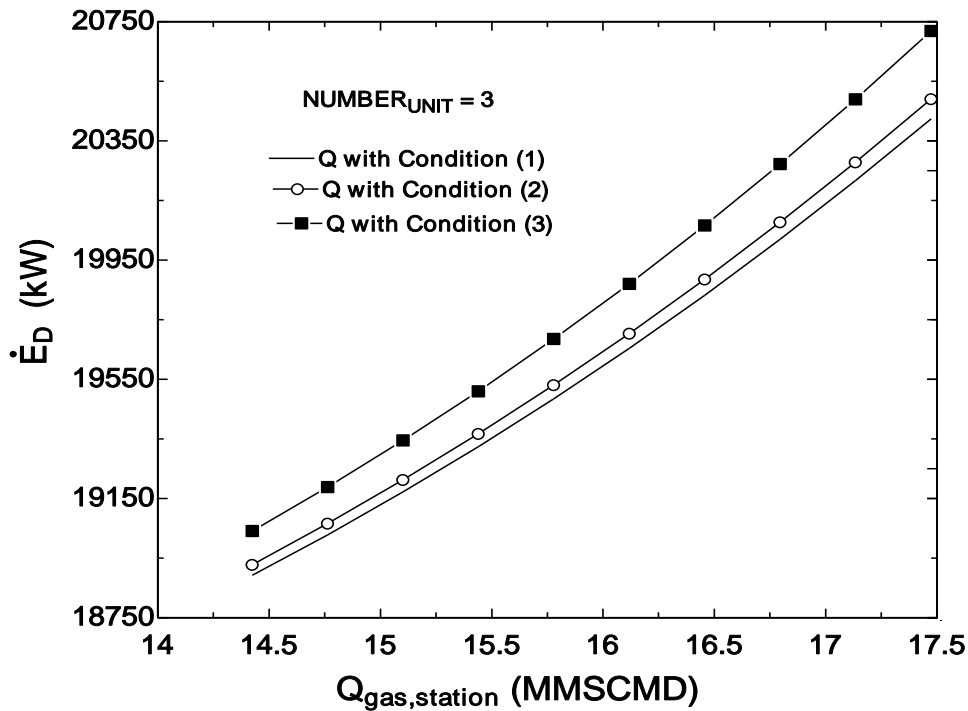
شکل ۵-۳۶: اگزرژی نابود شده ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی متفاوت به واحدها بر اساس شرایط جداول (۵-۱۲ و ۵-۲۰)



شکل ۵-۳۷: آگرزژی نابود شده ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی متفاوت به واحدها بر اساس شرایط جداول (۵-۱۳ و ۵-۲۰)

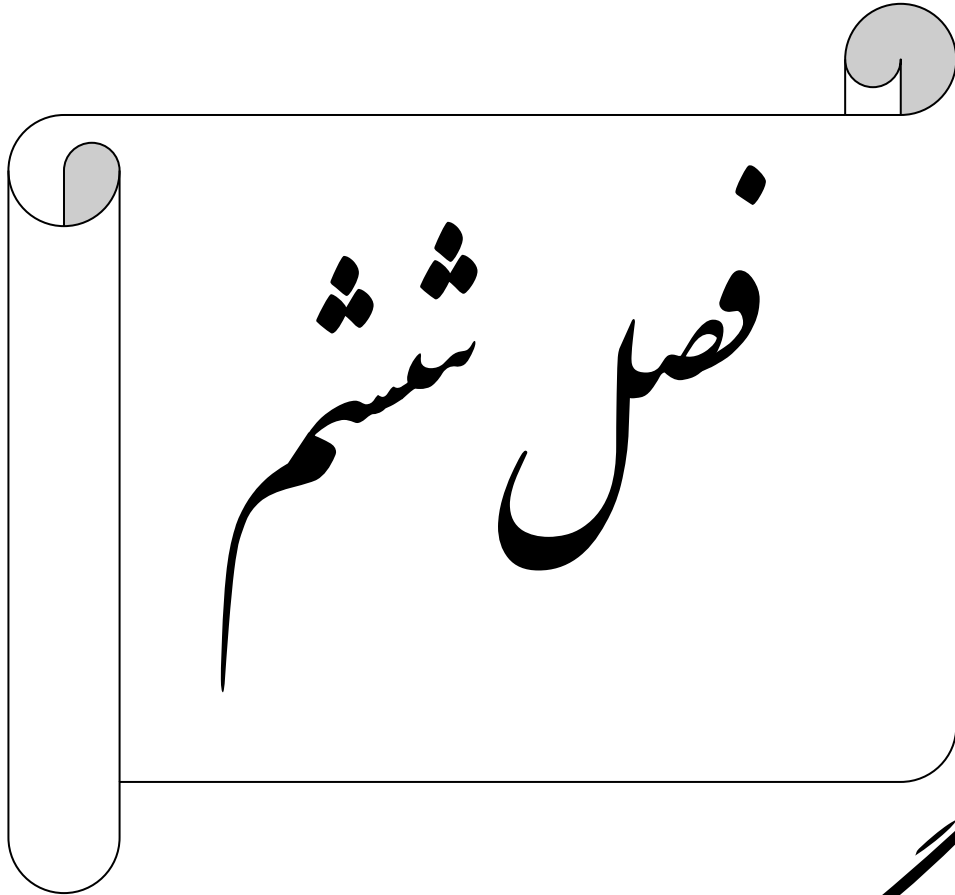


شکل ۵-۳۸: آگرزژی نابود شده ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی متفاوت به واحدها بر اساس شرایط جداول (۵-۱۴ و ۵-۲۰)



شکل ۵-۳۹: آگرزژی نابود شده ایستگاه بر حسب جریان حجمی ورودی متفاوت به واحدها بر اساس شرایط جداول (۵-۱۵ و ۵-۲۰)

با توجه به شکل های ۵-۳۶ تا ۵-۳۹ نتیجه ای که از بهینه سازی برای ایستگاه تقویت فشار رضوی مشهود بدست آمده، نشان دهنده این مطلب است که در صورتی که تمام توربوکمپرسورهای ایستگاه تقویت فشار یکسان باشند، بهترین حالت عبوری جریان گاز از هر واحد برابر واحد دیگر است و یا به عبارت دیگر بهترین حالت زمانی است که تمامی توربوکمپرسورها یکسان عمل نمایند، به عبارت دیگر با توجه به وضعیت های موجود در جدول ۵-۲۰ و نمودارهای حاصل از این شرایط در شکل های ۵-۳۶ تا ۵-۳۹ نیز می توان دریافت که هرچه توربوکمپرسورها از لحاظ شرایط عملکردی به یکدیگر نزدیک می گردند، مقدار آگرزژی نابود شده کمتر است.



نتیجه گیری و پیشنهادات

۶-۱- نتیجه گیری

با توجه به نتایج آورده شده در فصل پنجم به طور کلی می‌توان نتیجه‌گیری‌هایی به صورت زیر از شبیه‌سازی و بهینه‌سازی انجام شده برداشت نمود:

- با توجه به نمودارهای موجود در بخش‌های ۷-۵ و ۸-۵ که به ترتیب تابع هدف در آنها کمینه‌سازی مصرف سوخت و کمینه‌سازی انرژی ناپوشیده در ایستگاه است، در می‌یابیم که نتایج هر دو بهینه‌سازی یکسان بوده و نشان‌دهنده این می‌باشند که در شرایطی که تمام توربوکمپرسورهای ایستگاه یکسان عمل نمایند به نتیجه مطلوب دست پیدا خواهیم کرد.
- همچنین شکل‌های موجود در این دو بخش نشان‌دهنده این موضوع است که در صورتی که در یک دبی عبوری از ایستگاه تقویت فشار رضوی مشهود بتوان از چند چیدمان استفاده نمود، چیدمانی که تعداد واحدهای کمتری در حال کار دارد به نتایج بهتری منجر می‌گردد.
- با دقت به بخش ۶-۵ که در آن تاثیرگذاری پارامترهای مختلف بر مقدار سوخت مصرفی ایستگاه آورده شده است، می‌توان دریافت که با تغییراتی بر روی دما و فشار گاز ورودی به ایستگاه (با توجه به محدودیت‌های موجود) می‌توان مقدار سوخت مصرفی ایستگاه را کاهش داد. البته به نظر می‌رسد تغییرات بر روی دمای گاز ورودی به ایستگاه امکان‌پذیرتر است.
- همچنین نتیجه دیگری که از نمودارهای موجود در بخش‌های ۷-۵ و ۸-۵ می‌توان گرفت این می‌باشد که در بعضی از مقادیر حجمی جریان گاز عبوری از ایستگاه از هیچکدام از چیدمان‌ها نمی‌توان استفاده نمود که دلیل این امر محدوده عملکرد کمپرسورهای گاز ایستگاه می‌باشد و در صورتی که مقدار جریان به این محدوده‌ها وارد گردد باعث می‌شود تا کمپرسورها از محدوده عملکرد خود خارج شده و وارد ناحیه شوک و یا خفگی گردند. برای رفع این مشکل در صورتی که ایستگاه بخواهد در این شرایط عمل کند باید کمپرسور گازی

متفاوت با کمپرسورهای موجود که محدوده عملکرد آن متفاوت با این کمپرسورها است وارد سیستم شده به طوری که جلوی خارج شدن از محدوده عملکرد کمپرسورهای گاز گرفته شود.

- در بعضی از شرایط کاری ایستگاه، کمپرسورها در حالی که در محدوده شوک قرار دارند کار می‌کنند که این باعث مصرف زیاد سوخت می‌گردد. با تغییراتی بر روی فشار گاز خروجی از ایستگاه می‌توان کمپرسورها را از حالت شوک خارج نموده و باعث کاهش سوخت مصرفی ایستگاه گردید. و یا اینکه کمپرسورهای متفاوتی از لحاظ محدودیت با کمپرسورهای موجود وارد خط نمود.

- با توجه به نتایج شبیه سازی توربین گازی در بخش ۴-۵ که بر اساس اندازه گیری های واقعی و روش ارائه شده در فصل سوم (بخش ۳-۴-۶) صورت گرفته است، در صورتی که شرکت سازنده توربین گازی اطلاعات عملکرد توربین گازی را برای شرایط کاری آن به طور کامل تری ارائه کند، خطای بوجود آمده از شبیه سازی توربین گازی نیز کاهش یافته و باعث نزدیک شدن هرچه بیشتر نتایج شبیه سازی به مقادیر واقعی می‌گردد.

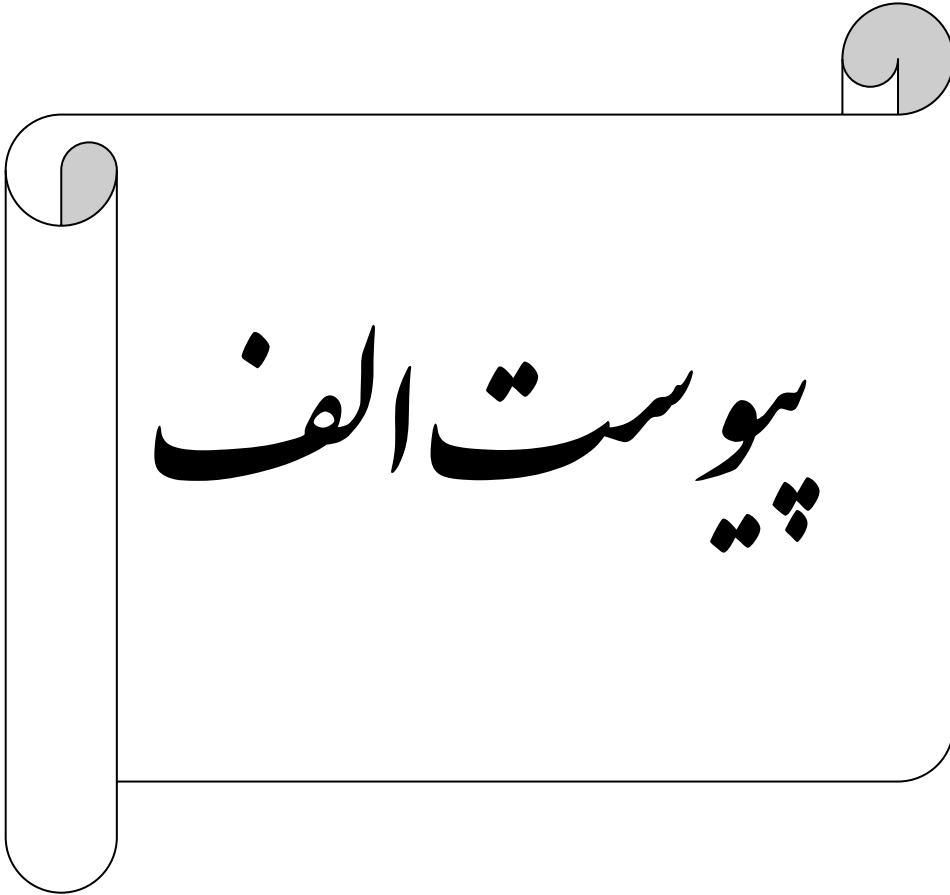
۲-۶ پیشنهادات

- شبیه سازی کل خط لوله انتقال گاز از مبدأ تا مقصد (که ترکیبی از خط لوله و ایستگاه های تقویت فشار در مسیر است) به منظور کاهش مصرف سوخت کلی خط، به این علت که عملکرد هر ایستگاه تقویت فشار در مسیر بر عملکرد ایستگاه تقویت فشار دیگر تاثیرگذار است.

- شبیه سازی کل خط لوله انتقال از مبدأ تا مقصد از این جنبه که در ماه های تابستان به علت اینکه لازم نیست تمام ایستگاه های تقویت فشار در مسیر در حال کار باشند و با

بررسی کل خط لوله به همراه ایستگاه‌های موجود در مسیر می‌توان بهترین ایستگاه را با توجه به محدودیت‌های عملکرد و شرایط مورد نظر برای گاز عبوری از خط لوله برای کاهش سوخت مصرفی پیدا نمود.

- انجام شبیه‌سازی حالت گذرا به جای شبیه‌سازی حالت پایدار به دلیل اینکه حالت گذرا حالت واقعی عملکرد می‌باشد، هرچند که شبیه‌سازی حالت پایدار نیز قابل قبول می‌باشد.
- در نظر گرفتن توابع هدف دیگر همچون کمینه‌سازی انتشار گازهای آلوده که با توجه به آلودگی هوای اکثر مناطق دنیا به امر مهمی تبدیل شده است.



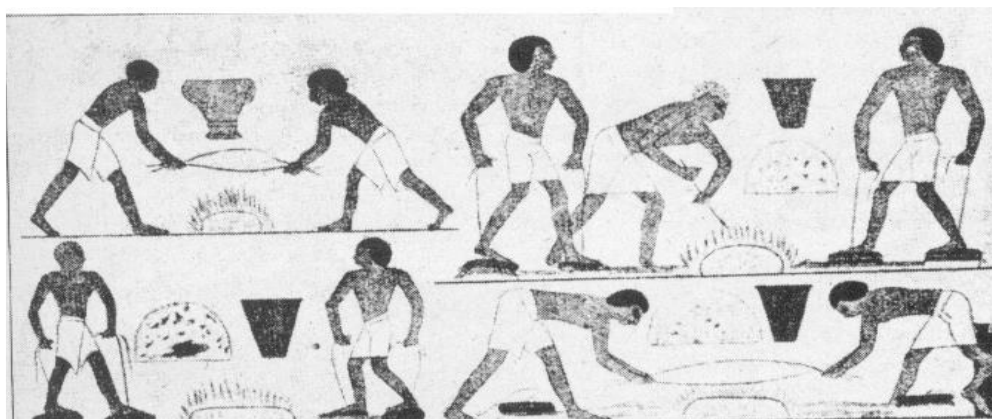
کمبر سورما

الف-۱- تاریخچه کمپرسورها [۶۹] و [۷۰] و [۷۱]

اولین مورد استفاده از هوای فشرده مربوط به زمانی است که انسان نخستین با دمیدن به کنده های نیم سوزی که بر اثر صاعقه بوجود آمده بود، آتش را روشن نگه داشت.

