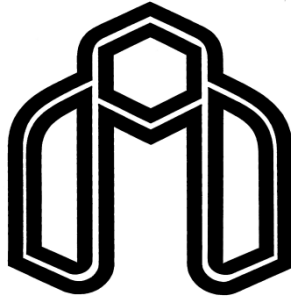


بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مهندسی مکانیک

گروه تبدیل انرژی

بررسی فنی و اقتصادی استفاده از توربین گاز در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی

دانشجو :

محمد صابری

استاد راهنما :

دکتر محمود فرزانه گرد

استاد مشاور

دکتر علی جباری مقدم

پایان نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

زمستان ۱۳۹۱



دانشگاه صنعتی شاهرود

مدیریت تحصیلات تکمیلی

فرم شماره (۶)

شماره :
تاریخ :
ویرایش :

بسمه تعالی

فرم صورتجلسه دفاع از پایان نامه تحصیلی دوره کارشناسی ارشد

با تأییدات خداوند متعال و با استعانت از حضرت ولی عصر (عج) ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد آقای محمد صابری رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان : بررسی فنی واقتصادی استفاده از توربین گاز در ایستگاه های تقلیل فشار گاز طبیعی که در تاریخ ۹۱/۱۱/۲۳ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

<input type="checkbox"/> مردود	<input type="checkbox"/> دفاع مجدد	<input checked="" type="checkbox"/> قبول (با درجه : خوب - امتیاز : ۱۷,۸۷)
--------------------------------	------------------------------------	---

۲- بسیار خوب (۱۸ - ۱۸/۹۹)

۱- عالی (۱۹ - ۲۰)

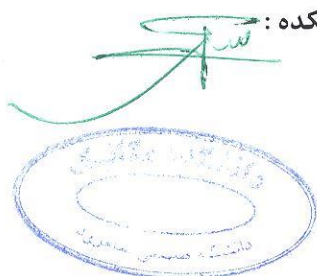
۴- قابل قبول (۱۴ - ۱۵/۹۹)

۳- خوب (۱۶ - ۱۷/۹۹)

۵- نمره کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول

امضاء	مرتبه علمی	نام و نام خانوادگی	عضو هیأت داوران
	دانشیار	محمود فرزانه	۱- استاد راهنما
	استادیار	علی جباری مقدم	۲- استاد مشاور
	استادیار	محمد محسن شاهمردان	۳- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی
	استادیار	محمود چهارطاقی	۴- استاد ممتحن
	استادیار	علی سررسته داری	۵- استاد ممتحن

رئیس دانشکده :



تقدیم به

پدر
پ

ومادر عزیزم
ی

باتشکر و قدردانی فراوان از :

استاد با کمالات و شایسته؛ جناب آقای دکتر محمود فرزانه‌گرد که در کمال سعه صدر، با حسن خلق و فروتنی، از هیچ کمکی در این عرصه بر من دریغ ننمودند و زحمت راهنمایی این رساله را بر عهده گرفتند.

استاد صبور و با تقوا ، جناب آقای دکتر علی جباری‌مقدم ، که زحمت مشاوره این رساله را در حالی متقبل شدند که بدون مساعدت ایشان، این پروژه به نتیجه مطلوب نمی رسید.

جناب آقای مهندس سعیدرستگار و کلیه پرسنل زحمتکش و محترم شرکت گاز استان سمنان که با همکاری گرم و صمیمانه‌شان، کمک به پیشبرد این رساله نمودند.

"این پایان‌نامه با حمایت و پشتیبانی شرکت گاز استان سمنان اجرا شده است."

تعهد نامه

اینجانب محمدصابری دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک-گرایش تبدیل انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه با عنوان "استفاده از توربین گاز در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی" تحت راهنمایی دکتر محمود فرزانه گرد متعهد می‌شوم .

- تحقیقات در این پایان نامه 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 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 می‌باشد 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 تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، 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، 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

• امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

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

چکیده:

در این پژوهش به بررسی فنی و اقتصادی استفاده همزمان از توربین گاز و توربواکسپندر در ایستگاه‌های تقلیل فشار پرداخته می‌شود. کاهش فشار گاز تقریباً در همه ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی بوسیله شیر انبساطی انجام می‌شود. بدین ترتیب هیچ گونه استفاده‌ای از انرژی پتانسیل قابل ملاحظه گاز فشار بالا نمی‌شود، ضمن اینکه برای جلوگیری از هیدراته شدن گاز در اثر کاهش دما در حین کاهش فشار ناچار به استفاده از هیتر برای پیش گرمایش گاز و مصرف سوخت در فصول سرد هستیم. با استفاده از توربواکسپندر قادر به استفاده از پتانسیل فشاری گاز و تولید انرژی الکتریکی هستیم. در صورت بکارگیری توربواکسپندر نیاز گرمایی بیشتری وجود دارد و به این منظور می‌توانیم از سیستم تولید همزمان برای تأمین نیاز حرارتی ایستگاه و همچنین تولید برق استفاده کرد. در این تحقیق به بررسی طرح‌های مذکور برای ایستگاه تقلیل فشار گاز استان سمنان پرداخته می‌شود. این طرح‌ها شامل سه سناریوی کلی می‌شوند، یکی استفاده از توربواکسپندر بدون بکارگیری توربین گاز، دومی بکارگیری توربین گاز بدون توربواکسپندر، و آخری استفاده همزمان از توربین گاز و توربواکسپندر در ایستگاه تقلیل فشار است.

با توجه به دبی گاز عبوری و همچنین دیگر پارامترهای ایستگاه، در مجموع ۶ ایستگاه این استان برای پژوهش انتخاب شد که در بین این ایستگاه‌ها، ایستگاه تقلیل فشار شاهرود با داشتن بیشترین دبی گاز، مناسب‌ترین ایستگاه برای این پژوهش است و از نقطه نظر اقتصادی کاملاً مناسب برای انجام طرح‌های پیشنهادی می‌باشد. در مجموع برای تمامی این ۶ ایستگاه و سناریو انتخابی که شامل استفاده از توربین گاز نیز باشد، مقدار $29,666$ MW می‌توان برق و انرژی الکتریکی تولید نمود که با توجه به قیمت فروش برق به شبکه، مقدار $17,4$ میلیون دلار می‌توان برق به شبکه سراسری فروخت.

فهرست مطالب

۱- فصل اول : مقدمه	۱
۱-۱ مقدمه	۲
۲-۱ صنعت گاز ایران	۲
۳-۱ آشنایی با ایستگاههای تقلیل فشار	۷
۱-۳-۱ انواع ایستگاههای گاز	۷
۲-۳-۱ مبانی طراحی ایستگاه	۱۱
۳-۳-۱ حداقل و حداکثر ظرفیت ایستگاه	۱۴
۴-۳-۱ قسمتهای مختلف ایستگاه تقلیل فشار	۱۴
۴-۱ فعالیت های انجام گرفته در پایان نامه	۱۵
۲- فصل دوم سیستم های تولید همزمان	۱۷
۱-۲ مقدمه	۱۸
۲-۲ مروری کوتاه بر فناوری تولید همزمان برق و حرارت	۱۸
۱-۲-۲ تاریخچه	۱۹
۲-۲-۲ فرایند تولید همزمان برق و حرارت	۲۰
۳-۲-۲ مزایای CHP	۲۰
۴-۲-۲ انواع محرک اولیه	۲۲
۵-۲-۲ توربینهای انبساطی	۲۸
۶-۲-۲ انواع فناوریهای تولید پراکنده	۳۱
۳-۲ تحقیقات صورت گرفته	۳۳
۱-۳-۲ استفاده از توربین انبساطی	۳۳

۳۴ بکارگیری سیستم CHP به همراه توربین انبساطی	۲-۳-۲
۳۹ فصل سوم شبیه سازی سیستم	۳-۲
۴۰ مقدمه	۱-۳
۴۰ فرضیات در نظر گرفته شده	۲-۳
۴۱ شبیه سازی شیرهای انبساطی	۳-۳
۴۲ شبیه سازی توربوآکسپنדרها	۴-۳
۴۵ طراحی پیشگرمکن و تعیین نیاز حرارتی ایستگاه	۵-۳
۴۶ توربین گاز	۶-۳
۴۹ مبدل حرارتی	۷-۳
۵۱ هزینه تجهیزات	۸-۳
۵۳ الگوریتم انتخاب سائز بهینه	۹-۳
۵۳ پارامترها و مفاهیم اقتصادی	۱۰-۳
۵۳ دوره بازگشت سرمایه	۱-۱۰-۳
۵۵ ارزش خالص فعلی سرمایه گذاری (NPV)	۲-۱۰-۳
۵۶ نرخ بازده داخلی (IRR)	۳-۱۰-۳
۵۶ طرح های مورد استفاده در ایستگاه تقلیل فشار گاز	۱۱-۳
۶۲ فصل چهارم ایستگاههای مورد مطالعه	۴-۲
۶۳ مقدمه	۱-۴
۶۳ ایستگاههای مورد بررسی	۲-۴
۶۴ مقایسه جریان های عبوری از ایستگاههای CGS	۱-۲-۴
۶۵ مقایسه فشار گاز ورودی به ایستگاههای CGS	۲-۲-۴
۶۶ مقایسه دمای گاز ورودی به ایستگاههای CGS	۳-۲-۴