هوای مورد نیاز برای دمیدن برای این کار توسط شش های انسان که قادر است ۱۰۰ لیتر در دقیقه (شش متر مکعب در ساعت) با فشاری معادل ۰/۰۸-۰/۰۲ بار تامین کند ایجاد می شود. سپس پس از اینکه بشر فلزاتی از قبیل طلا، مس، قلع و سرب را که در طبیعت بطور خالص وجود دارند را کشف نمود و برای ایجاد مواد دیگر نیاز به عملیات ذوب و اکسیداسیون پیدا کرد برای ایجاد حرارت مورد نیاز باید به تولید هوای فشرده می پرداخت و برای رفع این مشکل نیازمند ساختن وسیله ای شد که این نیاز را برطرف نماید.

اولین کمپرسور مکانیکی که ساخته شد به آن دمی می گفتند و توسط چرخ دوار آبی رانده می شد و تا سال های زیادی مورد استفاده قرار می گرفت. (شکل الف-۱)



شکل الف- ۱: نمونه ای از دمی آهنگری در مصر باستان

سرانجام در سال ۱۷۶۲ میلادی جان اسمیتون^۱ سیلندر هوایی را اختراع کرد که با وجود ابتدایی بودنش دارای ارزشمندی بالایی بود و باعث راحتی بیشتری برای تولید هوای فشرده مورد نیاز گردید.

در سال ۱۷۷۶ جان ویلکینسون^۲ اولین دستگاه هوای فشرده دقیق را در کارگاهش برای ساختن توپ اختراع نمود که به علت اینکه تحمل دمای زیاد را نداشت تنها قادر بود هوای فشرده‌ای با فشار یک بار تولید نماید.

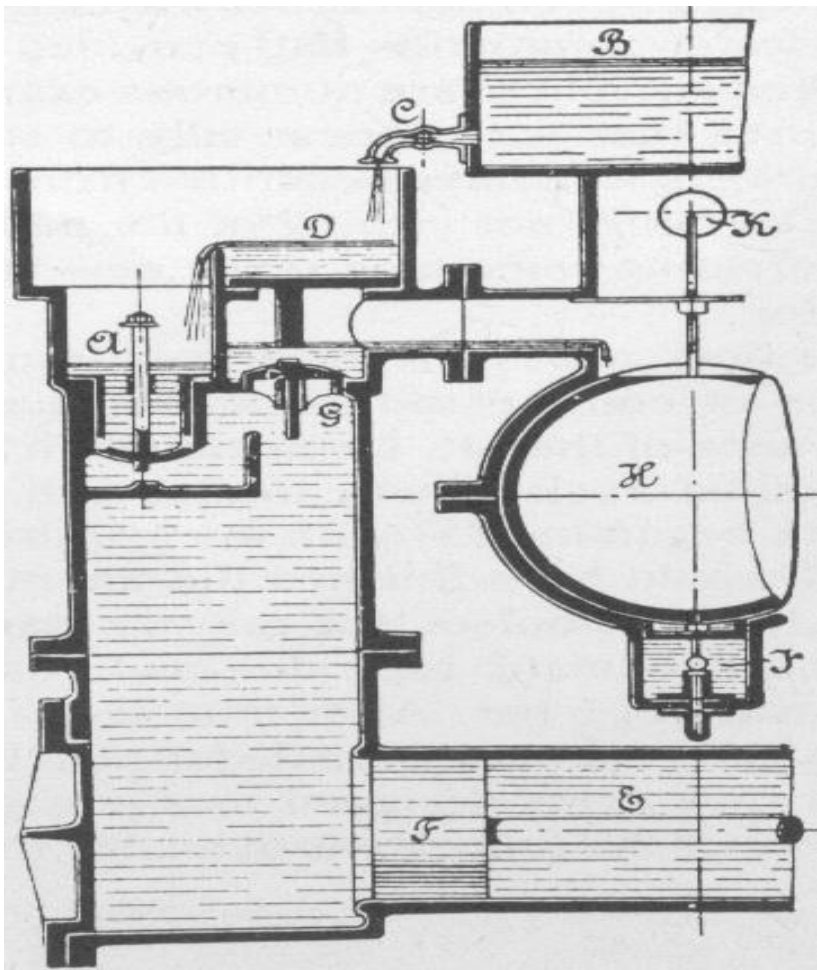
اولین پیشرفت قابل توجه در ایجاد هوای فشرده زمانی صورت گرفت که برای تسریع در ساختن تونلی در سوئیس از چکش‌های بادی که با هوای فشرده‌ای در حدود ۶ اتمسفر کار می‌کردند استفاده شد. کمپرسورهایی که برای این امر مورد استفاده قرار گرفت توسط جرمن سومیلر^۳ ساخته شد که البته معایبی در زمینه حرارتی و تحمل دما داشت.

اخبار حاصل از ساخت این کمپرسورها توجه اکثر مهندسين و دانشمندان در سراسر جهان را به خود معطوف نمود و باعث گردید در سراسر دنیا تلاش‌هایی برای ساختن هرچه بهتر صورت پذیرد.

^۱ John smeaton

^۲ John Wilkinson

^۳ Germain Sommeiller



شکل الف-۲ : نمونه ای از اولین کمپرسور صنعتی

با گسترش چشمگیری که در نیمه دوم قرن نوزدهم در صنعت دنیا به وقوع پیوست، تولید انبوه محصولات و ضرورت دستیابی به دبی و فشار بالاتر و محدودیت هایی که کمپرسورهای تناوبی در دبی زیاد دارند (هرچند که همچنان از نظر قابلیت دستیابی به فشار بالا و راندمان، هنوز هم مناسبترین کمپرسورها می باشند) باعث شد تا صنعتگران مجبور شوند در فکر طراحی و ساخت انواع جدیدتری از کمپرسورها باشند.

بهمین منظور از اواخر دهه ۶۰ قرن نوزدهم نسل جدیدی از کمپرسورها که از لحاظ ماهیت رفتار ظاهری به کمپرسورهای دورانی^۱ نزدیک بودند ساخته شدند. این کمپرسورها در حین دارا بودن بسیاری از ویژگی‌های مطلوب کمپرسورهای تناوبی، قادر به تراکم و جابجا کردن حجم وسیع‌تری از گاز بودند.

هرچند که کمپرسورهای دورانی در مقایسه با کمپرسورهای تناوبی از قابلیت بالاتری در امر متراکم کردن گازها با دبی بیشتر برخوردار بودند ولی با این وجود قادر به تأمین تمامی نیازهای صنایع که به سرعت در حال گسترش بودند را نداشتند.

برای رفع مشکل ظرفیت کمپرسورها در سال ۱۸۹۹ یک مهندس فرانسوی^۲ کمپرسور گریز از مرکزی با ظرفیت ۲۰۰۰ مترمکعب در ساعت و با نسبت تراکم ۱: ۱/۶ ساخت و سپس در سال ۱۹۰۳ کمپرسور گریز از مرکز ۵ مرحله‌ای با نسبت تراکم ۱: ۵ طراحی و به کار گرفته شد. پیشرفت تولید کمپرسورهای گریز از مرکز برای دستیابی به ظرفیت و فشار بالاتر دائماً در حال حرکت به سمت جلو است به نحوی که امروزه این کمپرسورها در ظرفیتی بیش از ۱۲۵۰۰۰۰ مترمکعب در ساعت ساخته می‌شوند. برای دسترسی به فشار مورد نیاز در این نوع از کمپرسورها تعداد طبقات آن را افزایش می‌دهند، این کمپرسورها ذاتاً از نوع خشک بوده و به علت قابلیت اعتماد بالا دوره‌های بهره‌برداری بدون توقف آنها به بالای سه سال می‌رسد.

در بعضی از کمپرسورها به خاطر محدودیت‌های ذاتی (نظیر کمپرسورهای گریز از مرکز) و در بسیاری از موارد به لحاظ محدودیت‌های دمایی (افزایش غیر مجاز درجه حرارت در اثر تراکم و حساسیت قطعات مکانیکی به لحاظ رعایت لقی‌ها و آثار نامطلوب درجه حرارت بر روی ماده روان‌کننده) عملاً دستیابی به فشار مورد نظر در کمپرسورهای یک مرحله‌ای میسر نبوده و بعد از تراکم

^۱ Rotary

^۲ Rateau

گاز در مرحله اول لازم است که قبل از تراکم دوباره گاز، آن را از کمپرسور خارج کرده و بعد از خنک کردن جهت دستیابی به فشار مورد نظر به مراحل بعدی فرستاده شود. کمپرسورهایی که در آن فرایند تراکم در چندمرحله صورت می‌گیرد را اصطلاحاً کمپرسورهای چندمرحله ای^۱ می‌نامند.

البته گاهی اوقات چندمرحله ای کردن تراکم گاز در کمپرسور به خاطر بهبود راندمان کمپرسور صورت می‌گیرد. هرچند که افزایش تعداد مراحل کمپرسور موجب گران شدن قیمت اولیه و در مواردی افزایش هزینه های تعمیر و نگهداری آن می‌گردد ولی با توجه به اهمیت انرژی مصرفی و ارتباط آن با راندمان کمپرسور و تأثیر چشمگیر آن بر هزینه های بهره برداری بسیاری از خریداران ترجیح می‌دهند که از کمپرسورهای چندمرحله ای به جای کمپرسورهای یک مرحله ای استفاده نمایند.

الف-۲- هدف از به کارگیری کمپرسورها

کمپرسورها به دلایلی که در زیر اشاره می‌شود در صنعت بکاربرده می‌شوند:

- غلبه بر از دست رفتن انرژی در هنگام انتقال گازها (خطوط انتقال گاز)
- صرفه‌جویی در حجم مخازن در زمان نگهداری گازها (ذخیره سازی گازها)
- تغذیه گازها به منابع زیرزمینی جهت افزایش بازیابی منابع نفتی
- افزایش فشار گاز جهت میعان (سیستم تبرید)
- تامین نیروی محرکه لازم برای انجام کار مکانیکی (پنوماتیک، ابزار دقیق)
- افزایش فشار گاز جهت انجام واکنش شیمیایی و تولید فراورده های پتروشیمی (تولید آمونیاک)

^۱ Multistage

کمپرسورها را می‌توان از دیدگاه‌های مختلفی از جمله دیدگاه‌های رفتاری، فشار، دبی، روغن کاری شدن یا خشک بودن تقسیم بندی کرد.

الف-۳- دسته بندی کمپرسورها بر اساس دیدگاه فشار و ظرفیت

- پمپ خلاء

پمپ‌های خلاء نوعی کمپرسور بوده که فشار قسمت مکش آن کمتر از فشار جو و فشار دهش آن اندکی بیشتر از فشار جو می‌باشد. پمپ‌های خلاء در طرح‌های مختلفی ساخته شده که در جدول (الف-۱) آورده شده است.

جدول الف-۱: انواع پمپ خلاء

نوع پمپ	حداکثر خلاء قابل دسترسی (mmHg)
گریز از مرکز	۶
تناوبی	۰/۳
اژکتورهای بخاری	۰/۰۵
دورانی	۰/۰۰۰۰۵

قابل ذکر است که در بین طرح‌های جدول (الف-۱)، نوع دورانی از مصونیت بیشتری برخوردار است.

- هواکش‌ها^۱

^۱ Fans

این نوع کمپرسورها عموماً برای دبی زیاد و فشار کم (تا ۰/۱ بار) ساخته شده و عموماً از نوع گریز از مرکز می‌باشد.

- دمنده ها^۱

دمنده ها نوع خاصی از کمپرسورها بوده که فشار نسبتاً کم و دبی نسبتاً زیاد دارند. حداکثر فشار قابل دسترس توسط آنها (۲-۱/۵) بار می‌باشد. دمنده های با فشار کم و دبی زیاد از نوع گریز از مرکز ساخته می‌شوند. حال آنکه برای فشارهای بالا (تزدیک به ۲ بار) و دبی کمتر، نوع دورانی متداول تر می‌باشد و ساخت دمنده های نوع تناوبی (رفت و برگشتی) عملاً منتفی است.

- کمپرسورها^۲

کمپرسور که دستگاه اصلی در ایستگاه های تقویت فشار است عموماً برای فشار های بالا (بیشتر از ۲ بار) مورد استفاده قرار می‌گیرد. امروزه کمپرسورهایی ساخته می‌شوند که قادر به تراکم گازها تا فشار ۶۰۰۰ بار می‌باشند.

الف-۴- دسته بندی کمپرسورها از جنبه رفتاری

کمپرسورها بر اساس چگونگی فرایند تراکم به دو دسته کلی تقسیم می‌گردند:

- کمپرسورهای جابجایی مثبت^۳

در کمپرسورهای جابجایی مثبت برای افزایش فشار گاز همواره مقدار معینی از گاز بین دو قطعه را به تله انداخته و حجم محفظه را کاهش می‌دهند. این کمپرسورها خود به دو دسته‌ی

^۱ Blowers

^۲ compressors

^۳ Positive Displacement

تناوبی^۱ و دورانی^۲ تقسیم می‌شوند. هر یک از دسته‌های فوق از نظر شکل و ساختار مکانیکی دارای تنوع زیادی بوده ولی از لحاظ رفتاری و چگونگی عملکرد دارای ویژگی‌های نسبتاً یکسانی می‌باشند.

- کمپرسورهای گریز از مرکز^۳

کمپرسورهای گریز از مرکز که به آنها کمپرسورهای جریان پیوسته نیز می‌گویند ابتدا انرژی گاز مورد تراکم را افزایش داده و سپس بخش اعظمی از انرژی جنبشی را در یک مجرای گشاد شونده با نام حلزونی به انرژی پتانسیل (فشار) تبدیل می‌کنند.

الف-۵- دسته بندی کمپرسورها از جنبه روغن کاری

کمپرسورها را به دو دسته خشک یا فاقد روغن و روغن کاری شونده از جنبه روغن کاری تقسیم می‌کنند.

- کمپرسورهای خشک

در این کمپرسورها محفظه تراکم از قسمت انتقال قدرت کاملاً جدا بوده و لذا عملاً گاز مورد تراکم هیچ‌گونه تماسی با ماده روان‌کننده ندارد.

امروزه با وجود مشکلات و مسائل متعددی که در زمینه بهره‌برداری از کمپرسورهای خشک وجود دارد، در بسیاری از موارد شرایط بهره‌برداری و مشخصه‌های فیزیکی و شیمیایی گاز مورد تراکم سبب می‌شود که در غیاب روغن عمل تراکم گاز صورت پذیرد (تولید اکسیژن، صنایع غذایی و دارویی،

^۱ Reciprocating

^۲ Rotary

^۳ Centrifugal

تراکم بسیاری از گازهای مورد استفاده در صنایع پتروشیمی نمونه‌هایی از صنایع بوده که نسبت به حضور روغن در گاز مورد تراکم حساس می‌باشند.)

کمپرسورهای گریز از مرکز از جمله کمپرسورهایی هستند که ذاتاً فاقد روغن هستند ولی در کمپرسورهای رفت و برگشتی و دورانی با اعمال تدابیری می‌توان از حضور روغن در محفظه تراکم جلوگیری نمود.

- کمپرسورهای روانکاری شونده

این کمپرسورها خود به دو دسته تقسیم می‌گردند:

الف- کمپرسور نوع پیستونی

در این کمپرسورها اختلاط روغن با گاز مورد تراکم بطور ناخواسته و از طریق نشت روغن از کارتل به بالای پیستون‌ها و از کناره رینگ‌ها صورت می‌گیرد.

ب- کمپرسور نوع دورانی

در این نوع کمپرسورها اختلاط روغن با گاز مورد تراکم بطور عمدی صورت می‌گیرد. در این دسته از کمپرسورها روغن تحت فشار گاز خروجی از کمپرسور به محفظه تراکم فرستاده شده و ضمن اختلاط با گاز مورد تراکم عملیات روانکاری، خنک‌کاری و کاهش نشتی گاز از لقی موجود در بین قطعات را بعهده دارد. روغن مخلوط شده با گاز مورد تراکم در تله جدا کننده روغن از آن جدا شده و بعد از خنک‌کاری به محفظه تراکم برگشت داده می‌شود.

الف-۶- مزایای کمپرسور خشک نسبت به کمپرسور روانکاری شونده

مزیت کمپرسورهای خشک در این است که نسبت به کمپرسورهای روانکاری شونده دمای بالاتری را در محفظه تراکم می‌توانند تحمل کنند و به همین علت نسبت تراکم بالاتری را در هر مرحله از این کمپرسورها می‌توان بدست آورد.