۶۷.....	مقایسه فشار گاز خروجی از ایستگاه‌های CGS	۴-۲-۴
۶۸.....	مقایسه دمای گاز خروجی از ایستگاه‌های CGS	۵-۲-۴
۶۹.....	اطلاعات کارکردی ایستگاه (CGS) سمنان	۳-۴
۶۹.....	دبی گاز ورودی	۱-۳-۴
۶۹.....	فشار گاز ورودی به ایستگاه CGS سمنان	۲-۳-۴
۷۱.....	دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS سمنان	۳-۳-۴
۷۲.....	فشار گاز خروجی از ایستگاه CGS سمنان	۴-۳-۴
۷۳.....	دمای گاز خروجی از ایستگاه CGS سمنان	۵-۳-۴
۷۴.....	اطلاعات کارکردی ایستگاه (CGS) شاهرود	۴-۴
۷۴.....	دبی گاز ورودی	۱-۴-۴
۷۵.....	فشار گاز ورودی به ایستگاه CGS شاهرود	۲-۴-۴
۷۶.....	دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS شاهرود	۳-۴-۴
۷۷.....	فشار گاز خروجی از ایستگاه CGS شاهرود	۴-۴-۴
۷۸.....	دمای گاز خروجی از ایستگاه CGS شاهرود	۵-۴-۴
۷۹.....	اطلاعات کارکردی ایستگاه (CGS) دامغان	۵-۴
۷۹.....	دبی گاز ورودی به ایستگاه CGS دامغان	۱-۵-۴
۸۰.....	فشار گاز ورودی به ایستگاه CGS دامغان	۲-۵-۴
۸۱.....	دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS دامغان	۳-۵-۴
۸۲.....	فشار گاز خروجی از ایستگاه CGS دامغان	۴-۵-۴
۸۳.....	دمای گاز خروجی از ایستگاه CGS دامغان	۵-۵-۴
۸۴.....	اطلاعات کارکردی ایستگاه CGS گرمسار	۶-۴
۸۴.....	دبی گاز ورودی به ایستگاه CGS گرمسار	۱-۶-۴

۸۵.....	فشار گاز ورودی ایستگاه CGS گرمسار	۲-۶-۴
۸۶.....	دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS گرمسار	۳-۶-۴
۸۷.....	فشار گاز خروجی از ایستگاه CGS گرمسار	۴-۶-۴
۸۷.....	دمای گاز خروجی از ایستگاه CGS گرمسار	۵-۶-۴
۸۸.....	اطلاعات کارکردی ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد	۷-۴
۸۸.....	دبی گاز ورودی به ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد	۱-۷-۴
۸۹.....	فشار گاز ورودی به ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد	۲-۷-۴
۹۰.....	دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد	۳-۷-۴
۹۱.....	فشار گاز خروجی از ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد	۴-۷-۴
۹۲.....	دمای گاز خروجی از ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد	۵-۷-۴
۹۳.....	اطلاعات کارکردی ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان	۸-۴
۹۳.....	دبی گاز ورودی به ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان	۱-۸-۴
۹۴.....	فشار گاز ورودی به ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان	۲-۸-۴
۹۵.....	دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان	۳-۸-۴
۹۶.....	فشار گاز خروجی از ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان	۴-۸-۴
۹۷.....	دمای گاز خروجی از ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان	۵-۸-۴
۹۸.....	فصل پنجم بحث و بررسی نتایج.....	۵-
۹۹.....	مقدمه.....	۱-۵
۹۹.....	میزان مصرف سوخت ایستگاه‌های مورد مطالعه.....	۲-۵
۱۰۱.....	ایستگاه CGS سمنان.....	۳-۵
۱۰۱.....	طراحی براساس نیاز گرمایی.....	۱-۳-۵
۱۱۲.....	ایستگاه CGS شاهرود.....	۴-۵

۱۱۲	طراحی براساس نیاز گرمایی	۱-۴-۵
۱۲۱	ایستگاه CGS دامغان	۵-۵
۱۲۲	طراحی براساس نیاز گرمایی	۱-۵-۵
۱۲۹	ایستگاه CGS گرمسار	۶-۵
۱۳۱	ایستگاه CGS مهدی شهر و شه میرزاد	۷-۵
۱۳۴	ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان	۸-۵
۱۳۸	فصل ششم نتیجه گیری و ارائه پیشنهادات	۶-۶
۱۳۹	جمع بندی و نتیجه گیری	۱-۶
۱۴۰	ارائه پیشنهادات	۲-۶
۱۴۶	Shahrood University of Technology	
۱۴۶	Thesis	
۱۴۶	Mohammad Saberi	
۱۴۶	Supervisors	

فهرست اشکال

- شکل ۱-۱ مسیر طی شده توسط گاز تا رسیدن به مصرف کننده [3] ۷
- شکل ۲-۱ فلودیگرام یک ایستگاه اندازه گیری مقدار جریان گاز [3] ۹
- شکل ۳-۱ شمای یک ایستگاه گاز [3] ۹
- شکل ۴-۱ ایستگاه گاز کابینتی [1] ۱۰
- شکل ۵-۱ ایستگاه گاز کابینتی [1] ۱۰
- شکل ۶-۱ تصویر هیتر از نوع Indirect Water Bath Gas Heaters [3] ۱۵
- شکل ۱-۲ استفاده از سلول سوختی در ایستگاه تقلیل فشار [17] ۳۶
- شکل ۲-۲ استفاده از سلول خورشیدی در ایستگاه تقلیل فشار [18] ۳۷
- شکل ۳-۲ استفاده از موتور احتراق داخلی در ایستگاه تقلیل فشار [19] ۳۷
- شکل ۱-۳ تاثیر دمای هوا بر پارامترهای یک توربین گاز نمونه [25] ۵۰
- شکل ۲-۳ شماتیک طرح استفاده از شیر انبساطی [19] ۵۷
- شکل ۳-۳ شماتیک طرح استفاده از توربوآکسپندر بدون استفاده از سیستم CHP [19] ۵۸
- شکل ۴-۳ شماتیک طرح استفاده از توربین گاز بدون استفاده توربوآکسپندر در ایستگاه CGS ۶۰
- شکل ۵-۳ شماتیک طرح استفاده از توربین گاز و توربوآکسپندر در ایستگاه CGS ۶۱
- شکل ۱-۴ مقایسه متوسط دبی حجمی گاز ورودی به ایستگاه‌های مورد مطالعه در طول سال ۸۸-۸۹ ۶۴
- شکل ۲-۴ مقایسه متوسط فشار گاز ورودی به ایستگاه‌های CGS مورد مطالعه در سال ۸۸-۸۹ ۶۵
- شکل ۳-۴ مقایسه متوسط دمای گاز ورودی به ایستگاه‌های مورد مطالعه در طول سال ۸۸-۸۹ ۶۶
- شکل ۴-۴ مقایسه متوسط دمای گاز خروجی از ایستگاه‌های مورد مطالعه در طول سال ۸۸-۸۹ ۶۸
- شکل ۵-۴ مقایسه بین ماکزیمم، متوسط و مینیمم دبی گاز عبوری از ایستگاه CGS سمنان در طول سال ۸۹- ۸۸
- شکل ۶-۴ مقایسه بین ماکزیمم، متوسط و مینیمم ماهانه دبی گاز عبوری از ایستگاه CGS شاهرود در طول سال ۸۸-۸۹ ۷۴
- شکل ۷-۴ مقایسه بین ماکزیمم، متوسط و مینیمم ماهانه دبی حجمی گاز عبوری از ایستگاه CGS دامغان در سال ۸۸-۸۹ ۷۹

- شکل ۴-۸ مقایسه بین ماکزیمم، متوسط و مینیمم ماهانه دبی حجمی گاز عبوری از ایستگاه CGS گرمسار در سال ۸۹-۸۸..... ۸۴
- شکل ۴-۹ مقایسه بین ماکزیمم، متوسط و مینیمم دبی گاز عبوری از ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد در سال ۸۹-۸۸..... ۸۸
- شکل ۴-۱۰ مقایسه بین ماکزیمم، متوسط و مینیمم دبی گاز عبوری از ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان در سال ۸۹-۸۸..... ۹۳
- شکل ۵-۱ میزان مصرف سوخت ایستگاه‌های مورد مطالعه در طول سال ۸۹-۸۸..... ۱۰۰
- شکل ۵-۲ میزان مصرف سوخت ماهانه برای سناریوهای مختلف ایستگاه CGS سمنان در سال ۸۹-۸۸..... ۱۰۳
- شکل ۵-۳ توان الکتریکی تولیدی ماهانه برای سناریوهای مختلف ایستگاه CGS سمنان در سال ۸۹-۸۸..... ۱۰۴
- شکل ۵-۴ میزان کاهش دمای هوای ورودی به توربین گاز در ایستگاه CGS سمنان در سال ۸۹-۸۸..... ۱۰۷
- شکل ۵-۵ تاثیر پیش سرمایه‌گذاری هوای ورودی بر میزان مصرف سوخت توربین گاز در ایستگاه CGS سمنان در سال ۸۹-۸۸..... ۱۰۸
- شکل ۵-۶ تاثیر پیش سرمایه‌گذاری هوای ورودی بر توان الکتریکی توربین گاز در ایستگاه CGS سمنان در سال ۸۹-۸۸..... ۱۰۹
- شکل ۵-۷ تاثیر پیش سرمایه‌گذاری هوای ورودی در دو حالت، براندمان توربین گاز در ایستگاه CGS سمنان در سال ۸۹-۸۸..... ۱۱۰
- شکل ۵-۸ مصرف سوخت ماهانه برای سناریوهای مختلف ایستگاه CGS شاهرود در سال ۸۹-۸۸..... ۱۱۳
- شکل ۵-۹ توان الکتریکی تولیدی ماهانه برای سناریوهای مختلف ایستگاه CGS شاهرود در سال ۸۹-۸۸..... ۱۱۴
- شکل ۵-۱۰ تاثیر پیش سرمایه‌گذاری بر هوای ورودی به توربین گاز در ایستگاه CGS شاهرود در سال ۸۹-۸۸..... ۱۱۷
- شکل ۵-۱۱ تاثیر پیش سرمایه‌گذاری بر توان الکتریکی توربین گاز در ایستگاه CGS شاهرود در سال ۸۹-۸۸..... ۱۱۸
- شکل ۵-۱۲ تاثیر پیش سرمایه‌گذاری بر سوخت مصرفی توربین گاز بکار گرفته شده در ایستگاه CGS شاهرود در سال ۸۹-۸۸..... ۱۱۹
- شکل ۵-۱۳ تاثیر پیش سرمایه‌گذاری براندمان توربین گاز در ایستگاه CGS شاهرود در سال ۸۹-۸۸..... ۱۲۰
- شکل ۵-۱۴ مصرف سوخت ماهانه برای سناریوهای مختلف ایستگاه CGS دامغان در سال ۸۹-۸۸..... ۱۲۳
- شکل ۵-۱۵ توان الکتریکی تولیدی ماهانه برای سناریوهای مختلف ایستگاه CGS دامغان در سال ۸۹-۸۸..... ۱۲۳
- شکل ۵-۱۶ تاثیر پیش سرمایه‌گذاری بر هوای ورودی به توربین گاز در ایستگاه CGS دامغان در سال ۸۹-۱۲۶..... ۱۲۶

- شکل ۵-۱۷ تاثیر پیش سرمایه‌گذاری بر توان الکتریکی توربین گاز در ایستگاه CGS دامغان در سال ۸۹-۸۸... ۱۲۷
- شکل ۵-۱۸ تاثیر پیش سرمایه‌گذاری بر سوخت مصرفی توربین گاز بکار گرفته شده در ایستگاه CGS دامغان در سال ۸۹-۸۸..... ۱۲۷
- شکل ۵-۱۹ تاثیر پیش سرمایه‌گذاری بر اندامان توربین گاز در ایستگاه CGS دامغان در سال ۸۹-۸۸..... ۱۲۸
- شکل ۵-۲۰ دبی حجمی سوخت مصرفی ایستگاه CGS گرمسار برای دو سناریو در سال ۸۹-۸۸..... ۱۳۰
- شکل ۵-۲۱ توان الکتریکی تولید شده در ایستگاه CGS گرمسار در سال ۸۹-۸۸..... ۱۳۰
- شکل ۵-۲۲ میزان مصرف سوخت برای سناریوهای مختلف در ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد در سال ۸۹-۸۸..... ۱۳۲
- شکل ۵-۲۳ میزان توان تولید برق برای سناریوهای مختلف در ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد در سال ۸۹-۸۸..... ۱۳۳
- شکل ۵-۲۴ میزان سوخت مصرفی برای سناریوهای مختلف ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان..... ۱۳۵
- شکل ۵-۲۵ میزان تولید توان الکتریکی برای سناریوهای مختلف ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان. ۱۳۶

فهرست جداول

- جدول ۱-۱ پالایشگاه‌های کشور ۴
- جدول ۲-۱ محدوده فشار ایستگاه‌های گاز ۱۳
- جدول ۱-۲ اطلاعات اولیه سرمایه‌گذاری برای انواع فناوری های مولدهای مقیاس کوچک ۳۱
- جدول ۱-۳ نمونه ای از توربین های گاز کمپانی های مختلف [24] ۴۹
- جدول ۱-۴ تغییرات فشار گاز ورودی به ایستگاه CGS سمنان در سال ۸۸-۸۹ ۷۰
- جدول ۲-۴ تغییرات دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS سمنان در سال ۸۸-۸۹ ۷۱
- جدول ۳-۴ تغییرات فشار گاز خروجی ایستگاه تقلیل فشار سمنان در سال ۸۸-۸۹ ۷۲
- جدول ۴-۴ تغییرات دمای گاز خروجی ایستگاه تقلیل فشار سمنان در سال ۸۸-۸۹ ۷۳
- جدول ۵-۴ تغییرات فشار گاز ورودی به ایستگاه تقلیل فشار شاهرود در سال ۸۸-۸۹ ۷۵
- جدول ۶-۴ تغییرات دمای گاز ورودی به ایستگاه تقلیل فشار شاهرود در سال ۸۸-۸۹ ۷۶
- جدول ۷-۴ تغییرات فشار گاز خروجی ایستگاه تقلیل فشار شاهرود در سال ۸۸-۸۹ ۷۷
- جدول ۸-۴ تغییرات دمای گاز خروجی ایستگاه تقلیل فشار شاهرود در سال ۸۸-۸۹ ۷۸
- جدول ۹-۴ تغییرات فشار گاز ورودی به ایستگاه CGS دامغان در سال ۸۸-۸۹ ۸۰
- جدول ۱۰-۴ تغییرات دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS دامغان در سال ۸۸-۸۹ ۸۱
- جدول ۱۱-۴ تغییرات فشار گاز خروجی ایستگاه CGS دامغان در سال ۸۸-۸۹ ۸۲
- جدول ۱۲-۴ تغییرات دمای گاز خروجی ایستگاه CGS دامغان در سال ۸۸-۸۹ ۸۳
- جدول ۱۳-۴ تغییرات فشار گاز ورودی به ایستگاه CGS گرمسار در سال ۸۸-۸۹ ۸۵
- جدول ۱۴-۴ تغییرات دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS گرمسار در سال ۸۸-۸۹ ۸۶
- جدول ۱۵-۴ تغییرات دمای گاز خروجی ایستگاه CGS گرمسار در سال ۸۸-۸۹ ۸۷
- جدول ۱۶-۴ تغییرات فشار گاز ورودی به ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد در سال ۸۸-۸۹ ۸۹
- جدول ۱۷-۴ تغییرات دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد در سال ۸۸-۸۹ ۹۰
- جدول ۱۸-۴ تغییرات فشار گاز خروجی ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد در سال ۸۸-۸۹ ۹۱
- جدول ۱۹-۴ تغییرات دمای گاز خروجی ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد در سال ۸۸-۸۹ ۹۲
- جدول ۲۰-۴ تغییرات فشار گاز ورودی به ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان در سال ۸۸-۸۹ ۹۴
- جدول ۲۱-۴ تغییرات دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان در سال ۸۸-۸۹ ۹۵