الف-۷- معایب کمپرسور خشک نسبت به کمپرسور روانکاری شونده

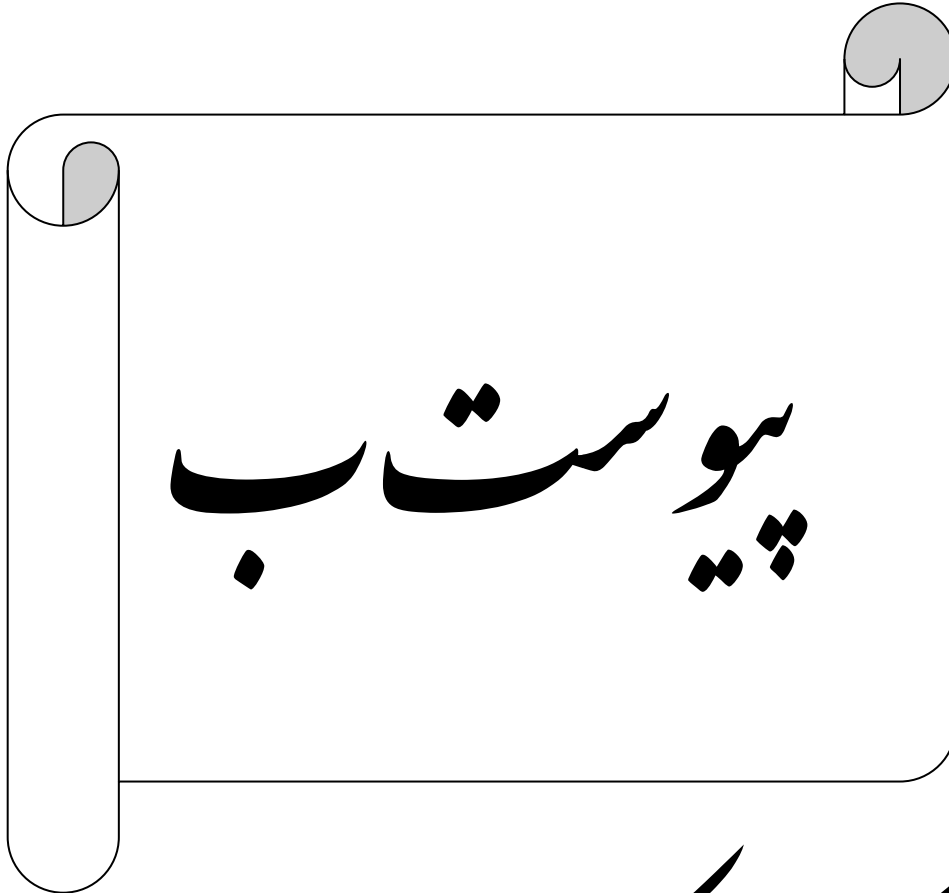
- قیمت بالاتر
 - هزینه تعمیر و نگهداری بیشتر
- علت بالابودن هزینه در موارد ۱ و ۲ این است که قطعاتی که در این کمپرسورها استفاده می‌شوند به علت اینکه در معرض سایش و اصطکاک قرار دارند از کیفیت مطلوب‌تری برخوردار می‌باشند. (موادی نظیر گرافیت و تفلن گرافیتی)
- پایین بودن راندمان
 - قابلیت اعتماد کمتر

الف-۸- چگونگی انتخاب کمپرسور

انتخاب یک کمپرسور مناسب به شرایط و نوع کار بستگی دارد که در زیر به مواردی از آن اشاره شده است:

- فشار و دبی مورد نیاز
- حساسیت به وجود روغن

- نوع گاز مورد تراکم و خواص فیزیکی و شیمیایی آن
- بهای انرژی
- قابلیت اعتماد
- هزینه های تعمیر و نگهداری و قطعات یدکی
- قیمت اولیه
- حداکثر درجه حرارت قابل تحمل قطعات



فاکتور تراکم پذیری

در این پیوست چند روش برای بدست آوردن فاکتور تراکم پذیری آورده شده است.

ب-۱- روش ردلیک کوانگ با ۲ ثابت^۱ [۷۵]

معادله ردلیش کوانگ بصورت:

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V(V+b)\sqrt{T}} \quad (\text{ب-۱})$$

که در این معادله P بر حسب اتمسفر (atm)، T بر حسب کلوین (k) و V بر حسب لیتر بر گرم-مول

(liters/g-mol) می باشد و ثابت ها بصورت :

$$a = 0.42747 \left(\frac{R^2 T_c^{5/2}}{P_c} \right)$$

$$b = 0.08664 \left(\frac{RT_c}{P_c} \right)$$

بوده و با در نظر گرفتن معادله حالت گاز واقعی بصورت

$$Z = \frac{PV}{RT} \quad (\text{ب-۲})$$

و حل معادله (ب-۲) بر حسب V و در نظر گرفتن دما و فشار کاهیده

$$V = \frac{ZRT}{P} \quad (\text{ب-۳})$$

و سپس ترکیب دو معادله (ب-۱) و (ب-۳) و بدست آوردن معادله ای بر حسب فاکتور تراکم

پذیری بصورت :

^۱ Redlick-Kwong

$$Z^3 - Z^2 - qZ - r = 0 \quad (\text{ب-۴})$$

که در آن ثابت ها بصورت زیر می باشد.

$$r = A.B$$

$$q = B^2 + B - A$$

$$A = 0.42747 \left(\frac{P_r}{T_r^{5/2}} \right)$$

$$B = 0.08664 \left(\frac{P_r}{T_r} \right)$$

ب-۲- روش درانچاک و همکارانش با ۶ ثابت^۱ [۷۲]

$$Z = 1 + \left(A_1 + \frac{A_2}{T_r} + \frac{A_3}{T_r^3} \right) \rho_r + \left(A_4 + \frac{A_5}{T_r} \right) \rho_r^2 + \frac{A_6}{T_r^3} \rho_r^3 \quad (\text{ب-۵})$$

جاییکه:

$$A_1 = 0.31506$$

$$A_2 = -1.0467$$

$$A_3 = -0.5783$$

$$A_4 = 0.5353$$

$$A_5 = -0.6123$$

$$A_6 = 0.6895$$

ب-۳- روش درانچاک، پورویس و رابینسون با ۸ ثابت^۲ [۷۲]

^۱ Dranchuck et al

^۲ Dranchuck-Purvis-Robinson

$$Z = 1 + C_1 \rho_r + C_2 \rho_r^2 + C_3 \rho_r^5 + \frac{A_7}{T_r^3} \rho_r (1 + A_8 \rho_r) e^{(-A_8 \rho_r)} \quad (\text{ب-۶})$$

$$C_1 = \left(A_1 + \frac{A_2}{T_r} + \frac{A_3}{T_r^3} \right)$$

$$C_2 = \left(A_4 + \frac{A_5}{T_r} \right)$$

$$C_3 = \left(\frac{A_5 A_6}{T_r} \right)$$

و مقادیر ثابت‌ها در معادله (ب-۶) بصورت زیر می‌باشد.

$$A_1 = 0.31506237$$

$$A_2 = -1.0467099$$

$$A_3 = -0.57832729$$

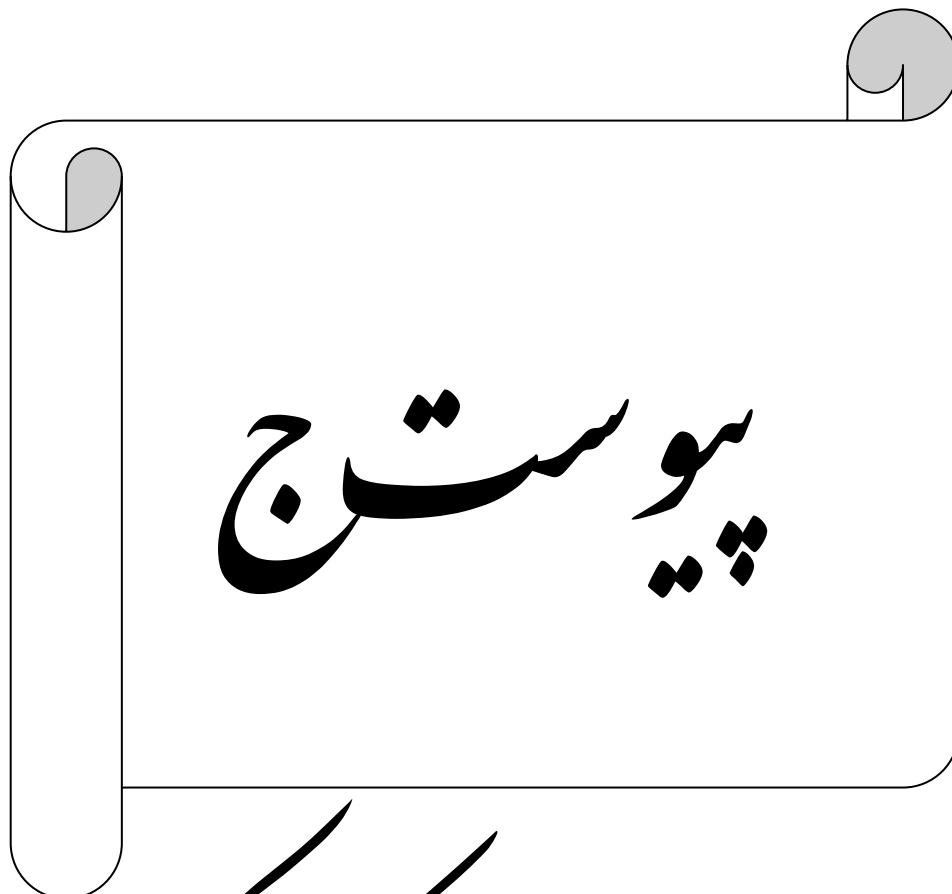
$$A_4 = 0.53530771$$

$$A_5 = -0.61232032$$

$$A_6 = -0.10488813$$

$$A_7 = 0.681457001$$

$$A_8 = 0.68446549$$

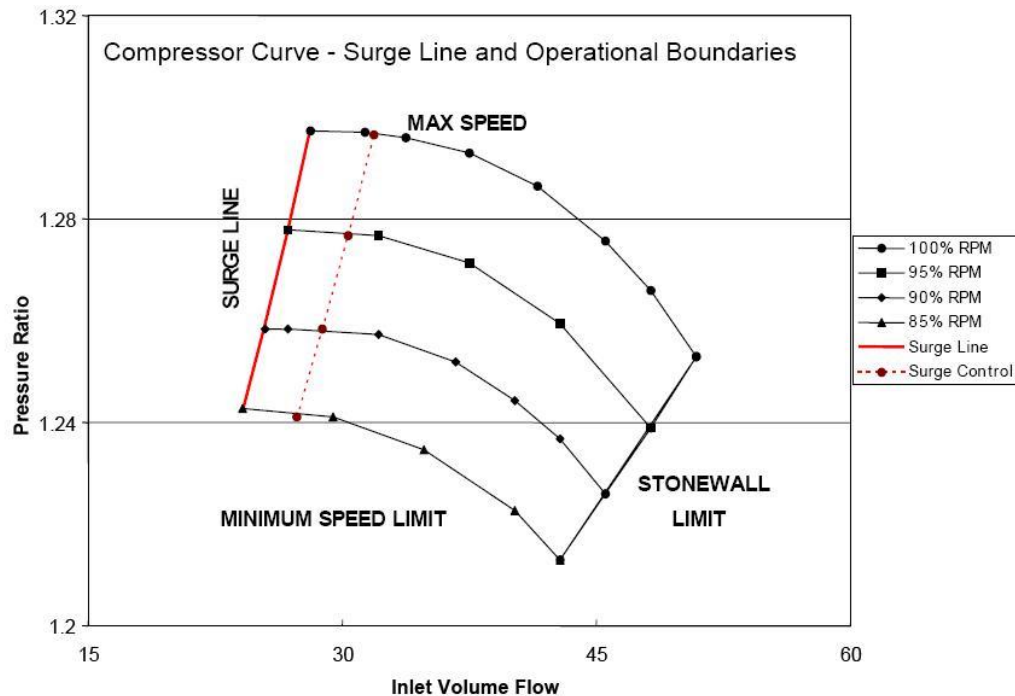


محدودیت‌های عملکرد کم‌سر سورا

همانطور که در فصل سوم اشاره شده، کمپرسور گریز از مرکز دارای محدودیت های عملکردی می باشد که در زیر توضیحاتی در رابطه آن آورده می گردد.

ج-۱- پدیده موجدارشدن^۱ [۶۹] و [۷۰] و [۷۱]

در شکل (ج-۱) منحنی مشخصه یک کمپرسور گریز از مرکز نشان داده شده است. همان طوری که از شکل فوق پیداست منحنی در سمت چپ تا مقدار $Q=0$ رسم نشده و بلکه دارای بریدگی می باشد. حداقل دبی رسم شده در این شکل دارای عنوان Surge Limit می باشد یا به عبارت دیگر اگر مقدار دبی از حد فوق کمتر باشد، سیستم با پدیده ای مواجه خواهد شد که آن را اصطلاحاً موجدارشدن می نامند. اولین علامت مشخصه این پدیده بروز یک حالت رفت و برگشت در جریان گاز در کمپرسور می باشد که با سرو صدای زیادی توأم است.



شکل ج-۱: منحنی مشخصه یک کمپرسور گریز از مرکز (نشان دهنده خط خفگی و شوک)

^۱ Surging

فشار دهش دارای نوسانات شدیدی بوده و دمای گاز افزایش می یابد. بدیهی است به لحاظ نوسان فشار، روتور دائماً تحت معرض فشار در جهت های روبه جلو و عقب بوده و همین امر موجب وارد شدن بار اضافی بر روی یاطاقان بار محوری می گردد. برحسب سرعت دورانی کمپرسور و کیفیت یاطاقان، پدیده موجدارشدن می تواند بعد از ۱۰۰-۲۰۰۰ مرتبه تکرار باعث خرابی یاطاقان بار محوری شود. کمپرسورهائی که در سرعت کم کار می کنند نسبت به پدیده موج کمتر حساس می باشند. به عنوان مثال کمپرسورهائی که در سرعت دورانی کمتر از ۳۰۰۰ دور در دقیقه کار می کنند در مقابل این پدیده کاملاً ایمن بوده و این در حالی است که کمپرسورهای با سرعت دورانی ۱۰۰۰۰ دور در دقیقه شدیداً نسبت به این پدیده حساس بوده و در صورت مساعد بودن شرایط در معرض پدیده موج قرار می گیرند. قبل از ورود به بحث بررسی پدیده موج ذکر این نکته ضروری است که کمپرسورهای گریز از مرکز ماشینی هستند که قادرند هد پولی تروپیک ثابتی را که تابعی از مشخصه های مکانیکی کمپرسور، دبی گاز و سرعت آن باشند ایجاد نمایند و این مقدار مستقل از خواص فیزیکی گاز مورد تراکم است. از نظر مهندسی فرآیند آنچه که مهم به نظر می رسد، دانستن این امر است که کمپرسور می تواند به ازای فشار مکش معین، فشار دهش مشخصی را در قسمت خروجی کمپرسور ایجاد کند.

در اغلب واحدها به ویژه در فرآیندها، ثابت نگهداشتن فشار دهش اهمیت اساسی دارد. حال اگر یک تغییر ناگهانی در جرم مولکولی گاز ورودی به کمپرسور به وجود آید، کمپرسور ناچار است جهت حفظ فشار دهش، هد پولی تروپیک را در شرایط جدید افزایش دهد. در شرایط سرعت ثابت، افزایش هد تنها از طریق کاهش دبی امکان پذیر است و این به عبارت دیگر یعنی حرکت نقطه کار منحنی به سمت چپ و نزدیک شدن به نقطه موج.

موج پدیده ای است که فقط در کمپرسورهای آئرو دینامیک در اثر تغییر شرایط کار به وقوع می پیوندد و نتیجه آن برگشت جریان گاز می باشد و به همین خاطر لازم است که شرایط بهره برداری از کمپرسور به نحوی باشد که حتی الامکان این پدیده در کمپرسور به وقوع نپیوندد، چرا که موجب بروز

مشکلات و خرابی‌های متعددی در کمپرسور می‌گردد. این پدیده هرگز در کمپرسورهای جابجائی مثبت (تناوبی و یا دورانی) بوقوع نمی‌پیوندد. همان طوری که قبلاً ذکر شد در کمپرسورهای گریز از مرکز به گاز وارد شده به درون کمپرسور نخست توسط پروانه نیرو وارد شده، انرژی جنبشی گاز با اعمال نیروی گریز از مرکز افزایش داده شده و با عبور گاز از پوسته کمپرسور که شکل حلزونی دارد، انرژی جنبشی به انرژی پتانسیل (فشار) تبدیل می‌شود و نهایتاً گاز از مجرای دهش از کمپرسور خارج می‌گردد.

در شرایط ایده آل، فشار گاز حاصل از تبدیل انرژی جنبشی مساوی فشار دهش می‌باشد. حال اگر بتوان فشار بیشتر از فشار خط دهش تولید نمود، انرژی اضافی که مازاد بر نیاز به گاز داده شده است به هدر خواهد رفت. در حالت دیگر اگر حداکثر فشار قابل دستیابی توسط کمپرسور کمتر از فشار دهش باشد، در این صورت جریان گاز در کمپرسور برعکس شده و گاز متراکم شده در قسمت دهش به درون پروانه برگشت می‌یابد و این شروع پدیده موجدارشدن می‌باشد.

در حالت برگشت گاز، برخلاف شرایط قبلی، گاز با فشار بیشتری (وزن مخصوص بیشتر) پر می‌شود. بدیهی است در این حالت انرژی جنبشی داده شده به سیال افزایش می‌یابد. با توجه به افزایش انرژی جنبشی، قطعاً انرژی پتانسیل (فشار) سیال افزایش یافته و بر فشار دهش غلبه می‌کند و مقداری گاز از کمپرسور به قسمت دهش رانده می‌شود. با خروج گاز با وزن مخصوص زیاد، جای آن را گاز با وزن مخصوص کم پر می‌کند و مشکل ذکر شده در قبل مجدداً خود را نمایان می‌سازد. نتیجه کلی این پدیده بروز یک سری جریانهای رفت و برگشتی در کمپرسور می‌باشد که اولین اثر آن بصورت لرزش، سروصدا و تنش خود را نشان می‌دهد و جریان مفید گاز تقریباً صفر می‌باشد.

از آنجا که در طول بروز این پدیده، انرژی به طور پیوسته به سیستم داده می‌شود و این امر بدون خروج واقعی گاز از کمپرسور می‌باشد، دمای گاز درون پوسته کمپرسور بطور مستمر افزایش می‌یابد. با

توجه به توضیحات فوق بدیهی است سیستم نبایستی در شرایط موجی به کار گرفته شود. دلایل اصلی بروز پدیده موجدار شدن در کمپرسورهای گریز از مرکز به شرح زیر است:

الف: تغییر وزن مخصوص گاز ورودی (در اثر کاهش فشار، افزایش دما، کاهش جرم

مولکولی در اثر تغییر ترکیبات تشکیل دهنده گاز ورودی)

ب: کاهش سرعت دورانی پروانه به ویژه در حالت استفاده از الکتروموتورهای دور متغیر

ج: گرفتگی مجاری جریان گاز (مکش - پروانه - دهش)

د: سایش پروانه و پوسته کمپرسور.

ج-۲- محدودیت پدیده های موج و صخره

در دیاگرام H - Q (ارتفاع - دبی) بخشی از آن را شرایطی می پوشاند که کمپرسور در آن منطقه کاری با پدیده موج دار شدن مواجه گردد و بدیهی است که کارکردن در آن شرایط توصیه نمی گردد و باید از آن اجتناب شود. در واقع باید همواره یک محدودیت ایمنی برای کار کمپرسور مشخص نمود. برای این منظور به کارگیری سیستمی که همواره کمپرسور را در محدوده امنی از بهره برداری نگه دارد ضروری می باشد.

نیاز به انتخاب شرایط طراحی برای کمپرسور و به کارگیری کمپرسور در شرایطی که فشار ایجاد شده کمتر از حداکثر فشار قابل دسترسی توسط کمپرسور در سرعت و شرایط موجود باشد یکی از دلایل اصلی پائین بودن راندمان کار کمپرسورهای گریز از مرکز در مقایسه با کمپرسورهای جابجائی مثبت است.

انتخاب شرایط طراحی باید به نحوی باشد که کمپرسور با کمترین تغییر در شرایط کاری در منطقه موجدار شدن قرار نگیرد. اختلاف بین فشار طراحی و فشار قابل دسترس را می توان نوعی از دست رفتن انرژی در کمپرسور دانست، چراکه این انرژی به سیستم داده شده ولی کار مفیدی از آن عاید نمی گردد.

در منطقه دبی زیاد (حجم زیاد) منحنی مشخصه کمپرسور، شکل نزولی تندی را به خود می گیرد که اصطلاحاً آن را صخره سنگی^۱ می نامند. در این منطقه یک تغییر جزئی در دبی می تواند توأم با یک تغییر شدید در فشار دهش باشد. به عبارت دیگر کمپرسور در این منطقه دارای رفتار پایداری نبوده و کار در این حوزه توصیه نمی شود.

لازم به ذکر است هنگامی که کمپرسور در ناحیه صخره ای کار می کند، دبی گاز ممکن است به حدی برسد که سرعت گاز درون کمپرسور به یک ماخ^۲ برسد و یا اینکه زاویه تلاقی گاز با تیغه ها آن-چنان زیاد شود که باعث کم شدن مجرای ورودی گاز گردیده و عدد ماخ به حدی برسد که پدیده جدیدی^۳ در کمپرسور به وقوع بپیوندد. در شرایط فوق دبی جریان گاز به درون کمپرسور تقریباً ناچیز می باشد. تأثیر این پدیده به ویژه برای گازهای با جرم مولکولی زیاد و مخصوصاً در دماهای کم شدیدتر می باشد. بدیهی است در شرایط فوق، رسیدن به حالت صخره ای قبل از موعد مقرر و طراحی شده بوقوع می پیوندد. ضمناً امکان این وجود دارد که کمپرسور در مراحل نهائی دچار پدیده شوک گردیده و باعث کاهش دبی در مراحل ابتدائی شود که نهایتاً می تواند منجر به بروز پدیده موج گردد.

شکل واقعی منحنی موجدارشدن به طراحی کمپرسور و شرایط بهره برداری بستگی داشته و می تواند به صورت یک خط مستقیم تا یک منحنی مشخص شده تغییر نماید. تأثیر تغییرات سرعت و

^۱ Stonewall

^۲ Mach

^۳ Choke

تیغه های هدایت کننده متحرک در قسمت کنترل ظرفیت ارائه خواهد شد. باید توجه نمود که منحنی مشخصه کلی یک کمپرسور چند طبقه در نگاه ظاهری مشابه کمپرسورهای یک طبقه بوده و نمی-توان به صراحت و با نگاه به منحنی در مورد ساختار کمپرسور نظر قطعی داد.

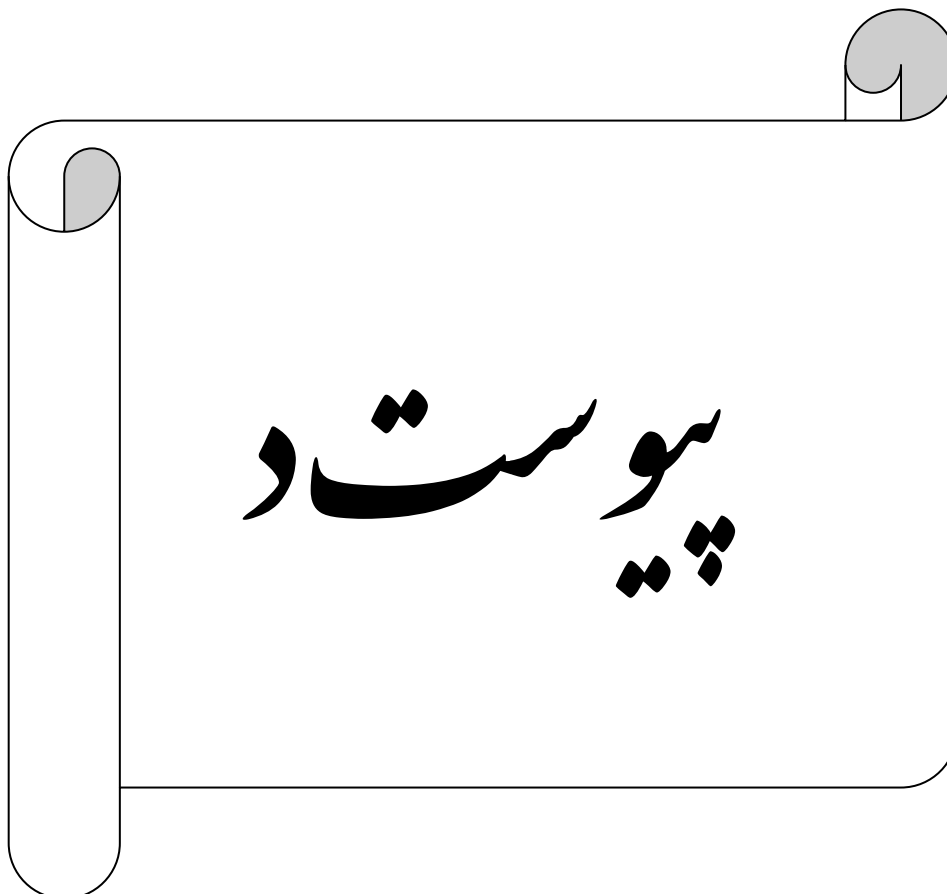
در یک جمع بندی کلی، عوارض ناشی از بروز پدیده موج را می توان به شرح زیر خلاصه نمود:

الف: فرسایش زودرس یاطاقان های بارمحوری.

ب: لرزش شدید در روتور که می تواند باعث صدمه دیدن سیستم آب بندی و یاطاقان ها گردد.

ج: افزایش درجه حرارت گاز مورد تراکم و بدنه کمپرسور.

د: تغییر در مقدار توان مصرفی و آسیب دیدن سیستم راه اندازی به ویژه گیربکس ها به لحاظ نوسانات شدید در مقدار گشتاور.



توان تورین گازی

در این پیوست به جزییات مربوط به اندازه گیری توان خروجی توربین گازی پرداخته

می‌گردد. [۷۳]

د-۱- روش مستقیم

- اندازه گیری گشتاور اتصال

برای اندازه گیری گشتاور وسایل مختلفی وجود دارد که از آن جمله می‌توان به ترک متر اشاره نمود. با اندازه گیری گشتاور (τ)، می‌توان قدرت شفت توربین گازی را از رابطه زیر بدست آورد:

$$p = \tau * 2\pi N \quad (د-۱)$$

- اندازه گیری توان ژنراتور

در ژنراتورهای الکتریکی خروجی ژنراتور به منظور تعیین قدرت شفت توربین گازی اندازه گیری می‌شود که اگر یک جعبه دنده بین ژنراتور و توربین گازی وجود داشته باشد مقداری اتلاف توان بوجود می‌آید.

از ترانسفورمرهای (CTS) و ترانسفورمرهای (PTS) برای اندازه گیری جریان (I) و ولتاژ خط (E) استفاده می‌گردند. فاکتور قدرت (PF) از زاویه فاز بین ولتاژ و جریان نشان داده شده در معادله (د-۱) تعیین می‌گردد و به دنبال آن خروجی ژنراتور از رابطه (د-۲) محاسبه می‌گردد.

$$PF = \frac{P_{ei, active}}{P_{ei, apparent}} \quad (د-۲)$$

$$P_{ei} = \sqrt{3} E I PF \quad (د-۳)$$

برای افزایش دقت، می‌توان از ترانسفورمرهای کالیبره شده مخصوص استفاده نمود.

د-۲- روش غیر مستقیم

- اندازه گیری قدرت شفت کمپرسور

استفاده از این روش نیازمند قدرت آیرودینامیک کمپرسور، بازده مکانیکی و هرگونه اتلاف در جعبه دنده (در صورتی که وجود داشته باشد) می‌باشد.

$$P = \frac{P_g}{\eta_m} + P_{GB} \quad (4-5)$$

که در این رابطه

P_g : قدرت مورد نیاز برای فرایند تراکم

η_m : بازده مکانیکی کمپرسور می‌باشد که معمولاً توسط شرکت سازنده ارائه می‌شود و در حدود

۹۸ تا ۹۹ درصد قدرت جذب شده توسط کمپرسور است .

P_{GB} : اتلاف قدرتی که در جعبه دنده صورت می‌گیرد.

- اندازه گیری میزان انتقال حرارت به توربین گاز

در این روش از معادله انرژی در محفظه احتراق برای بدست آوردن قدرت مورد نیاز استفاده می‌-

گردد.

باید به این نکته اشاره نمود که روشهای مستقیم دارای دقت بالا و عدم اطمینان پایینی هستند

در حالیکه روشهای غیر مستقیم دارای اطمینان پایینی می‌باشند ولی با این وجود روش اندازه

گیری قدرت خروجی کمپرسور به طور وسیعی در صنعت بکار برده می شود که روش قابل قبولی است در صورتی که بجا و مناسب بکار برده شود.

پوست

روش مشربک مشغیر و الکویریم رشماک

۱-۵- طبیعت روش متریک متغیر:

برای پی بردن به اینکه چرا روش دیویدون-فلچر-پاول را یک روش متریک متغیر می‌نامند، ابتدا باید مفهوم یک متریک را بررسی کنیم. فاصله ی بین دو نقطه ی X_1 و X_2 در فضای n بعدی به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$d^2 = (X_1 - X_2)^T A (X_1 - X_2) \quad (1-5)$$

وقتی که A یک ماتریس مثبت معین متقارن از مرتبه ی n است و ماتریس متریک نامیده می‌شود. معمولاً برای یافتن بین دو نقطه ی $A = I$ انتخاب می‌شود. چون A مثبت معین است، برای هر X_1 ، X_2 مخالف صفر، همواره فاصله d را مثبت بدست می‌آوریم. فرض کنید I ماتریس متریک رابطه ی (۱-۵) باشد. داریم:

$$d^2 = (X_1 - X_2)^T (X_1 - X_2) \quad (2-5)$$

اگر از یک تبدیل (مقیاس بندی مجدد) متغیرها به صورت زیر استفاده می‌کنیم،

$$X = R \tilde{X} \quad (3-5)$$

و آن را در رابطه ی (۱-۵) قرار دهیم، داریم:

$$d^2 = (\tilde{X}_1 - \tilde{X}_2)^T R^T R (\tilde{X}_1 - \tilde{X}_2) \quad (4-5)$$

بنابراین، مقیاس بندی مجدد متغیرها ماتریس متریک جدید $R^T R$ را در رابطه با سیستم مختصات قدیم معرفی می‌کنیم.

بعلاوه، در خود یک روش کاهشی مشخص، لزومی ندارد که در همه تکرارها از یک ماتریس متریک استفاده کنیم. تغییر ماتریس متریک طی فرآیند تکرار را می توان معادل با مقیاس بندی مجدد متغیرها در پیشرفت فرآیند حل در نظر گرفت. روش دیویدون-فلچر-پاول دارای این جنبه ی متریک متغیر است. برای روشن تر شدن مطلب، مکان همه نقاط واقع در یک فاصله ی δ از یک نقطه ی X_i در یک فضای n بعدی را در نظر بگیرید. این مکان یک بیضیگون n بعدی با مرکز X_i (اگر $A = I$ باشد یک کره ی n بعدی خواهد بود) است که با رابطه ی زیر تعریف می شود:

$$\delta^2 = (X - X_i)^T A (X - X_i) \quad (5-5)$$

وقتی که X هر نقطه واقع بر بیضیگون است. به طور کلی، مقدار تابع هدف $f(X)$ در نقاط مختلف از این بیضیگون متفاوت خواهد بود. اجازه دهید نقطه مشخصی $\tilde{X} = X_i + \Delta X$ واقع بر این بیضیگون را که در آن تابع هدف $f(X)$ دارای کمینه باشد بررسی کنیم. بنابراین نقطه ی X در رابطه ی زیر صدق می کند:

$$\min_{\Delta X} \left\{ f(X_i + \Delta X) \mid \delta^2 = \Delta X^T A \Delta X \right\} \quad (6-5)$$

با استفاده از تقریب مرحله ی اول سری تیلور برای $f(X_i + \Delta X)$ حول نقطه ی X_i داریم:

$$f(X_i + \Delta X) \approx f(X_i) + \Delta X^T \nabla f_i \quad (7-5)$$

وقتی که $\nabla f_i = \nabla f(X_i)$ چون $f(X_i)$ ثابت است، رابطه ی (7-5) را می توان بصورت زیر نوشت:

$$\min_{\Delta X} \left\{ \Delta X^T \nabla f_i \mid \delta^2 = \Delta X^T A \Delta X \right\} \quad (8-5)$$

بنابر این، برای یافتن کمینه‌ی $f(X_i + \Delta X)$ ، بایستی $\Delta X^T \nabla f_i$ را به شرط قید مساوی $\delta^2 = \Delta X^T A \Delta X$ کمینه‌سازی کنیم. این مسئله را می‌توان با روش مضارب لاگرانژ حل کرد. تابع لاگرانژ عبارت است از:

$$L(\Delta X, \beta) = \Delta X^T \nabla f_i + \beta [-\Delta X^T A \Delta X + \delta^2] \quad (9-5)$$

وقتی که β مضرب لاگرانژ است.