- جدول ۴-۲۲ تغییرات فشار گاز خروجی ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان در سال ۸۸-۸۹..... ۹۶
- جدول ۴-۲۳ تغییرات دمای گاز خروجی ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان در سال ۸۸-۸۹..... ۹۷
- جدول ۵-۱ میزان مصرف و هزینه سوخت ایستگاه‌های مورد مطالعه ۱۰۱
- جدول ۵-۲ سناریو های مختلف برای ایستگاه CGS سمنان ۱۰۲
- جدول ۵-۳ درآمد ها و هزینه‌ها برای سناریو های مختلف ایستگاه CGS سمنان ۱۰۵
- جدول ۵-۴ نتایج آنالیز اقتصادی سناریو های مختلف ایستگاه CGS سمنان ۱۰۵
- جدول ۵-۵ درآمد ها و هزینه‌ها در حالت کارکرد توربین گاز با بار ماکزیمم برای ایستگاه CGS سمنان ۱۰۶
- جدول ۵-۶ نتایج آنالیز اقتصادی در حالت کارکرد توربین گاز با بار ماکزیمم برای ایستگاه CGS سمنان ۱۰۶
- جدول ۵-۷ درآمد ها و هزینه‌ها در حضور سیستم پیش سرمایه‌گذاری برای سناریوی چهارم در ایستگاه CGS سمنان ۱۱۱
- جدول ۵-۸ مقایسه نتایج آنالیز اقتصادی در حضور سیستم پیش سرمایه‌گذاری برای سناریوی چهارم برای ایستگاه CGS سمنان ۱۱۱
- جدول ۵-۹ سناریو های مختلف برای ایستگاه CGS شاهرود ۱۱۲
- جدول ۵-۱۰ درآمد ها و هزینه‌ها برای سناریو های مختلف ایستگاه CGS شاهرود ۱۱۵
- جدول ۵-۱۱ نتایج آنالیز اقتصادی سناریو های مختلف ایستگاه CGS شاهرود ۱۱۵
- جدول ۵-۱۲ درآمد ها و هزینه‌ها در حالت کارکرد توربین گاز با بار ماکزیمم ایستگاه CGS شاهرود ۱۱۶
- جدول ۵-۱۳ نتایج آنالیز اقتصادی در حالت کارکرد توربین گاز با بار ماکزیمم ایستگاه CGS شاهرود ۱۱۶
- جدول ۵-۱۴ درآمد ها و هزینه‌ها در حضور سیستم پیش سرمایه‌گذاری برای سناریوی چهارم ایستگاه CGS شاهرود ۱۲۱
- جدول ۵-۱۵ مقایسه نتایج آنالیز اقتصادی در حضور سیستم پیش سرمایه‌گذاری برای سناریوی چهارم ایستگاه CGS شاهرود ۱۲۱
- جدول ۵-۱۶ سناریو های مختلف برای ایستگاه CGS دامغان ۱۲۲
- جدول ۵-۱۷ درآمد ها و هزینه‌ها برای سناریو های مختلف ایستگاه CGS دامغان ۱۲۴
- جدول ۵-۱۸ نتایج آنالیز اقتصادی سناریو های مختلف ایستگاه CGS دامغان ۱۲۴
- جدول ۵-۱۹ درآمد ها و هزینه‌ها در حالت کارکرد توربین گاز با بار ماکزیمم در ایستگاه CGS دامغان ۱۲۵
- جدول ۵-۲۰ نتایج آنالیز اقتصادی در حالت کارکرد توربین گاز با بار ماکزیمم در ایستگاه CGS دامغان ۱۲۵

جدول ۵-۲۱ درآمدها و هزینه‌ها در حضور سیستم پیش‌سرمایش برای سناریوی سوم ایستگاه CGS دامغان	۱۲۸
جدول ۵-۲۲ مقایسه نتایج آنالیز اقتصادی در حضور سیستم پیش‌سرمایش برای سناریوی سوم ایستگاه CGS دامغان	۱۲۹
جدول ۵-۲۳ سناریو‌ها مختلف برای ایستگاه CGS گرمسار	۱۲۹
جدول ۵-۲۴ درآمدها و هزینه‌ها برای ایستگاه CGS گرمسار	۱۳۱
جدول ۵-۲۵ نتایج آنالیز اقتصادی ایستگاه CGS گرمسار	۱۳۱
جدول ۵-۲۶ سناریو‌های مختلف برای ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد	۱۳۲
جدول ۵-۲۷ درآمد‌ها و هزینه‌ها برای سناریو‌های مختلف ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد	۱۳۳
جدول ۵-۲۸ نتایج آنالیز اقتصادی سناریو‌های مختلف ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد	۱۳۴
جدول ۵-۲۹ سناریو‌های مختلف برای ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان	۱۳۵
جدول ۵-۳۰ درآمد‌ها و هزینه‌ها برای سناریو‌های مختلف ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان	۱۳۷
جدول ۵-۳۱ نتایج آنالیز اقتصادی سناریو‌های مختلف ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان	۱۳۷

نمادها	
cp_{GT}	ظرفیت الکتریکی توربین گاز (kW)
C_c	هزینه سرمایه‌گذاری اولیه ($\$/kW$)
CM	هزینه تعمیر و نگهداری ($\$/kWh$)
d	نرخ بهره (%)
DPB	دوره بازگشت سرمایه تنزیل شده (year)
F	سود خالص سالیانه (\$)
F_0	سرمایه‌گذاری اولیه (\$)
h	آنتالپی
IRR	نرخ بازده داخلی (%)
LHV	ارزش حرارتی پائین گاز طبیعی (kJ/kg)
\dot{m}	دبی جرمی گاز عبوری از ایستگاه (kg/s)
\dot{m}_f	دبی جرمی سوخت مصرفی (kg/s)
NPV	ارزش خالص کنونی (\$)
P	فشار (kPa)
P_{elec}	توان الکتریکی (kW)
PL	درصد بار جزئی (%)
\dot{Q}_{req}	توان حرارتی مورد نیاز (kW)
SPB	دوره بازگشت سرمایه (year)
T	دما ($^{\circ}C$)
t	دوره (year)
\dot{W}_{ex}	توان تولیدی توربوآکسپندر
علائم یونانی	
η_{ex}	راندمان توربوآکسپندر
η_{nom}	راندمان الکتریکی اسمی
η_{th}	راندمان حرارتی
$\eta_{cooling}$	راندمان توربین گاز در صورت استفاده از توربین گاز
\dot{v}	دبی حجمی گاز (m^3/h)
ε	ضریب تاثیرمبدل حرارتی

زیرنویس ها	
i	ورودی ایستگاه تقلیل فشار گاز
1	خروجی پیش گرمکن
2v	شرایط خروجی از شیرانبساطی
2	خروجی توربواکسپندر
3	گاز ورودی به مبدل خنک کن هوا
ex	توربواکسپندر
nom	اسمی
GT	توربین گاز
0,air	هوای ورودی به خنک کن هوا
1,air	هوای ورودی به توربین گاز
HEX	مبدل حرارتی
علائم اختصاری	
CGS	(City Gate Station) ایستگاه تقلیل فشار گاز
TBS	(Town Border Station) ایستگاه تقلیل فشار منطقه ای
CHP	(Combined Heat and Power) تولید همزمان برق و گرما
EES	(Engineering Equation Solver) نرم افزار تحلیل معادلات مهندسی
HRS	(Heat Recovery Steam Generator) مبدل حرارتی بازیافت بخار

۱- فصل اول :

مقدمه

۱-۱ مقدمه

رشد تقاضا جهت مصرف انرژی و به طبع آن مصرف بی رویه سوخت های فسیلی در جهان، ما را بر این می‌دارد که بیش از پیش در راستای استحصال انرژی و افزایش راندمان سیستم های موجود گام برداریم. از جمله مواردی که بایستی مورد توجه و بازبینی قرار گیرند، ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی می‌باشند.

در ایران واحتمالاً در تمامی کشورهای جهان، گاز طبیعی از طریق خطوط گسترده انتقال گاز فشار بالا (۵-۷ مگاپاسکال) به نقاط مصرف منتقل می‌شود. گازی با این میزان فشار دارای پتانسیل فشاری قابل توجهی است. ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی وظیفه کاهش و تنظیم این فشار و رساندن آن به فشاری تا حدود ۱،۵ تا ۲ مگاپاسکال را دارند، در این ایستگاه‌ها با استفاده از شیرهای فشار شکن فشار گاز را طی یک فرایند انبساطی تقلیل می‌دهند. یکی از مشکلاتی که در نتیجه کاهش فشار گاز طبیعی در ایستگاه تقلیل فشار ممکن است رخ دهد، هیدراته شدن گاز در اثر افت فشار شدید و در نتیجه کاهش شدید دمای گاز در خروجی است که هم اکنون برای جلوگیری از وقوع این مشکل، گاز طبیعی پس از ورود به ایستگاه و قبل از فرایند تقلیل فشار پیش گرم می‌گردد. پیش گرمایش گاز طبیعی در اکثر ایستگاه‌های تقلیل فشار در ایران، بوسیله هیترهای حمام آب که سوخت مورد نیاز خود را از گاز عبوری از ایستگاه تأمین می‌نماید، صورت می‌گیرد. بنابراین علاوه بر اینکه برای پیش گرم کردن گاز سوخت مصرف کرده ایم، از انرژی و قابلیت کاردهی گاز فشار بالا نیز صرف‌نظر کرده ایم و این نشان از این است که ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی چه از لحاظ ساختار و چه از لحاظ مکانیزم تقلیل فشار بایستی مورد بازبینی قرار گیرند.

در این فصل به آشنایی کلی با صنعت گاز و ایستگاه‌های تقلیل فشار پرداخته می‌شود و در ادامه آن فعالیت های انجام گرفته در این پژوهش توضیح داده می‌شود.