شرایط لازم باری کمینه مقید $\Delta X^T \nabla f_i$ عبارتند از:

$$\frac{\partial L}{\partial(\Delta X)} = \nabla f_i - 2\beta A \Delta X = 0 \quad (10-5)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \beta} = \Delta X^T A \Delta X - \delta^2 = 0 \quad (11-5)$$

از رابطه ی (10-5) داریم:

$$\Delta X_i = \frac{1}{2\beta} A^{-1} \nabla f_i \quad (12-5)$$

وقتی که مقدار ثابت β را می‌توان با حل همزمان معادلات (10-5) و (11-5) پیدا کرد. اگر هدف تعیین یک جهت تندترین کاهش موضعی S_i در نقطه‌ی X_i باشد، به آسانی می‌توان آن را از رابطه‌ی (12-5)، با حذف ثابت تناسب، به صورت زیر به دست آورد:

$$S_i = -A_i^{-1} \nabla f_i \quad (13-5)$$

می‌توان ثابت کرد که افزودن علامت منفی در رابطه‌ی (13-5) در واقع مربوط به جهت کمینه سازی است. برای این کار حاصلضرب زیر را در نظر بگیرید:

$$S_i^T \nabla f_i = -\nabla f_i^T (A_i^{-1})^T \nabla f_i \quad (14-5)$$

مشخص است که این حاصلضرب برای هر بردار گرادیان غیر صفر ∇f_i همواره منفی است. زیرا که معکوس ماتریس مثبت متقارن، مثبت معین است.

توجه شود که زیرنویس i به ماتریس متریک اضافه شده است، تا امکان تغییر آن را از تکراری به تکرار دیگر نشان دهد. همچنین اگر به ازای همه‌ی مقادیر i ، $A_i = I$ باشد، جهات جستجوی S_i بر جهات روش تندترین کاهش منطبق خواهند بود. اگر رابطه (5-13) را با رابطه‌ی (4-22) مقایسه کنیم، می‌بینیم که ماتریس H_i در روش دیویدون - فلچر - پاول، را می‌توان به عنوان i امین تقریب برای معکوس ماتریس متریک A_i^{-1} در نظر گرفت.

می‌توان دید که مثبت معین بودن ماتریس H_i وابستگی زیادی به میزان دقت در محاسبه‌ی λ_i^* و بنابراین در محاسبه‌ی H_{i+1} دارد. پس اگر λ_i^* در هر تکرار به دقت محاسبه نشود، ماتریس H_{i+1} را به هنگام نکرده‌ایم. در این حالت دو امکان وجود دارد. امکان اول به دست آوردن یک مقدار بهتر λ_i^* با استفاده از تعداد برازش‌های بیشتر در روش کمینه‌سازی یک بعدی (تا وقتی که $S_{i+1}^T \nabla f_{i+1}$ تولید شده به اندازه‌ی کافی کوچک شود) است. اما این روش ممکن است به وقت محاسباتی زیادی نیازمند باشد. امکان دوم عبارت است از تعیین تعداد بیشینه‌ای از برازش‌ها در کمینه‌سازی یک بعدی و حذف به هنگام کردن H_i در صورتی که نتوان λ_i^* را حتی در تعداد زیادی برازش به طور دقیق پیدا کرد (یعنی اگر $S_{i+1}^T \nabla f_{i+1}$ زیاد باشد). در این حال:

$$H_{i+1} = H_i \quad (15-5)$$

$$S_{i+1} = -H_{i+1} \nabla f_{i+1} \quad (16-5)$$

در نظر می‌گیریم و مانند قبل ادامه می‌دهیم.

سایر مشخصات روش :

اگر تابع هدف، یک تابع درجه دوم $f(X) = X^T A X + B^T X + C$ باشد، می توان نشان داد که روش دیویدون-فلچر - پاول دارای مشخصات زیر خواهد بود:

ماتریس H_i در نقطه بهینه به معکوس ماتریس هسین $f(X)$ همگرا می شود. یعنی :

$$H_{n+1} = A^{-1} \quad (17-5)$$

جهت تولید شده A مزدوج هستند. بنابراین

$$S_i^T A S_j = 0 \quad i \neq j \quad (18-5)$$

۵-۲- الگوریتم ژنتیک

۵-۲-۱ مقدمه

هنگامی که لغت تنازع بقا به کار می رود اغلب بار ارزشی منفی آن به ذهن می آید. شاید همزمان قانون جنگل به ذهن برسد و حکم بقای قوی تر. البته همیشه هم قوی ترین ها برنده نبوده اند. مثلاً دایناسورها با وجود جثه عظیم و قوی تر بودن در طی روندی کاملاً طبیعی بازی بقا و ادامه نسل را واگذار کردند در حالی که موجوداتی بسیار ضعیف تر از آنها حیات خویش را ادامه دادند. ظاهراً طبیعت بهترین ها را تنها بر اساس هیكل انتخاب نمی کند! در واقع درست تر آنست که بگوییم طبیعت مناسب ترین ها^۱ را انتخاب می کند نه بهترین ها. قانون انتخاب طبیعی بدین صورت است که تنها گونه هایی از یک جمعیت ادامه نسل می دهند که بهترین خصوصیات را داشته باشند و آنهایی که این خصوصیات را

^۱ Fitness

نداشته باشند به تدریج و در طی زمان از بین می‌روند. مثلاً فرض کنید گونه خاصی از افراد، هوش بسیار بیشتری از بقیه افراد یک جامعه دارند. در شرایط کاملاً طبیعی این افراد پیشرفت بهتری خواهند کرد و رفاه نسبتاً بالاتری خواهند داشت و این رفاه، خود باعث طول عمر بیشتر و باروری بهتر خواهد بود (توجه کنید شرایط طبیعی است نه در یک جامعه سطح بالا با ملاحظات امروزی، یعنی طول عمر بیشتر در این جامعه‌ی نمونه با زاد و ولد بیشتر همراه است). حال اگر این خصوصیت (هوش) ارثی باشد به طبع در نسل بعدی همان جامعه تعداد افراد باهوش به دلیل زاد و ولد بیشتر این گونه افراد، بیشتر خواهد بود. اگر همین روند را ادامه دهید خواهید دید که در طی نسل‌های متوالی دائماً جامعه نمونه ما باهوش و باهوش‌تر می‌شود. بدین ترتیب یک مکانیزم ساده طبیعی توانسته است در طی چند نسل عملاً افراد کم هوش را از جامعه حذف کند علاوه بر اینکه میزان هوش متوسط جامعه نیز دائماً در حال افزایش است. بدین ترتیب می‌توان دید که طبیعت با بهره‌گیری از یک روش بسیار ساده (حذف تدریجی گونه‌های نامناسب و در عین حال تکثیر بالاتر گونه‌های بهینه) توانسته است دائماً هر نسل را از لحاظ خصوصیات مختلف ارتقاء بخشد.

حال ببینیم که رابطه تکامل طبیعی با روش‌های هوش مصنوعی چیست. هدف اصلی روش‌های هوشمند به کار گرفته شده در هوش مصنوعی یافتن پاسخ بهینه مسائل مهندسی است. به عنوان مثال اینکه چگونه یک موتور را طراحی کنیم تا بهترین بازدهی را داشته باشد یا چگونه بازوهای یک ربات را محرک کنیم تا کوتاه‌ترین مسیر را تا مقصد طی کند (دقت کنید که در صورت وجود مانع یافتن کوتاه‌ترین مسیر دیگر به سادگی کشیدن یک خط راست بین مبدا و مقصد نیست) همگی مسائل بهینه‌سازی هستند.

روش‌های کلاسیک ریاضیات دارای دو اشکال اساسی هستند. اغلب روش‌های ریاضی نقطه بهینه محلی را به عنوان نقطه بهینه کلی در نظر می‌گیرند و نیز هر یک از این روش‌ها تنها برای مسائل

خاصی کاربرد دارند. در مورد نکته دوم باید گفت که روش‌های ریاضی بهینه‌سازی اغلب منجر به یک فرمول یا دستورالعمل خاص برای حل هر مسئله می‌شوند. در حالیکه روش‌های هوشمند دستورالعمل‌هایی هستند که به صورت کلی می‌توانند در حل هر مسئله‌ای به کار گرفته شوند. [۷۹]

۵-۲-۲- پیشینه

پیشینه الگوریتم ژنتیک به سال‌های حدود ۱۹۶۰ برمی‌گردد. در دهه‌های ۵۰ و ۶۰، تحقیقات متعددی برای استفاده از نظریه تکامل در بهینه‌سازی مسائل مهندسی به طور مستقل صورت گرفت. ایده اصلی در همه این سیستم‌ها، رشد یک جمعیت از پاسخ‌های اولیه مساله به سمت پاسخ بهینه با الهام‌گیری از عملگرهای انتخاب و تغییر ژنتیک طبیعی بود. در سال‌های ۱۹۶۵ تا ۱۹۷۳ رکنبرگ^۱ کتاب خود را به نام "تکنیک‌های تکامل" در زمینه محاسبات تکاملی منتشر کرد و در سال‌های بعد نظریه او توسط محققین دیگر توسعه یافت. نخستین بار در دهه هفتاد میلادی دانشمندی از دانشگاه میشیگان به نام جان هلند^۲ ایده استفاده از الگوریتم ژنتیک را در بهینه‌سازی‌های مهندسی مطرح کرد و این ایده به وسیله خود او، دانشجویان و همکارانش گسترش یافت. ایده اساسی این الگوریتم انتقال خصوصیات موروثی توسط ژن‌هاست. تلاش‌های او و اطرافیانش در این زمینه در نهایت به نشر کتاب "سازگاری در طبیعت و سیستم‌های مصنوعی" انجامید. پس از آن تحقیقات گسترده‌ای توسط افراد مختلف در این زمینه انجام شد به عنوان مثال در سال ۱۹۹۲ جان کوزا الگوریتم ژنتیک را به صورت عملیاتی در برنامه نویسی بکار برد و برنامه نویسی ژنتیک را به عنوان روش خود مطرح ساخت و به مرور زمان الگوریتم ژنتیک به صورت امروزی خود رسید.

^۱ Rechenberg

^۲ John Holland

۵-۲-۳- الگوریتم ژنتیک چیست؟

الگوریتم های ژنتیک از اصول انتخاب طبیعی داروین برای یافتن فرمول بهینه جهت پیش بینی یا تطبیق الگو استفاده می کنند. الگوریتم های ژنتیک اغلب گزینه خوبی برای تکنیک های پیش بینی بر مبنای رگرسیون هستند. موتور الگوریتم ژنتیک یک جمعیت آغاز از فرمول ایجاد می کند. هر فرد در برابر مجموعه ای از داده ها مورد آزمایش قرار می گیرد و مناسب ترین افراد (شاید ۱۰ درصد از مناسب ترین ها باقی می ماند و بقیه کنار گذاشته می شوند) با هم جفت گیری (جابجایی عناصر دی ان ای) و تغییر (تغییر تصادفی عناصر دی ان ای) می کنند. مشاهده می شود که با گذشتن از میان تعداد زیادی از نسل ها، الگوریتم ژنتیک به سمت ایجاد فرمول هایی که بیشتر دقیق هستند، میل می کند. در حالیکه شبکه های عصبی هم همانند الگوریتم های ژنتیک غیر خطی و غیر پارامتریک هستند، اما جذابیت زیاد الگوریتم های ژنتیک در این است که نتایج نهایی قابل ملاحظه ترند و فرمول نهایی برای کاربر انسانی قابل مشاهده خواهد بود و برای ارائه سطح اطمینان نتایج می توان تکنیک های آماری متعارف را بر روی این فرمول ها اعمال کرد. فناوری الگوریتم های ژنتیک همواره در حال بهبود است، برای مثال با مطرح کردن معادله ویروس ها، که در کنار فرمول ها و برای نقض کردن فرمول های ضعیف تولید می شوند، جمعیت را کلاً قوی تر می سازند. [۷۹]

مختصراً گفته می شود که الگوریتم ژنتیک^۱ یک تکنیک برنامه نویسی است که از تکامل ژنتیکی به عنوان یک الگوی حل مسئله استفاده می کند. مسئله ای که باید حل شود ورودی است و راه حل ها طبق یک الگو کد گذاری می شوند و یک تابع تناسب هر راه حل کاندید را ارزیابی می کند که اکثر راه حل ها به صورت تصادفی انتخاب می شوند. [۸۰]

^۱ GA

الگوریتم ژنتیک یک تکنیک جستجو در علم کامپیوتر برای یافتن راه حل بهینه است. الگوریتم های ژنتیک یکی از انواع الگوریتم های تکاملی اند که از علم زیست شناسی مثل وراثت، جهش، انتخاب ناگهانی، انتخاب طبیعی و ترکیب الهام گرفته شده است. [۸۱]

عموماً راه حل ها به صورت ۲ تایی ۱۰ و ۱۰ نشان داده می شوند ولی روش های نمایش دیگری هم وجود دارد. تکامل از یک مجموعه کاملاً تصادفی از موجودیت ها شروع می شود و در نسل های بعدی تکرار می شود و در هر نسل، مناسب ترین ها انتخاب می شوند نه بهترین ها.

یک راه حل برای مسئله ی مورد نظر با یک لیست از پارامترها نشان داده می شود که به آنها کروموزوم یا ژنوم می گویند. کروموزوم ها عموماً به صورت یک رشته ساده از داده ها نمایش داده می شوند، البته انواع ساختمان داده های دیگر هم می توانند مورد استفاده قرار گیرند. در ابتدا چندین مشخصه به صورت تصادفی برای ایجاد نسل اول تولید می شوند. در طول هر نسل، هر مشخصه ارزیابی می شود و ارزش تناسب توسط تابع تناسب اندازه گیری می شود.

گام بعدی ایجاد دومین نسل از جامعه است که بر پایه فرآیندهای انتخاب و تولید از روی مشخصه های انتخاب شده با عملگرهای ژنتیکی است (اتصال کروموزوم ها به سر یکدیگر و تغییر).

برای هر فرد، یک جفت والد انتخاب می شود. برای جلوگیری از نزدیک شدن به جواب های محلی، انتخاب ها به گونه ای اند که مناسب ترین عناصر انتخاب شوند تا حتی ضعیف ترین عناصر هم شانس انتخاب داشته باشند. چندین الگوی انتخاب وجود دارد: چرخ منگنه دار (رولت)، انتخاب مسابقه ای

معمولاً الگوریتم های ژنتیک یک عدد احتمال اتصال دارند که بین ۱۰/۶ است که احتمال به وجود آمدن فرزند را نشان می دهد و ارگانیسم ها با این احتمال دوباره با هم ترکیب می شوند. اتصال ۲ کروموزوم فرزند ایجاد می کند، که به نسل بعدی اضافه می شوند. این کارها انجام می شوند تا این که

کاندیدهای مناسبی برای جواب، در نسل بعدی پیدا شوند. مرحله بعدی تغییر دادن فرزندان جدید است. الگوریتم های ژنتیک یک احتمال تغییر کوچک و ثابت دارند که معمولاً درجه ای در حدود ۰/۰۱ یا کمتر دارد. بر اساس این احتمال، کروموزوم های فرزند به طور تصادفی تغییر یا جهش می یابند. این فرآیند باعث به وجود آمدن نسل جدیدی از کروموزوم ها می شود که با نسل قبلی متفاوت است. کل فرآیند برای نسل بعدی هم تکرار می شود، جفت ها برای ترکیب انتخاب می شوند، جمعیت نسل سوم به وجود می آیند و این فرآیند تکرار می شود تا این که به آخرین مرحله برسیم.

شرایط خاتمه الگوریتم های ژنتیک عبارتند از:

- به تعداد ثابتی از نسل ها برسیم.
- بودجه اختصاص داده شده (زمان محاسبه/پول) تمام شود.
- یک فرد (فرزند تولید شده) پیدا شود که کمترین ملاک را برآورده کند.
- بیشترین درجه برآزش فرزندان حاصل شود یا دیگر نتایج بهتری حاصل نشود.
- بازرسی دستی.
- ترکیب های بالا.

۵-۲-۴- برتری ها و ضعف های الگوریتم ژنتیک

الگوریتم ژنتیک در مقایسه با روش های استاندارد بهینه سازی دارای برتری های مهمی می باشد:

- پردازش موازی یکی از مهم ترین برتری های الگوریتم ژنتیک می باشد. به این معنی که در این روش به جای یک متغیر، در یک زمان یک جمعیت به سوی نقطه بهینه رشد داده می شود و در نتیجه سرعت همگرایی روش بسیار بالا می رود.

- با استفاده از این روش می‌توان مسائلی را که نسبت به تغییر پارامترهای خود خوش رفتار نیستند (مثلاً دارای تناوب‌های زیاد و در نتیجه کمینه‌های نسبی زیاد هستند و یا توابعی که به شدت غیر خطی عمل می‌کنند) با مقیاس خوبی بهینه کرد.
 - این روش برای بهینه‌سازی مسائلی که با کمیت‌های گسسته سر و کار دارد بسیار مناسب است.
 - در این روش مشتق پذیر بودن تابع اهمیتی ندارد در حالیکه در بسیاری از روش‌های دیگر، بهینه‌سازی بر اساس مشتقات مراتب مختلف تابع صورت می‌گیرد.
- با این حال در برخی از مسائل الگوریتم ژنتیک نمی‌تواند به عنوان بهترین روش بهینه‌سازی مطرح شود:

- در صورتی که فضای جستجو به طور نسبی کوچک باشد، الگوریتم ژنتیک نسبت به برخی روش‌های دیگر کند عمل می‌کند.
- اگر تابع هدف مساله، تابع خوش رفتار و نسبتاً یکنواختی باشد، روش‌هایی مانند CG^۱ گزینه بهتری می‌باشند.
- در مواردی که رفتار تابع به طور کلی مشخص است، می‌توان روش‌های مناسب‌تری برای بهینه‌کردن مسأله طراحی کرد.

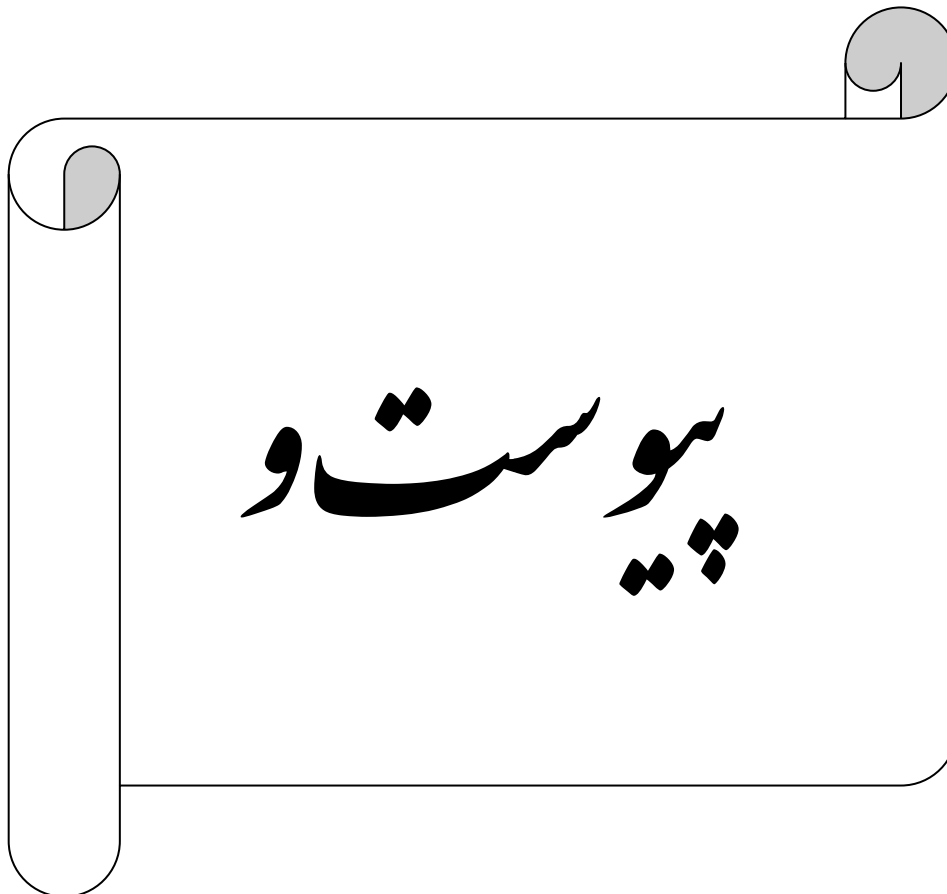
۵-۲-۵- چند نمونه از کاربرد های الگوریتم های ژنتیک

نرم افزار شناسایی چهره با استفاده از تصویر ثبت شده که به همت مبتکران ایرانی طراحی و ساخته شد، توپولوژی های شبکه های کامپیوتری توزیع شده، بهینه سازی ساختار مولکولی شیمیایی، مهندسی برق برای ساخت آنتن‌ها، مهندسی نرم افزار، بازی‌های کامپیوتری، مهندسی مواد،

^۱ Conjugate Gradient

مهندسی سیستم، رباتیک (آموزش رفتار به ربات‌ها با)، آموزش شبکه‌های عصبی مصنوعی، یادگیری قوانین فازی با استفاده از الگوریتم‌های ژنتیک و تشخیص الگو و استخراج داده^۱ نمونه‌هایی از کاربرد های الگوریتم ژنتیک است.

^۱ Data mining



الگوریتم ژنتیک در Matlab

در این قسمت به توضیحاتی در مورد فراخوانی و استفاده از الگوریتم ژنتیک در نرم افزار MATLAB پرداخته شده است.

و-۱- فراخوانی الگوریتم ژنتیک در MATLAB

برای استفاده از این الگوریتم در خط دستور، دستور زیر تایپ می‌گردد:

```
[x fval] = ga(@fitnessfun, nvars, options)
```

@fitnessfun: تابع مورد نظر است.

nvars: تعداد متغیرهای مستقل در داخل تابع است.

options: امکان استفاده از روش‌های گوناگون الگوریتم ژنتیک و تعریف چگونگی عملکرد الگوریتم از جمله تعیین تعداد ژن‌ها، چگونگی انجام عملیات جهش، تغییر از یک نسل به نسل دیگر، چگونگی توقف الگوریتم که کاربر تعریف می‌کند را بوجود می‌آورد. در صورتی که این مورد از خط دستور حذف گردد انجام عملیات با پیش فرض‌های نرم افزار MATLAB صورت می‌گیرد. به عنوان مثال:

(1) options = gaoptimset(options,'Generations',50000)

(2) options = gaoptimset(options,'CrossoverFraction',0.78)

(3) options = gaoptimset(options,'StallGenLimit', 2500)

(4) options = gaoptimset(options,'PopulationSize',1000)

(5) options = gaoptimset(options,'MutationFcn',@mutationadaptfeasible)

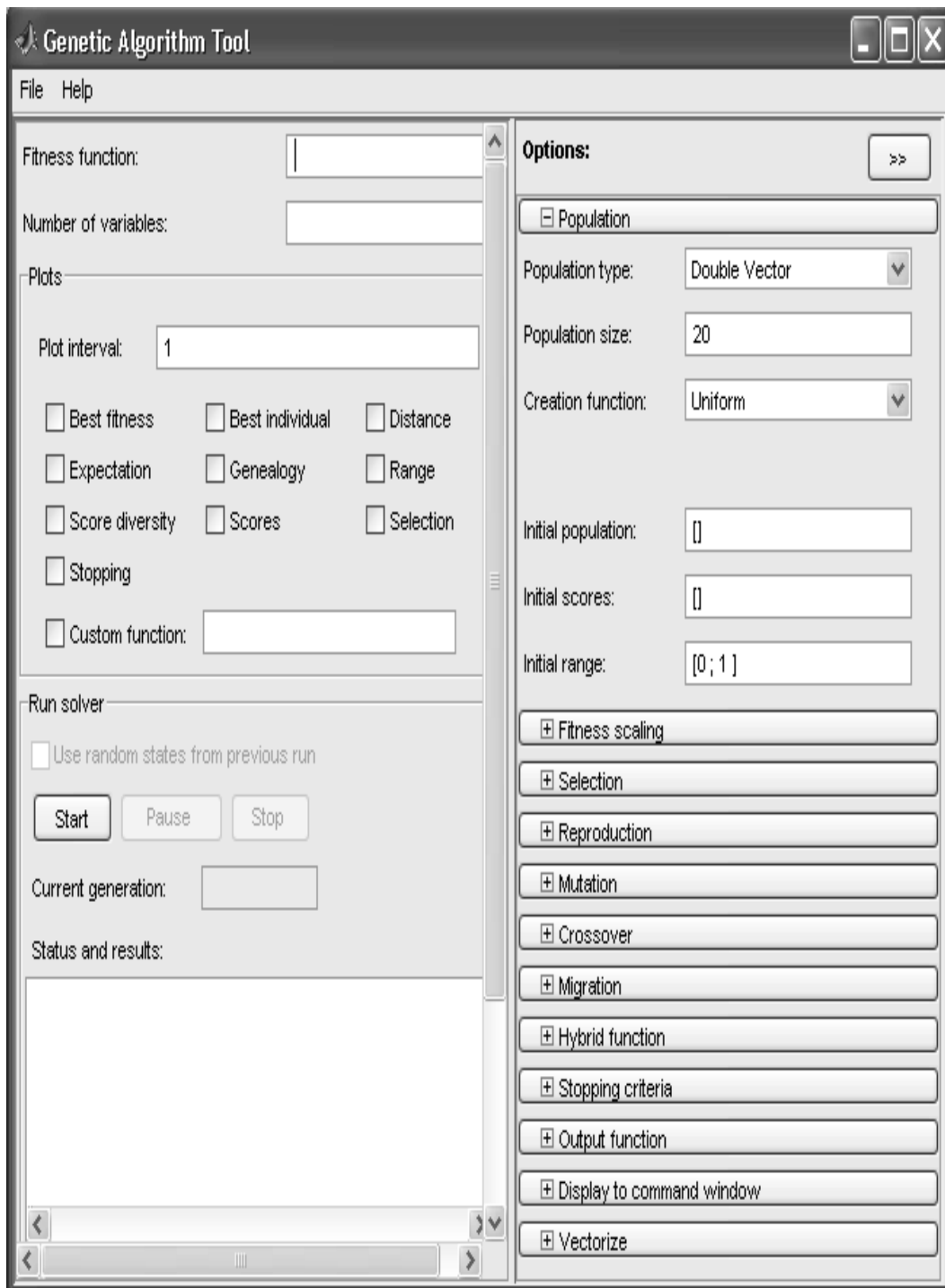
در نتایج داریم:

fval: مقدار نهایی تابع

x: نقطه‌ای که در آن تابع بهینه است.

و-۲- استفاده از جعبه ابزار الگوریتم ژنتیک در MATLAB

این جعبه ابزار یک جعبه ابزار گرافیکی است که کاربر را قادر می‌سازد که از این الگوریتم بدون خط دستور استفاده کرد اما باید در خط دستور gatool را تایپ نمود.



شکل و-۱ : صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در MATLAB

Fitness function: تابعی را که می‌خواهید بهینه کنید در این قسمت تایپ کنید.

Number of variables: تعداد متغیرهای مستقل که در تابع وجود دارد.

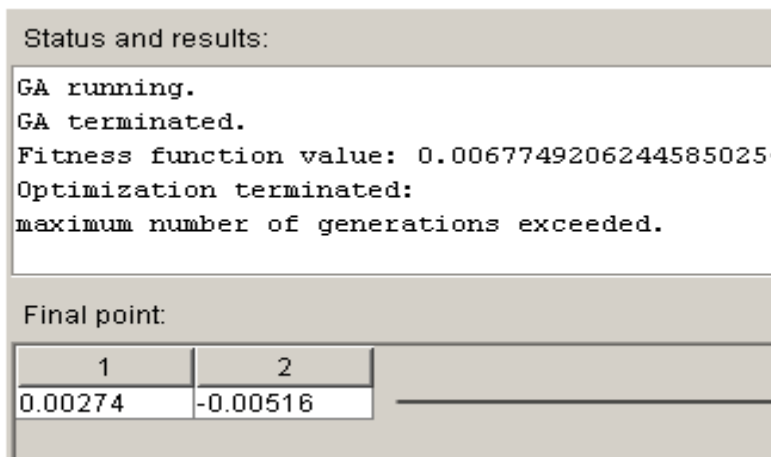
برای شروع حل کلید start را در قسمت run solver بزنید.

در قسمت current generation تعداد نسل را توضیح می‌دهد. می‌توان حل را توسط دکمه pause

موقتاً متوقف کرد.

در قسمت status & result اطلاعات زیر نمایش داده می‌شود:

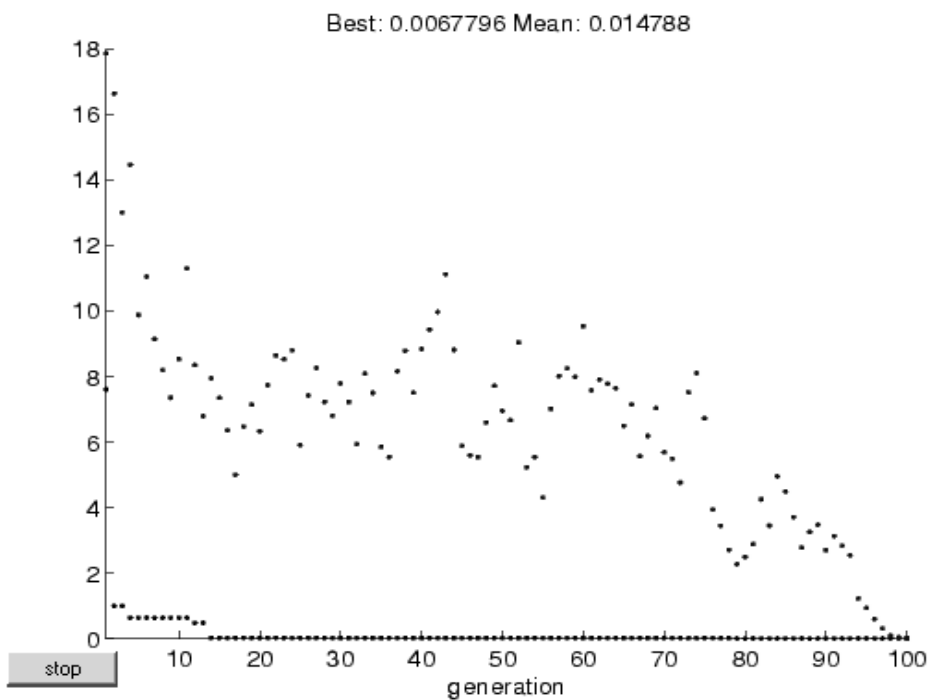
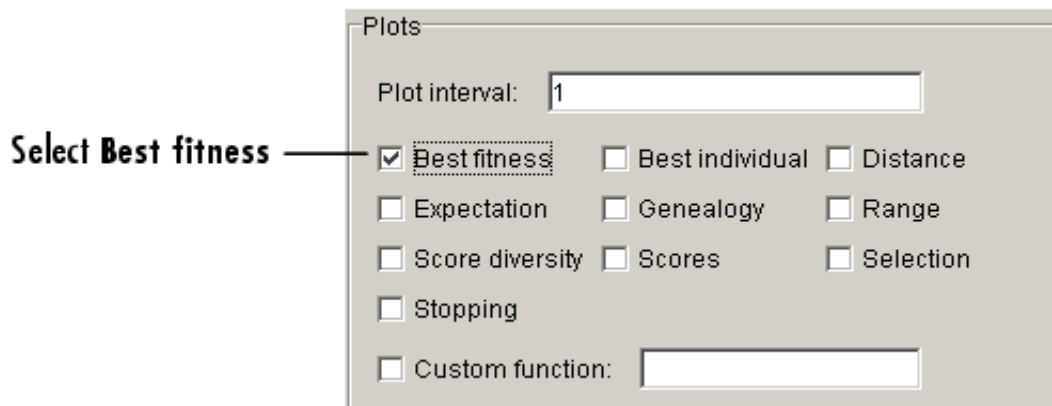
- مقدار نهایی تابع وقتی الگوریتم تمام می‌شود.
- دلیل تمام شدن الگوریتم.
- نقطه‌ای که تابع در آن نقطه بهینه است.