۲-۱ صنعت گاز ایران

همچنانکه می‌دانیم رشد تقاضا جهت مصرف انرژی در هر کشوری تابعی از سطح زندگی و رفاه عمومی مردم در تجهیزات و امکانات موجود جهت تولید و رفع نیازهای آنان می‌باشد. امروزه ۷۵ درصد انرژی مورد نیاز جهان از نفت و گاز تأمین می‌شود. در نتیجه مصرف روز افزون انرژی و در نتیجه رشد تقاضای آن از یک سو و رو به پایان بودن منابع نفتی در آینده ای نزدیک از سمتی دیگر و با عنایت به جایگاه ایران در بین کشورهای دارای منابع غنی گاز طبیعی، اهمیت این صنعت رو به رشد بیشتر نمایان می‌گردد. ایران با داشتن ۲۸

تریلیون متر مکعب، تقریباً معادل ۱۸ درصد ذخایر ثابت شده گاز جهان را در اختیار دارد و به عنوان دومین کشور بزرگ دارنده گاز طبیعی مطرح است. در این میان روسیه با داشتن ۳۰ درصد اولین کشور و پس از ایران نیز کشورهای قطر با ۹ درصد، امارات ۴ درصد و عربستان سعودی با ۳/۷ درصد و ... قرار دارند. [1,2]

امروزه نفت و گاز نقش مهم و انکارناپذیری در تامین انرژی جهان دارند. با توجه به محدود بودن منابع نفتی و مزایای متعدد سوخت گازی نقش گاز پررنگ تر گردیده به طوری که منابع گازی جای خود را در جهان به عنوان یکی از منابع اصلی تامین انرژی، بیش از پیش باز نموده است. شرکت ملی گاز ایران نیز در سال ۱۳۴۴ تاسیس و اولین خط لوله سراسری به قطرهای ۴۲" و ۴۰" در سال ۱۳۴۹ شمسی جهت انتقال گاز ایران به کشور شوروی سابق از پالایشگاه بیدبلند تا آستارا کشیده شد و هزینه این لوله کشی و ایستگاههای تقویت فشار روی آن به همراه هزینه احداث کارخانههای ذوب آهن اصفهان و ماشین سازی اراک توسط صادرات گاز به این کشور پرداخت گردید. با توجه به کشف میداین متنوع گازی و نیاز روزافزون به گاز در کشور ایجاد پالایشگاهها و خطوط انتقال ضروری بنظر میرسید.

سولفید هیدروژن و دی اکسید کربن به علت دارا بودن خواص خوردگی، شن و ماسه، آب شور و نیتروژن از ارزش حرارتی گاز می کاهند. بنابراین جهت افزایش ارزش حرارتی گاز، پالایشگاهها وظیفه تصفیه این ناخالصیها را بعهده دارند. در جدول ۱-۱ مشخصات پالایشگاههای مختلف کشور آمده است.

جدول ۱-۱ پالایشگاه‌های کشور

توضیحات	مکان	ظرفیت تولید گاز طبیعی (MMSCM) ^۱ *	پالایشگاه
جهت پالایش گاز میدان گازی آغاچاری و تغذیه خط اول سراسری	واقع در استان خوزستان در ۲۴ کیلومتری غرب بهبهان	۲۳,۵	بیدبلند
به منظور پالایش گازهای حوزه پازنان، گچساران و بی بی حکیمه	واقع در استان خوزستان در ۱۵ کیلومتری جنوب غربی بهبهان	۵۷	بیدبلند ۲ (در حال ساخت)
به منظور پالایش گاز همراه میدان نفت سفید	مسجد سلیمان	۱	مسجد سلیمان
به منظور پالایش گازهای میدان‌های گازی نار و کنگان و تغذیه خط دوم سراسری	در ۳۱۰ کیلومتری جنوب شرقی بندر بوشهر	۱۱۰	فجر
به منظور پالایش حوزه گازی تابناک که بزرگترین حوزه گازی شیرین کشور است	جنوب استان فارس - شهرستان مهر	۵۵	پارسیان ۱
حوزه‌های دریافت گاز آن شانول، هما و وراوی	جنوب استان فارس - شهرستان مهر	۴۱	پارسیان ۲
به منظور پالایش گاز ترش مخزن گازی مزدوران	استان خراسان در ۳۵ کیلومتری جنوب غربی سرخس	۴۴,۵	خانگیران (شیهه هاشیمی نژاد)
به منظور تفکیک و نم زدایی گاز طبیعی شور بجه	استان خراسان در ۳۵ کیلومتری جنوب غربی سرخس	۲,۳	واحد نم زدایی شور بجه
به منظور تفکیک و نم زدایی گاز طبیعی مخزن گنبدلی	استان خراسان در ۳۵ کیلومتری جنوب غربی سرخس	۸,۵	واحد نم زدایی گنبدلی
به منظور پالایش گاز ترش حوزه گازی سرخون	استان هرمزگان - ۲۵ کیلومتری شمال شرقی بندر عباس	۱۵	سرخون
به منظور تفکیک و نم زدایی گاز طبیعی حوزه گورزین	استان هرمزگان - قشم	۲,۵	واحد نم زدایی قشم (گورزین)
این پالایشگاه‌ها در سه بخش و به منظور پالایش گازهای فاز ۱ تا ۵ تاسیس شده است.	استان بوشهر - عسلویه	۱۲۵	عسلویه**
جهت بهره‌برداری از منابع گازی تنگ بیجار	استان ایلام	۶,۸	ایلام

^۱ Million Standard Cubic Meter Per Day

گاز پس از پالایش و تصفیه از طریق خطوط انتقال به محل مصرف هدایت می‌شود. می‌دانیم که گاز برای حرکت از نقطه‌ای به نقطه دیگر به اختلاف فشار نیاز دارد. یعنی گاز از نقطه با فشار بیشتر به نقطه با فشار کمتر خواهد رفت. البته گاز پس از استخراج دارای فشار بالایی گاه تا 1300 Psi ($8,964 \text{ Mpa}$) می‌باشد ولی در طی مسیر خود باید از مناطق کوهستان و پستی و بلندیهای زیادی عبور کند و البته عبور از این مناطق نیازمند غلبه بر عواملی همچون افزایش ارتفاع، اصطکاک گاز درون لوله و اتصالات مربوطه می‌باشد. طبق قانون برنولی و با در نظر گرفتن گاز طبیعی بعنوان گاز کامل کاهش فشار بین دو نقطه متناسب با مجموع تغییرات سرعت، ارتفاع و افت فشار ناشی از اصطکاک گاز با خط لوله و اتصالات مربوطه است. علاوه بر این، انشعابات و مصارفی که در طول مسیر از خطوط لوله سراسری گرفته می‌شود باعث افت فشار می‌شود.

ایستگاههای تقویت فشار گاز همچنانکه از نامشان پیداست، این افت فشارها را در طول مسیر جبران خواهند نمود. در ضمن گاز ماده ای تراکم پذیر بوده و می‌توان با افزایش فشار حجم آن را کاهش داد و در نتیجه حجم بیشتری از گاز را در شرایط استاندارد انتقال داد. فشار خطوط سراسری بسیار بالا بوده در حدود 1000 Psi ($6,895 \text{ Mpa}$) و نیاز است تا جهت مصرف کننده‌های خانگی این فشار شکسته شود بنابراین در مبادی ورودی شهرها، مراکز تقلیل فشاری وجود دارند که این فشار را کاهش دهند. این کاهش فشار تا ورودی منازل ادامه دارد. محل احداث ایستگاهها براساس پارامترهای مختلفی تعیین می‌گردد ولی بطور متوسط در هر 100 کیلومتر یک ایستگاه روی هر خط ساخته می‌شود.

با توجه به اینکه درصد بالایی از مصرف گاز در کشور ما مربوط به مصارف خانگی و صنعتی از قبیل نیروگاهها و صنایع فولاد می‌باشد و در سال های اخیر قسمتی از گاز کشور به همسایگان ایران از جمله ترکیه صادر می‌شود لازم است گاز تولیدی به مناطق مصرف ارسال گردد. گاز تولیدی از طریق خطوط سراسری و انشعابات فرعی به قطبهای صنعتی و شهرهای پرجمعیت از جمله تهران و نقاط مرزی جهت صادرات ارسال می‌گردد.

براساس توافقنامه‌های که در سال 1344 شمسی بین ایران و اتحاد جماهیر شوروی به امضاء رسید، ایران در مقابل ساخت کارخانه ذوب آهن اصفهان و ماشین سازی اراک توسط شوروی، تعهد کرد که به آن کشور گاز صادر کند. اجرایی شدن این پروتکل به ایجاد شرکت ملی گاز ایران در همان سال منجر شد و قرارداد فروش سالانه ده میلیارد مترمکعب گاز به شوروی در سال 1349 به امضای طرفین رسید و صدور گاز آغاز شد.

پس از پیروزی انقلاب اسلامی، در سال ۱۳۵۸ به دلیل عدم توافق ایران و شوروی بر سر قیمت، صادرات گاز قطع شد. براساس گزارش، در مدت اجرای قرارداد ۷۱ میلیارد مترمکعب گاز طبیعی به شوروی صادر شده بود. پس از یک وقفه طولانی و توافق بر سر قیمت، دو کشور در سال ۱۳۶۹ قرارداد پانزده ساله‌ای برای صادرات گاز امضاء کردند و صادرات گاز به آن کشور دوباره از سر گرفته شد و تا زمان فروپاشی اتحاد جماهیر شوروی در سال ۱۹۹۱ (۱۳۷۰ شمسی) ادامه یافت، اما از آن زمان این خط لوله برای انتقال گاز به مناطق غربی و مصارف داخلی به کار گرفته شده است.

نخستین خط لوله سراسری گاز (IGAT I) به طول ۱۱۰۰ km، قطر ۴۲" و ظرفیت ۴۶ میلیون مترمکعب در روز به همین منظور احداث شد تا گاز پالایشگاه بیدبلند را به آستارا در مرز شوروی سابق برساند.

خط لوله دوم سراسری گاز (IGAT II) به طول ۱۸۰۰ km، قطر ۵۶" و ظرفیت ۱۱۰ میلیون مترمکعب در روز از پالایشگاه کنگان به خطوط قزوین جهت مصرف منتقل می‌گردد.

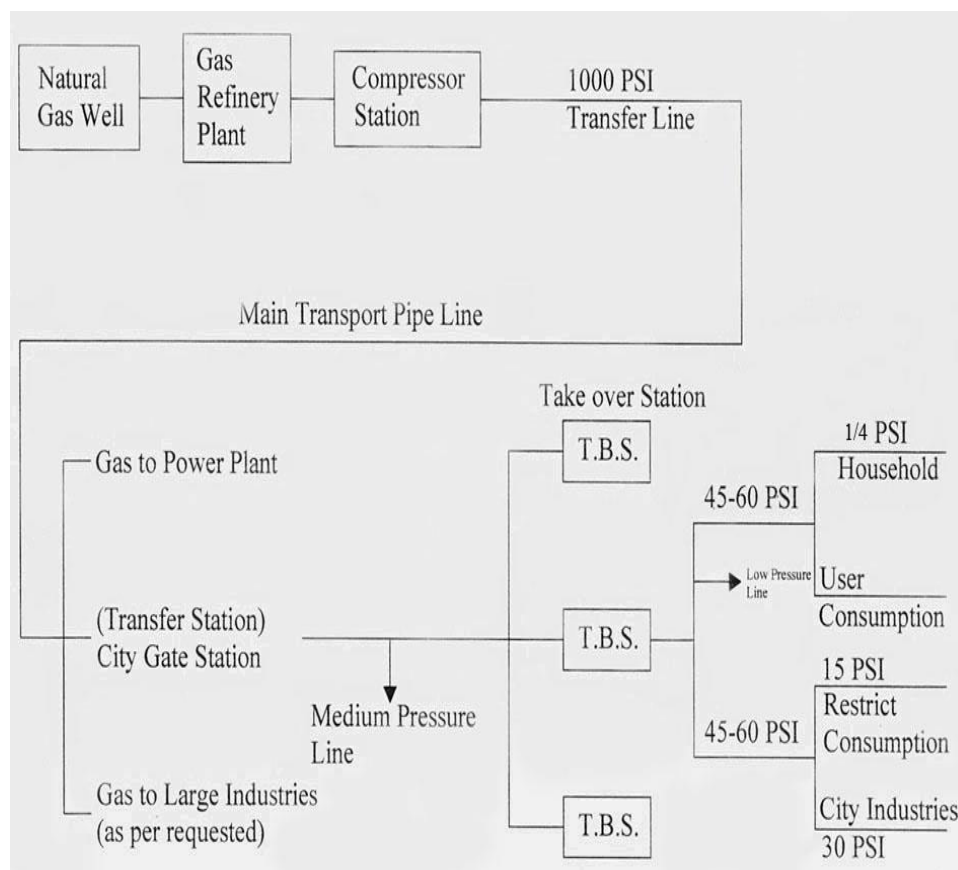
خط لوله سوم سراسری گاز (IGAT III) به طول ۸۷۰ km، قطر ۵۶" و ظرفیت ۱۱۰ میلیون مترمکعب در روز جهت انتقال گاز از فازهای ۱ تا ۵ پارس جنوبی از عسلویه و پالایشگاه کنگان به استان‌های مرکزی و غرب کشور برای تأمین گاز مصرفی مورد نیاز کشور ایجاد شده است.

خط لوله چهارم سراسری گاز (IGAT IV) به طول ۱۲۵۰ km، قطر ۵۶" و ظرفیت ۱۱۰ میلیون مترمکعب در روز از فازهای ۱ تا ۵ پارس جنوبی و پالایشگاه گاز پارسین تغذیه نموده و پس از عبور از استان‌های فارس و اصفهان به شهرهای ساوه و قزوین می‌رسد و در آینده به خطوط صادراتی آستارا متصل می‌شود.

در حال حاضر طول کل خطوط سراسری انتقال گاز به ۲۶۰۰۰ km رسیده است و برنامه ریزی برای توسعه تا ۱۰ خط سراسری در دستور کار شرکت ملی گاز ایران قرار دارد.

با توجه ذخایر عظیم گاز موجود کشور توسعه صنعت گاز ایران به سرعت در حال رشد و پیشرفت می‌باشد و این امید میرود که صنعت گاز در ایران در آینده نزدیک جای صنعت نفت را بگیرد.

در شکل ۱-۱ شماتیک کلی از مسیری که گاز برای مصرف طی می کند را می توان ملاحظه کرد.



شکل ۱-۱-مسیر طی شده توسط گاز تا رسیدن به مصرف کننده [3]

۳-۱ آشنایی با ایستگاههای تقلیل فشار

۱-۳-۱ انواع ایستگاههای گاز

قبل از ورود به مقوله ایستگاههای گاز و انواع آن لازم است توضیحات در مورد طبقه بندی خطوط لوله گاز و فشار کارکرد آن بیان گردد که طبقه بندی ایستگاههای گاز تابعی از وضعیت این خطوط می باشد.

به طور کلی فشارهای خطوط گاز به چند دسته کلی تقسیم می گردد: [3]

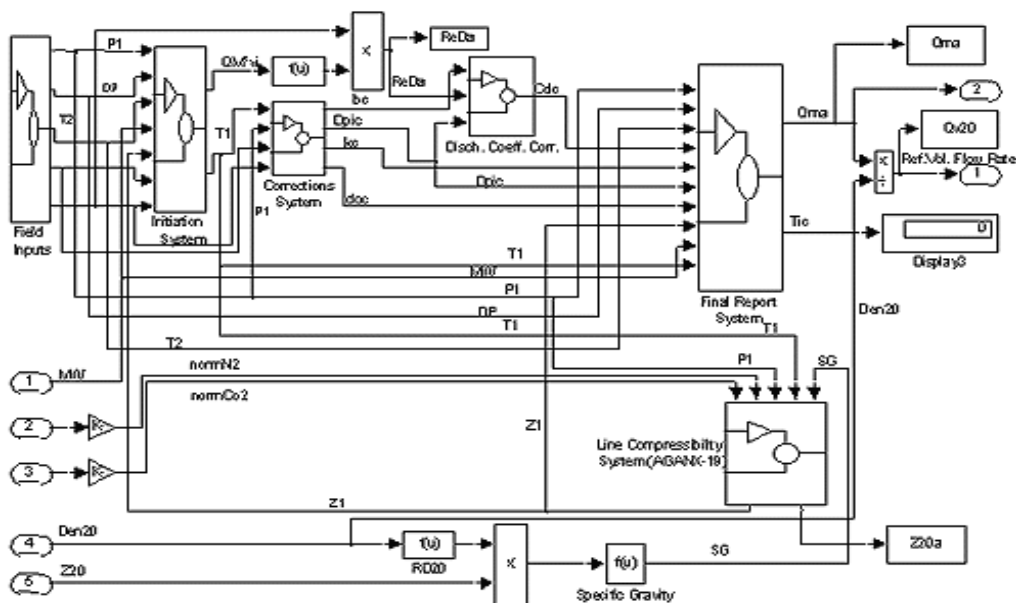
- خطوط انتقال اصلی (High Pressure) Main Transport Conduit که گاز را از منابع تولید به شهرها و یا نیروگاهها و صنایع بزرگ نظیر پتروشیمی و غیره انتقال می دهد.

- خطوط انتقال منطقه ای (Regional Gas Supply (Med. Pressure) که عبارت است از خطوط انتقال گاز در داخل شهرها (خطوط اصلی)
 - خطوط گاز فشار پایین (Low Pressure Conduct) که گاز را به مصرف کنندگان شهری می رساند. خطوط انتقال گاز محله ای که در آنها گاز در فشار پائین به نقاط مصرف به ویژه خانگی انتقال داده می شود.
- بر حسب اینکه بخواهیم گاز را در هر یک از مراحل فوق جهت مصرف و تغذیه مرحله بعد استفاده نماییم از ایستگاه‌های خاصی استفاده می گردد که تقسیم بندی آن به شرح ذیل است:
- الف- ایستگاه‌های انتقال Transfer Station** که گاز را از خطوط اصلی دریافت و با تقلیل فشار آن، آن را جهت مصرف منطقه ای آماده می نماید که ایستگاه (City Gate Station) CGS در زمره این ایستگاه‌ها می باشد.
- ب- ایستگاه‌های منطقه ای Take Over Station** : در این ایستگاه‌ها فشار گاز مجدداً تقلیل یافته و شبکه ی منطقه ای (محله ای) را تغذیه می نماید که به آنها Town Border Station نیز می گویند.
- ج- ایستگاه‌های محوطه ای District Regulator Station** که در این ایستگاه‌ها فشار گاز شبکه یک ناحیه تقلیل یافته و گاز یک محوطه مسکونی را تغذیه می نماید.
- د- ایستگاه‌های صنعتی Industrial Facility** : در این ایستگاه‌ها فشار گاز شبکه ویژه خط انتقال اصلی جهت مصرف خاص صنعتی نظیر نیروگاه‌ها، صنایع پتروشیمی و سایر صنایع بزرگ کاهش می یابد. لازم یه توضیح میباشد که ایستگاه‌های تقلیل فشار موجود در ایستگاه‌های تقویت فشار از این نوع میباشدند.
- در کلیه انواع ایستگاه‌های فوق وجود هر یک از دو عامل زیر ضروری است:

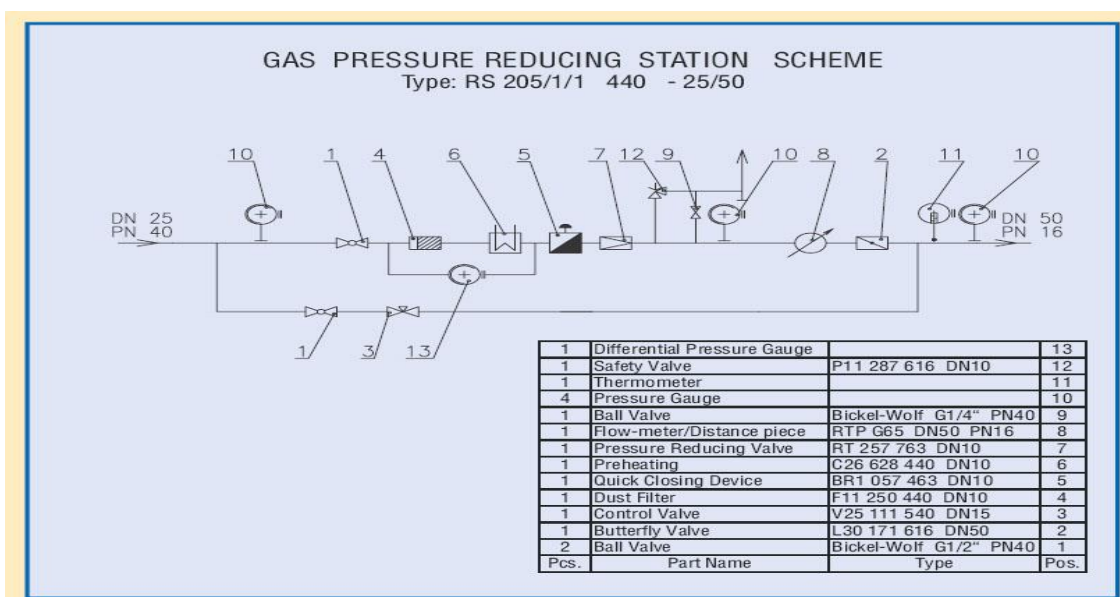
- تقلیل و تنظیم فشار Gas Pressure Regulating

- اندازه گیری میزان جریان Measuring System

بر حسب اینکه یک یا هر دوی واحدهای فوق در یک ایستگاه به کار برده شود، انواع ذیل پدید می آید که در ۳ شمای صفحات بعد اجزاء و نحوه ی استقرار آن ها در حالت کلی نشان داده می شود.



شکل ۲-۱ فلودیاگرام یک ایستگاه اندازه گیری مقدار جریان گاز [3]



شکل ۳-۱ شمای یک ایستگاه گاز [3]

یکی از متداول ترین ایستگاه‌های مورد استفاده در توزیع گاز به ویژه در T.B.S. ها ایستگاه‌های کابینتی می باشد که در آن ها پروسه تقلیل فشار و اندازه گیری انجام می پذیرد و به صورت فشرده Compact در یک محفظه به شکل مکعب مستطیل ساخته می شود و شمای کلی آن مطابق شکل زیر می باشد:



شکل ۴-۱/ ایستگاه گاز کابینتی [1]



شکل ۵-۱/ ایستگاه گاز کابینتی [1]

۱-۳-۲ مبانی طراحی ایستگاه

مبانی طراحی ایستگاه‌های گاز شامل موارد ذیل می باشد :

۱-۲-۳-۱ شرایط طراحی ایستگاه

در تعیین شرایط طراحی ایستگاه نکات ذیل باید مورد توجه قرار گیرد و در حقیقت شرایط طراحی ایستگاه را باید با توجه به شرایط موجود و شرایط مصرف کننده تعیین نمود.

- شرایط گاز موجود
- شرایط مصرف کننده
- شرایط جوی و دمای طراحی ایستگاه
- فشار و دمای طراحی ایستگاه

۱-۳-۲-۲ شرایط گاز موجود

- منبع تغذیه (نزدیک ترین شبکه گاز موجود)
- فشار منبع تغذیه (فشار شبکه گاز)
- ظرفیت منبع تغذیه (مقدار گازی که شبکه می تواند در اختیار مصرف کننده قرار دهد و از پیش در طراحی ظرفیت خط اصلی در نظر گرفته شده است).

۱-۳-۲-۳ شرایط مصرف کننده

- میزان مورد نیاز مصرف کننده بر حسب $SCMH^1$
- فشار مورد نیاز بر حسب PSIG

بنابراین شرایط طراحی ایستگاه به عوامل فوق بستگی دارد و مهندس طراح باید قبل از هر گونه اقدامی در دو مورد فوق اطلاعات لازم را به دست آورد. به این معنی که باید ابتدا با توجه به فشار نزدیک ترین شبکه یا خط گاز موجود، در مورد قیاس فشار خط و فشار مورد نیاز مصرف کننده بررسی های لازم را به عمل آورد و

1 Standard Cubic Meter per Hour

امکان تامین فشار مورد نیاز مصرف کننده از خط موجود را بررسی کند. سپس با توجه به پیش بینی هایی که در مورد مصارف هر خط لوله گاز در پروژه اتصال گاز در نظر گرفته شده جایگاه مصرف کننده را تحت عنوان ظرفیت های آینده مورد بررسی قرار دهد که آیا امکان انشعاب از خط اصلی وجود دارد یا خیر. به این معنی که گرفتن انشعاب در ظرفیت نهایی خط چه تاثیری می گذارد.

میزان مصرف گاز و نیز فشار مورد نیاز مصرف کننده با توجه به تنوع مصرف باید مورد دقت قرار گیرد. نیازهای شهری و استانداردهای آن و نیز نیازهای صنعتی و نیروگاهی هر یک به نوبه خود شرایط خاصی دارد که باید در شرایط خروجی و ظرفیت ایستگاه ملحوظ گردد.

۱-۳-۲-۴ فشار و دمای طراحی ایستگاه

مهمترین فاکتور در تصمیم گیری طراحی و احداث هر ایستگاه فشار نزدیک ترین منبع تغذیه کننده آن می باشد. مقایسه فشار منبع تغذیه و فشار مورد نیاز، عامل اصلی تصمیم گیری در تعیین فشار طراحی ایستگاه می باشد. به عنوان مثال از شبکه ۱۰۰۰Psi (۰,۸۹۵ Mpa) امکان دریافت گاز در فشارهای پایین تر نظیر ۴۰۰Psi (۰,۲۷۵۸ Mpa) و ۲۵۰Psi (۰,۱۷۵۴ Mpa) و ۶۰Psi (۰,۴۱۳۷ Mpa) وجود دارد و در شبکه ۲۵۰Psi (۰,۱۷۵۴ Mpa) نیز امکان دریافت فشار گاز به مقدار ۶۰ Psi (۰,۴۱۳۷ Mpa) می باشد.

۱-۳-۲-۵ حداقل و حداکثر فشار ورودی و خروجی ایستگاه گاز

قبل از ورود به بررسی حداقل و حداکثر فشار در ایستگاه های گاز لازم است ابتدا به نکته زیر توجه گردد :
به طور کلی ایستگاه های گاز را به دو دسته کلی می توان تقسیم نمود :

۱. ایستگاه هایی که مجهز به سیستم تقلیل فشار و اندازه گیری می باشند (PressureReducing & Metering Station)

۲. ایستگاه هایی که تنها در آنها عملیات اندازه گیری صورت می گیرد (MeteringStation) و فشار گاز ورودی و خروجی تقریباً یکسان است.

جدول صفحه بعد محدوده فشار ایستگاه های گاز (ورودی و خروجی) را تبیین می نماید.

حداکثر فشار ورودی هر ایستگاه فشار شبکه خط تغذیه کننده ایستگاه می باشد و حداکثر میزان آن در ایران 1000PSIG می باشد و در حالیکه منبع تغذیه (یعنی خط اصلی مکان احداث ایستگاه دور باشد باید مقداری (افت فشار خط انتقال) نیز از فشار اصلی خط کم شود.

جدول ۱-۲ محدوده فشار ایستگاه‌های گاز

PRESSURE INLET	PRESSURE OUTLET	REMARKS
45-60	45-60	METERING
150-250	150-250	METERING
150-250	60	(R&M)
600-1000	60	(R&M)
600-1000	250	(R&M)
600-1000	400	(R&M)

۱-۳-۲-۶ دمای طراحی ایستگاه

دمای طراحی ایستگاه شامل دو بخش می باشد.

۱- دمای گاز ورودی و خروجی ایستگاه

۲- دمای محیط اطراف ایستگاه

نقش دمای گاز ورودی با توجه به فشار ورودی و خروجی در تعیین اجزاء ایستگاه بسیار مهم می باشد.