شکل و-۲: نمایش اطلاعات خروجی در صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در MATLAB

- نمایش‌ها (Plots)

در قسمت plots می توان انواع اطلاعات را در زمان اجرای برنامه مشاهده کرد. می توان با مشاهده نتایج و اعمال تغییرات مناسب به جواب بهتری رسید. با انتخاب best fitness می توان بهترین و متوسط تابع مورد نظر را در هر نسل دید.



شکل و-۳ : رسم بهترین تابع تناسب در هر نسل در صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در

MATLAB

و-۳-اصطلاحات جعبه ابزار الگوریتم ژنتیک در نرم افزار MATLAB

- افراد (Individual)

فرد ممکن است به عنوان ژن معرفی شود.

- جمعیت و نسل (Generation)

جمعیت آرایه‌ای از افراد است. به عنوان مثال اگر تابع متغیر داشته باشد و اندازه جمعیت ۱۰۰ باشد یک آرایه 100×3 داریم.

- میانگین فاصله بین افراد (Diversity)

میانگین فاصله بین افراد تعریف می‌شود که جمعیت با متوسط فاصله‌ی زیاد دایورسیتی زیادی دارد.

- مقدار و بهترین تابع تناسب (Fitness Values and Best Fitness Values)

مقدار Fitness، مقدار تابع برای افراد مختلف می‌باشد. به دلیل این که این جعبه ابزار وظیفه پیدا کردن بهترین Fitness تابع را دارد.

- والدین و بچه‌ها (Parents and children)

برای به وجود آوردن نسل بعدی، الگوریتم ژنتیک یک سری افراد را از جمعیت فعلی به عنوان والدین انتخاب کرده و و از آنها برای به وجود آوردن نسل بعدی که بچه‌ها نام دارند استفاده می‌کند. این الگوریتم والدین را انتخاب می‌کند که بهترین Fitness را داشته باشد.

- شرایط توقف برای الگوریتم

این الگوریتم از پنج شرایط برای توقف الگوریتم استفاده می‌کند.

Generations: زمانی که تعداد نسل‌ها به عدد مورد نظر برسد

Stopping criteria	
Generations:	100
Time limit:	Inf
Fitness limit:	-Inf
Stall generations:	50
Stall time limit:	20

شکل و-۴: شرایط توقف الگوریتم در صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در MATLAB

Time limit: وقتی زمان اجرا برنامه به ثانیه به عدد مورد نظر برسد.

Fitness limit: وقتی که مقدار Fitness تابع در بهترین نقطه نسل جاری کم‌تر از عدد مورد نظر

باشد.

Stall generations: زمانی که متغیر بهتری در نسل‌ها ایجاد نشود.

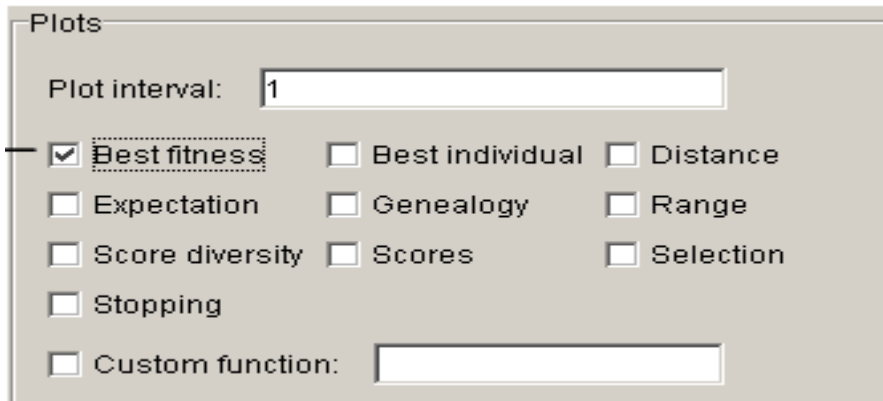
Stall time limit: زمانی که متغیر بهتری در نسل‌ها ایجاد نشود بین دو زمان به ثانیه الگوریتم

متوقف می‌شود.

اگر هر کدام از شرایط زیر اول اتفاق بیفتد الگوریتم متوقف می‌شود.

- نمایش اطلاعات

با فعال کردن موارد موجود در plot می‌توان در هنگام اجرا برنامه روند کار را دید.



شکل و-۵ : انتخاب چگونگی نمایش نتایج در صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در MATLAB

(Plot interval (PlotInterval): تعداد نسل‌هایی که از آن‌ها استفاده می‌کند.

(@gaplotbestf): کشیدن بهترین مقدار تابع در هر نسل.

(@gaplotexpectation): کشیدن تعداد بچه‌هایی که در مقابل امتیازات هر نسل

انتظار می‌رود

(@gaplotscorediversity): کشیدن هیستوگرام از امتیازات برای هر نسل

(@plotstopping): کشیدن معیار توقف در هر سطح

(@gaplotbestindiv): کشیدن بردار هر فرد با بهترین Fitness

(@gaplotgenealogy): کشیدن نوع تولید نسل بعدی

(@gaplotscores): کشیدن امتیاز هر فرد در نسل خودش

(@gaplotdistance): کشیدن متوسط فاصله بین افراد در هر نسل

Range (@gaplotrange): کشیدن مینیمم، ماکزیمم و متوسط مقدار تابع در هر نسل

Selection (@gaplotselection): کشیدن هیستوگرام والدین

- بخش موارد موجود در جمعیت (Population option)

Population type: مشخص کردن اطلاعات ورودی برای تابع تناسب

Population size: مشخص کردن تعداد افراد در هر نسل. با تعداد بالای جمعیت الگوریتم تعداد

بیشتری از تناسب ها را چک می کند و شانس پیدا کردن اکستریم نسبی نسبت به اکستریم مطلق کاهش می یابد اما سرعت جواب گرفتن کاهش می یابد.

شکل و-۶: چگونگی انتخاب نوع و اندازه و موارد مربوط به جمعیت (Population option) در صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در MATLAB

Creation function: مشخص کردن تابعی برای به دست آوردن جمعیت اولیه.

Initial population: ما را قادر می سازد که تعداد افراد و امتیاز در اولین جمعیت را مشخص سازیم.

- مقیاس بندی تابع تناسب (Fitness scaling option)

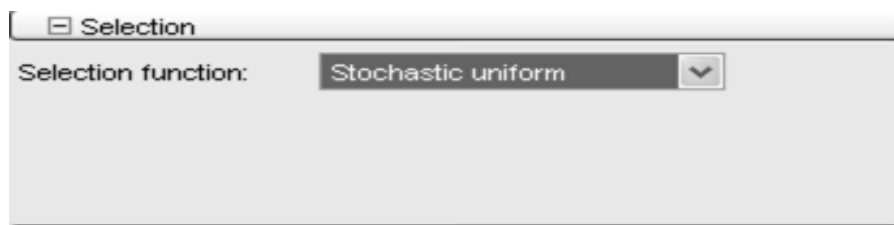
این قسمت امتیاز هر تناسب (Fitness) را به یک مقیاس خاص تبدیل می کند که برای تابع انتخاب مناسب باشد. پیش فرض این قسمت rank می باشد که مقیاس بندی بر اساس چیدمان هر فرد و proportional مقیاس بندی بر اساس امتیاز هر فرد است.



شکل و-۷ : انتخاب چگونگی مقیاس بندی تابع تناسب (Fitness scaling option) در صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در MATLAB

- انتخاب والدین (Selection- option)

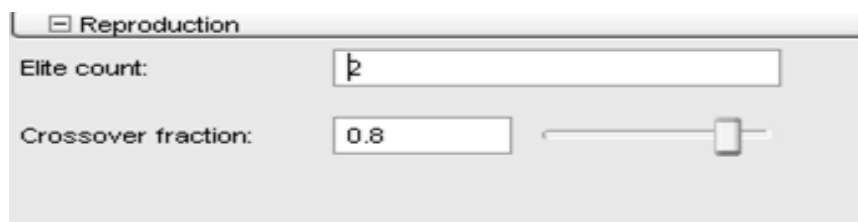
این بخش مشخص می کند که الگوریتم بر چه اساسی والدین را برای تشکیل نسل بعدی انتخاب کند.



شکل و-۸ : چگونگی انتخاب والدین (Selection- option) برای تشکیل نسل بعدی در صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در MATLAB

• تولید نسل (Reproduction)

مشخص شدن این مورد که الگوریتم بر چه اساس فرزندان را برای نسل بعدی انتخاب کند.

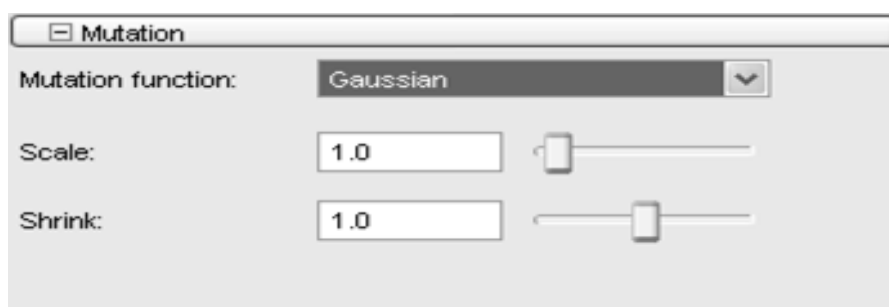


شکل و-۹ : انتخاب چگونگی تولید نسل (Reproduction) در صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در MATLAB

• جهش (Mutation option)

این بخش مشخص می کند که این الگوریتم چگونه تغییر رندم کوچکی در هر فرد را برای جهش

ژنتیکی دهد.



شکل و-۱۰ : انتخاب چگونگی جهش (Mutation option) در صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در MATLAB

- ترکیب (Crossover)

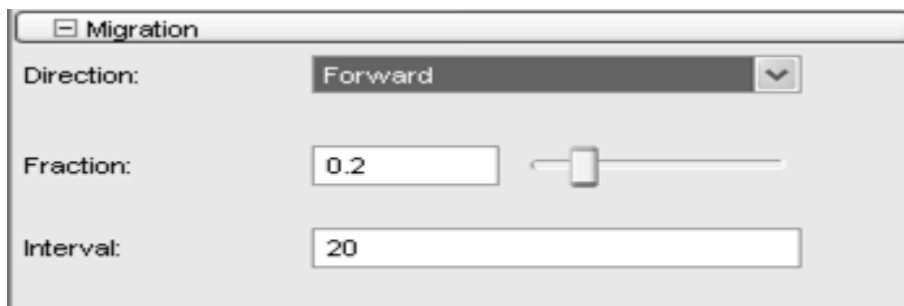
این قسمت مشخص می‌کند که چگونه الگوریتم از دو فرد، فرد جدید را تولید کند.



شکل و-۱۱: انتخاب چگونگی ترکیب ژن‌ها (Crossover) در صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در MATLAB

- مهاجرت (Migration option)

در این قسمت مشخص می‌شود که چگونه افراد بین زیر جمعیت‌ها حرکت کنند. این مهاجرت وقتی اتفاق می‌افتد که اندازه بردار جمعیت بزرگتر از یک شود. وقتی این عمل اتفاق بیفتد بهترین افراد از یک جمعیت جای خود را با بدترین افراد از یک زیر جمعیت دیگر عوض می‌کنند.



شکل و-۱۲: انتخاب جهت و ضریب مهاجرت (Migration option) در صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در MATLAB

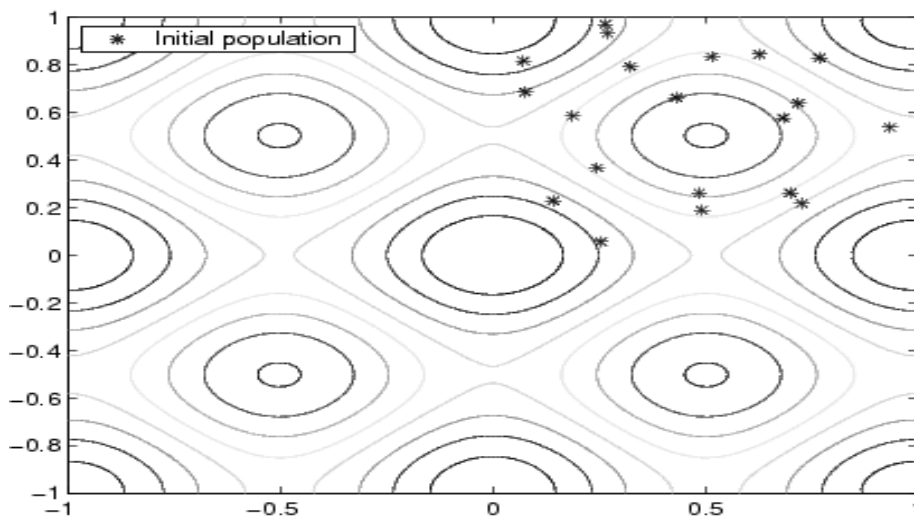
- تابع بهینه ساز بعد از الگوریتم (Hybrid Function Option) این یک تابع بهینه سازی دیگر است که در صورت فعال بودن بعد از این که الگوریتم ژنتیک تمام شد اجرا می شود.



شکل و-۱۳: انتخاب تابع بهینه ساز (Hybrid Function Option) بعد الگوریتم ژنتیک در صفحه گرافیکی الگوریتم ژنتیک در MATLAB

و-۴- مراحل کمینه کردن الگوریتم ژنتیک

- الگوریتم جمعیت اولیه را تصادفی انتخاب می کند.



شکل و-۱۴: چگونگی انتخاب جمعیت اولیه الگوریتم ژنتیک در MATLAB

- الگوریتم جمعیت بعدی را از جمعیت فعلی به وجود می‌آورد. برای به دست آوردن نسل بعدی الگوریتم موارد زیر را اجرا می‌کند.
 - الف- امتیاز دهی به هر عضو جمعیت با حساب کردن مقدار تابع تناسب
 - ب- مقیاس‌بندی امتیازات داده شده برای استفاده بهتر از امتیازات و جمعیت
 - ج- انتخاب بچه‌ها از والدین. تولیدمثل با تغییر اندامی از یکی از والدین - جهش ژنتیکی و یا ترکیب والدین برای تولید مثل
 - د- انتخاب والدین بر اساس تابع تناسب
 - ه- جایگزینی نسل جدید با نسل قدیم
- این الگوریتم زمانی متوقف می‌شود که به معیار توقف برسد.

مراجع

- [1] Riva A., S. D'Angelosante and C. Trebeschi, 2006, Natural gas and the environmental results of lifecycle assessment, *Energy*, vol. 31, no. 1, pp. 138-148
- [2] Castello P., E. Tzimas, P. Moretto and S.D. Petevs, 2005, Techno-economic assessment of hydrogen transmission & distribution systems in Europe in the medium and long term, The Institute for Energy, Petten, Netherlands
- [3] IEA Statistics, 2003, Natural gas information, International Energy Agency, Paris, France
- [4] Gorla R.S.R. and A.A. Khan, 2003, Turbomachinery design and theory, Marcel Dekker Inc., New York, USA
- [5] www.nigc.ir
- [6] Schultz, J.M., 1962, "The Polytropic Analysis of Centrifugal Compressors", *Journal of Engineering for Power*, Jan., pp. 69-82.
- [7] Stoner, M.A., 1969, "Steady-State Analysis of Gas production Transmission and Distribution Systems", Society of Petroleum Engineers of AIME, SPE 2554..
- [8] Heath, M.J., and Blunt, J.C., 1969, "Dynamic Simulation Applied to the Design and Control of a Pipeline Network", *J. Inst. Gas. Eng.*, Vol. 9, No. 4, pp. 261-279.
- [9] Rachford, H.H., and Dupont, T.A., 1974, "A Fast Highly Accurate Means of modeling Transient Flow in Gas Pipelines by Variational Methods", *Society of Petroleum Engineers Journal*, pp. 356-362.
- [10] Stanley, R.A., and Bohannon, W.R., 1977, "Dynamic Simulation of Centrifugal Compressor Systems", *Proceedings of the Sixth Turbomachinery Symposium*, pp. 123-131.
- [11] Berard, G.P., and Eliason, B.G., 1978, "An Improved Gas Transmission System Simulator", *Society of Petroleum Engineers Journal*, Dec., pp. 389-398.
- [12] Rhoads, G.A., 1983, "Which Flow Equation - Does it Matter?" 15th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Oct. 27-28, Detroit, Michigan.

-
- [13] Ouyang, L. and Aziz, K., 1996, "Steady-State Gas Flow in Pipes", Journal of Petroleum Science and Engineering, Vol.14, pp. 137-158.
- [14] Schroeder, D.W., 2001, "A Tutorial on Pipe Flow Equations", 33rd Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Oct. 17-19, Salt Lake City, Utah.
- [15] Tanaka, T., 1983, "A Computer Simulation of Unsteady-State Gas Flow in Pipeline", J. Japan Petrol. Inst. No. 26, pp.67-77.
- [16] Maddox, R.N., and Zhou, P., 1983, "Use of Steady -State Equations for Transient Flow Calculations", 15th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Oct. 27-28, Detroit, Michigan .
- [17] Turner, W.J., and Simonson, M.J., 1984, "A Compressor Station Model for Transient Gas Pipeline Simulation", 16th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Oct. 18-19, Chattanooga, Tennessee.
- [18] Turner, W.J., and Simonson, M.J., 1985, "Compressor Station Transient Flow Modeled", Oil & Gas Journal Technology, May, pp. 79-83.
- [19] Luongo, C.A., 1986, "An Efficient Program for Transient Flow Simulation in Natural Gas Pipelines", 15th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Oct. 30-31, New Orleans, Louisiana.
- [20] Thorley, A.R.D., and Tiley, C.H., 1987, "Unsteady and Transient Flow of Compressible Fluids in Pipelines - A Review of Theoretical and Some Experimental Studies", Journal of Heat and Fluid Flow, Vol.8, No.1, pp. 3-15.
- [21] Odom, F.M., 1990, "Tutorial on Modeling of Gas Turbine Driven Centrifugal Compressors", 22nd Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Oct. 18-19, Baltimore, Maryland.
- [22] McConnell, P., Smith, C., Maguire, P., and Turner, W.J., 1992, "Real-Time and Prediction Model of the Moomba-Sydney-Newcastle Natural Gas Pipeline", 24th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Oct. 22-23, Corpus Christi, Texas.
- [23] Hoeven, T.V., and Gasunie, N.V.N., 1992, "Some Mathematical Aspects of Gas Network Simulation", 24th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Oct. 22-23, Corpus Christi, Texas.

- [24] Letnowski, F.W., 1993, "Compressor Station Modeling in Networks", 25th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Oct. 14-15, Pittsburgh, Pennsylvania.
- [25] Tian, S. and Adewumi, M.A., 1994, "Development of Analytical Design Equation for Gas Pipelines", SPE Production & Facilities, pp. 100-106.
- [26] Botros, K.K., Campbell, P.J., and Mah, D.B., 1989, "Dynamic Simulation of Compressor Station Installations Including Control Systems", 21st Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Oct. 19-20, El Paso, Texas.
- [27] Botros, K.K., Campbell, P.J., and Mah, D.B., 1991, "Dynamic Simulation of Compressor Station Operation Including Centrifugal Compressor and Gas Turbine", Transactions of the ASME, Vol. 113, Apr., pp. 300-311
- [28] Botros, K.K., 1994, "Transient Phenomena in Compressor Stations during Surge", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 116, Jan., pp.133-142.
- [29] Kiuchi, T., 1994, "An Implicit Method for Transient Gas Flow in Pipe Networks", Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol. 15, No. 5, pp. 378-383.
- [30] Greyvenstein, G.P., and Laurie, D.P., 1994, "A Segregated CFD Approach to Pipe Network Analysis", International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 37, pp.3685-3705.
- [31] Osiadacz, A.J., 1994, "Dynamic Optimization of High Pressure Gas Networks Using Hierarchical Systems Theory", 26th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Oct. 13-14, San Diego, California.
- [32] Lewandowski, A., 1994, "Object-oriented Modeling of the Natural Gas Pipeline Network", 26th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Oct. 13-14, San Diego, California.
- [33] Zhou, J. and Adewumi, M.A., 1995, "Simulation of Transient Flow in Natural Gas Pipelines", 27th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Oct. 18-20, Albuquerque, New Mexico.
- [34] Jenicek, T., and Kralik, J., 1995, "Optimized Control of Generalized Compressor Station", 27th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Oct. 18-20, Albuquerque, New Mexico

- [35] Surry P.D., N.J. Radcliffe and I.D. Boyd, 1995, A multi-objective approach to constrained optimization of gas supply networks: The COMOGA method, Lecture Notes in Computer Science, Evolutionary Computing, Springer Berlin/Heidelberg, volume 993, pp. 166-180
- [36] Price, G.R, McBrien, R.K., Rizopoulos, S.N., and Golshan, H., 1996, "Evaluating the Effective Friction Factor and Overall Heat Transfer Coefficient During Unsteady Pipeline Operation", Proceedings of the International Pipeline Conference, American Society of Mechanical Engineers, Vol.2, pp. 1175-1182.
- [37] Ibraheem, S.O., and Adewumi, M.A., 1996, "Higher-Resolution Numerical Solution for 2-D Transient Natural Gas Pipeline Flows", Society of Petroleum Engineers, SPE 35626, pp.473-482.
- [38] Carter, R.G., 1996, "Compressor Station Optimization: Computational Accuracy and Speed", 28th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Oct. 23-25, San Francisco, California.
- [39] Osiadacz, A.J., 1996, "Deferent Transient Models- Limitations, Advantages and Disadvantages", 28th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Oct. 23-25, San Francisco, California.
- [40] Mohitpour, M., Thompson, W., and Asante, B., 1996, "Importance of Dynamic Simulation on the Design and Optimization of Pipeline Transmission Systems", Proceedings of the International Pipeline Conference, American Society of Mechanical Engineers, Vol.2, pp. 1183-1188.
- [41] Santos, S.P., 1997, "Transient Analysis, A Must in Gas Pipeline Design", 29th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Oct. 15-17, Tucson, Arizona.
- [42] Bryant, M., 1997, "Complex Compressor Station Modeling", 29th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Oct. 15-17, Tucson, Arizona.
- [43] Boyd E. A., L.R. Scott and Wu S.S., 1997, Evaluating the quality of pipeline optimization algorithms, 29th annual meeting of Pipeline Simulation Interest Group, 15-17 October, Tucson, USA

- [44] Costa, L.H, de Medeiros, J.L., and Pessoa, F.L.P, 1998, "Steady State Modeling and Simulation of Pipeline Networks for Compressible Fluids", Brazilian Journal of Chemical Engineering, Vol.15, No.4.
- [45] Sung, W., Huh, D., Lee, J., and Kwon, O., 1998, "Optimization of Pipeline Networks with a Hybrid MCST-CD Networking Model", SPE Production & Facilities, August, Vol.13, No.3, pp. 213-219.
- [46] Doonan, A.F., Fletcher, I. Cox, C.S., and Arden W.J.B., 1998, "Evaluation of A Remote Boundary Pressure Control Strategy Using SIMULINK™", Proceeding from UKACC International Conference on Control' 98, Sep. 1-4, No.455, pp.129-134.
- [47] Tao, W.Q., and Ti, H.C., 1998, "Transient Analysis of Gas Pipeline Network", Chemical Engineering Journal, No. 69, pp.47-52.
- [48] Osiadacz, A.J., and Chaczykowski, M., 1998, "Comparison of Isothermal and Non-Isothermal Transient Models", 30th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Oct. 28-30, Denver, Colorado
- [49] Osiadacz, A.J., and Chaczykowski, M., 2001, "Simulation of Non-Isothermal Transient Gas Flow in a Pipeline", Archives of Thermodynamics, Vol. 22, No. 1-2, pp. 51-70.
- [50] Cameron, I., 1999, "Using An Excel-Based Model for Steady State and Transient Simulation", 31st Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Oct. 20-22, St. Louis, Missouri.
- [51] Sun C.K., U. Varanon, Christine W. Chan and P. Tontiwachwuthikul, 1999, An integrated expert system/operations research approach for optimization of natural gas pipeline operations, Engineering Applications of Artificial Intelligence, vol. 13, no. 4, pp. 465-475
- [52] Rios-Mercado, R.Z., Suming, W., Ridgway, S., and Boyd, A., 2001, "A Reduction Technique for Natural Gas Transmission Network Optimization Problems", Annals of Operation Research, Vol. 117, pp. 217-234.
- [53] Modisette, J., 2002, "Pipeline Thermal Model", 34th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Oct. 23-25, Portland, Oregon
- [54] Martinz-Romero, N., Osorio-Peralta, O., and Santamaria-Vite, I., 2002, "Natural Gas Network Optimization and Sensibility Analysis", Proceedings of

- the SPE International Petroleum Conference and Exhibition of Mexico, Feb. 10-12, pp. 357-370.
- [55] Fauer, D., 2002, "The Making of a Useful Pipeline Simulation Model", 34th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Oct. 23-25, Portland, Oregon.
- [56] Cobos-Zaleta D. and R.Z. Rios-Mercado, 2002, A MINLP model for a minimizing fuel consumption on natural gas pipeline networks, XI Latin-Ibero-American conference on operations research, 27-31 October, Concepción, Chile
- [57] Sebouh Ohanian, Rainer Kurz-Solar Turbines Inc." Transient Simulation of the Effects of Compressor Outage", Paper presented at the annual PSIG conference, 2003 (Pipeline Simulation Interest Group, 15-17 October, Bern, Switzerland)
- [58] Sebouh Ohanian, Rainer Kurz-Solar Turbines Inc." Modeling Turbomachinery in Pipeline Simulations", Paper presented at the annual PSIG conference, 2003 (Pipeline Simulation Interest Group, 15-17 October, Bern, Switzerland)
- [59] Rainer Kurz-Solar Turbines Inc." The Physics of Centrifugal Compressor Performance", Paper presented at the annual PSIG conference, 2003 (Pipeline Simulation Interest Group, 20-22 October, California)
- [60] Chapman, K.S., Abbaspour, M. and Keshavarz, A., 2003, "Development of a Virtual Pipeline System Testbed Using Non-Isothermal Transient Simulation", Gas Machinery Conference, Oct. 6-8, Salt Lake City, UT.
- [61] Chapman, K.S., and Keshavarz-Valian, A., 2003, "Development of Turbocharger-Reciprocating Engine Simulation (T-RECS)," Gas Research Institute, GRI-03/0005.
- [62] Krishnaswami, Professor, Chapman, Professor and director, Abbaspour, Associate Researcher" Compressor Station Optimization for Linepack Maintenance ", Paper presented at the annual PSIG conference, 2004 (Pipeline Simulation Interest Group, 20-22 October, California)
- [63] Abbaspour M., K.S. Chapman and P. Krishnaswami, 2005, Nonisothermal compressor station optimization, Journal of energy resources technology, vol. 127, no. 2, pp. 131-141

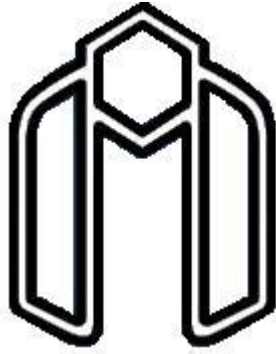
- [64] Mora T. and M. Ulieru, 2005, Minimization of energy use in pipeline operations - an application to natural gas transmission systems, Industrial Electronics Society, IECON, 31st annual conference of IEEE, ISBN: 0-7803-9252-3
- [65] Chauvelier-Alario C., B. Mathieu and C. Toussaint, 2006, Decision making software for Gazde France distribution network operators: Carpathe, 23rd World Gas Conference, Amsterdam, Netherlands
- [66] Matt Lubomirsky, SOLAR TURBINES , "Gas Composition Effect on Centrifugal Compressor Performance "Sidney Pereira dos Santos, PETROBRAS, Paper presented at the annual PSIG conference, 2006(Pipeline Simulation Interest Group, 11-13 October, Virginia)
- [67] André J., F. Bonnans, L. Cornibert, 2006, Planning reinforcement on gas transportation networks with optimization methods, Process Operation Research Models and Methods in the Energy Sector Conference, ORMMES, Coimbra, Portugal
- [68] A. Chebouba, L. Amadeo, F. Yalaoui, A. Smati ICD, UTT, FRE CNRS 2848, LOSI, 12 rue Marie Curie, BP 2060, 10010 Troyes cedex, France. 2007 " Optimization of Natural Gas Pipeline Transportation using Ant Colony Optimization Algorithm
- [69] R.N . Brown , “ Compressors : Selection & Sizing “ , Gulf Pub . Co. , 1986
- [70] P. Pichot , “ Compressor Application Engineering “ Vol . 1 , Gulf Pub. , Co. , 1986
- [71] P. A . O , Neel , “ Industrial Compressors , Theory and Equipment “ , Butterworth Henemann , 1993
- [72] Dranchuck, P.M., Purvis, R.A., and Robinson, D.B., 1974, “Computer Calculations of Natural Gas Compressibility Factors Using the Standing and Katz Correlation
- [73] P.P walsh & P.fletcher , “Gas turbine performance”, second edition, ASME Press, 2004
- [74] Mehwan.p. boyece, “Gas turbine engineering handbook”, second edition, Gulf professional publishing, 2001

-
- [75] Moran, M.J. and Shapiro, H.N. (2000) Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 4th edn, New York, Wiley.
- [76] Rao SS (1995) Optimization; theory and applications, 2nd edn (9th reprint). New Age International (P) Limited Publishers, New Delhi
- [77] Ozisik, M.N. and H.R.B. Orlande (2000), "Inverse Heat Transfer, Fundamentals and Applications ", Taylor & Francis.
- [78] Luks'an L, Spedicato E (2000) Variable metric methods for unconstrained optimization and nonlinear least squares. J Comput Appl Math 124: 61–95
- [79] www.cwmmagazine.com
- [80] www.talkorigins.org
- [81] www.wikipedia.com
- [82] www.cgm.cs.mcgill.ca

Abstract:

Natural gas is one of the main sources of energy in the world. The gas is transferred from the production regions to consuming point in the country or from one country to other country through pipelines. Due to long paths, gas pressure and energy due to friction between gas and the inner wall of the pipe is reduced. To overcome this energy reduction in transmission lines, compressor stations are installed in the path. Because of the annual volume of gas passing through the transmission lines, considerable amount of fuel is consumed in order to supply energy lost by compressors. This leads to many studies on the compressor stations in order to reduce the fuel consumption and consequently fuel cost. In this study, a general purpose simulation of a compressor station has been done. The optimization goal is to find the operation conditions in which the fuel consumption is minimized. The Razavi compressor station in Mashhad has been selected as case study and a simulation has been carried out to determine the fuel consumption. In the station, 4 turbo compressors have been employed in parallel arrangement.

Key Words: Compressor station, Simulation, Centrifugal compressor, Gas turbine, Optimization, Fuel consumption,



Shahrood University of Technology

Faculty of Mechanical Engineering.

M.SC.Thesis

Optimization Fuel Consumption in Compressor Stations

Student:

Mohsen Shomali

Supervisor:

Dr. Mahmood Farzaneh Gord

Advisor:

Dr.Jafar Fathali

Jan 2011