۱-۳-۲-۷ حداقل و حداکثر دمای ورودی و خروجی گاز در ایستگاه

حداقل دمای ورودی به ایستگاه گاز همان درجه حرارت گاز نزدیک ترین شبکه به محل ایستگاه گاز می باشد. با توجه به اینکه گاز در مسیر خود با محیط هم جوار خود از نظر درجه حرارت به حالت پایدار^۱ می رسد. گاز در طول مسیر خود در بعضی موارد به منظور رسیدن به مقصد، توسط کمپرسور فشرده می گردد که این امر موجب افزایش درجه حرارت گاز می گردد. ولی با طی کردن مسیر طولانی به دلیل تبادل دما با

^۱ Steady State

زمین اطراف خود به درجه حرارت پایدار رسیده که همان درجه حرارت زمین اطراف خود می باشد. بنابراین در حالت پایدار درجه حرارت گاز ورودی به ایستگاه درجه حرارت زمین مجاور خط لوله گاز می باشد که معمولاً بین ۵ تا ۲۵ درجه سانتیگراد (40-70°F) می باشد.

۳-۳-۱ حداقل و حداکثر ظرفیت ایستگاه

حداکثر ظرفیت ایستگاه احداثی در کنار یک خط لوله بستگی به ظرفیت پیش بینی شده در طراحی کلان شبکه انتقال گاز دارد و به عواملی نظیر قطر لوله و فشار گاز موجود در آن بستگی دارد.

چون سرعت خطی گاز در داخل شبکه‌های گاز رسانی در حدود 20 m/sec (70 ft/sec) می باشد، لذا می توان ماکزیمم ظرفیت گاز خروجی از یک لوله با قطر D را محاسبه نمود.

۴-۳-۱ قسمتهای مختلف ایستگاه تقلیل فشار

بخشهای مختلف یک ایستگاه شامل موارد زیر میباشد:

الف: سیستم فیلتراسیون

ب: سیستم اندازه گیری گاز

ج: قسمت کاهش فشار، رگلاتورها، شیرهای قطع کن و سیستم گرم کننده

د: بودار کننده

ه: سیستمهای جانبی

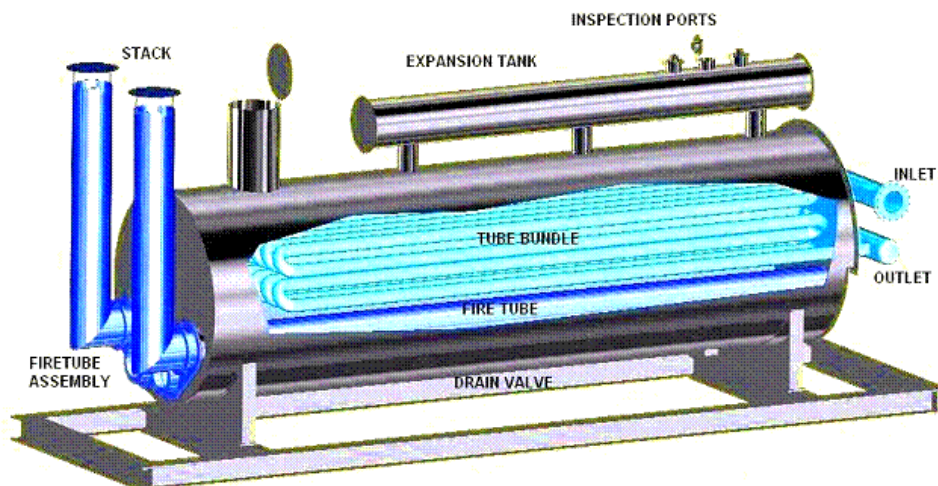
۱-۴-۳-۱ گرمکن (Water Bath Heater)

افت فشار گاز طبیعی همراه با ایجاد برودت در اطراف دستگاه کاهش فشار^۱ می باشد و به منظور جلوگیری از این موضوع نیاز به گرم کردن گاز قبل از ورود به رگولاتور می باشد. نوع گرمکن های مورد استفاده در ایستگاههای گاز از نوع گرمکن هایی است که گاز در داخل یک سری^۲ و آب داغ در اطراف این لوله‌ها به صورت یک بستر یکنواخت با درجه حرارت متعادل قرار می گیرد مطابق شکل ۱-۶. درحقیقت حرارت به

Regulator^۱

Tube^۲

صورت غیر مستقیم ابتدا به آب داده می شود و آب این حرارت را به گاز در حال جریان انتقال می دهد. از این رو این هیترها را گرمکن های غیرمستقیم^۱ نیز می گویند.



شکل ۱-۶. تصویر هیتر از نوع Indirect Water Bath Gas Heaters [3]

۴-۱ فعالیت های انجام گرفته در پایان نامه

در این پژوهش به بررسی استفاده از سیستم های تولید همزمان در ایستگاه های تقلیل فشار گاز پرداخته می شود. سیستم تولید همزمان استفاده شده در این تحقیق توربین گاز می باشد که بکارگیری آن بطور مجزا و به همزمان با توربوآکسپندر در ایستگاه CGS مورد مطالعه قرار گرفته است. در صورت بکارگیری توربوآکسپندر، نیاز حرارتی ایستگاه به دلیل جلوگیری از هیدراته شدن گاز به مراتب افزایش پیدا می کند و استفاده از توربین گاز به سبب تأمین این نیاز حرارتی توجیه بیشتری پیدا می کند. با استفاده نرم افزار و همچنین روابط ترمودینامیکی و روابط ارائه شده، سناریوها و الگوهای مختلفی برای ایستگاه CGS بررسی شد. طراحی ها به صورت موردی برای ایستگاه های تقلیل فشار گاز استان سمنان انجام شده و نتایجی برای امکان سنجی این طرح ها، از نقطه نظر فنی بودن و اقتصادی بودن ارائه شده است.

با استفاده از معادلات و روابط ارائه شده تحلیل و بررسی توربین گاز و توربین انبساطی در شرایط کارکرد متفاوت و در بارهای^۱ مختلف امکان پذیر می‌شود، زیرا با توجه به تغییر شرایط ایستگاه از جمله دما، دبی، فشار، ... شرایط کارکرد توربوآکسپندر و همچنین توربین گاز نیز تغییر می‌کند و پارامترهای آن از جمله توان، راندمان، مصرف سوخت، ... تغییر می‌کنند.

در ادامه به مروری اجمالی به آنچه در فصول و بخش‌های این پایان‌نامه آورده شده می‌پردازیم.

فصل دوم مروری گذرا بر تولید همزمان و انواع فناوری مختلف موجود داشته و انواع محرک‌های اولیه مورد استفاده در سیستم تولید همزمان را معرفی می‌کند. همچنین در این فصل به بررسی تحقیقات صورت گرفته در رابطه با موضوعات و طرح‌های مرتبط با موضوع پایان‌نامه پرداخته می‌شود.

فرضیات در نظر گرفته شده و محیط شبیه‌سازی در فصل سوم آورده شده‌اند. در این فصل به نحوه شبیه‌سازی و طراحی تجهیزات و سیستم‌های پیشنهادی، و همچنین رابطه‌های بکارگرفته شده در این پروژه به تفصیل پرداخته شده است. توابع مربوط به هزینه‌ها و سرمایه‌گذاری اولیه و همچنین نحوه انتخاب و سایزینگ سیستم مورد نظر همگی در این فصل آورده شده‌اند. ضمن اینکه پارامترهای اقتصادی در ادامه این فصل معرفی می‌شوند.

در فصل چهارم اطلاعات کارکردی ۶ ایستگاه تقلیل فشار استان سمنان ارائه شده است. این اطلاعات شامل دبی گاز عبوری، دمای گاز ورودی و خروجی، فشار گاز ورودی و خروجی می‌شوند و این اطلاعات برای این ایستگاه‌ها با یکدیگر مقایسه می‌شوند.

نتایج مربوط به شبیه‌سازی ایستگاه‌های CGS مورد بررسی، در فصل پنجم به تفصیل آورده شده است. این نتایج شامل میزان توان تولید برق، میزان مصرف سوخت و دیگر پارامترهای مربوط به طرح‌ها و سناریوهای مختلف پیشنهادی برای این ایستگاه‌ها می‌شود، ضمن اینکه در ادامه این فصل به بررسی اقتصادی سناریوهای بکار گرفته شده پرداخته می‌شود.

۲- فصل دوم

سیستم های تولید

همزمان

۱-۲ مقدمه

سیستم های تولید همزمان یکی از راهکارهای مناسب و خوب برای صرفه جویی در مصرف انرژی و سوخت می باشد، در این سیستم ها هم از حرارت خروجی و هم توان الکتریکی تجهیزات استفاده می شود به همین دلیل راندمان این طرح بیشتر از سیستم های معمولی می باشد. در این فصل به مروری اجمالی به این سیستم ها و نحوه عملکرد و مزایا و معایب آن ها پرداخته می شود و همچنین انواع محرک اولیه مورد استفاده در سیستم های تولید همزمان معرفی می شود.

در ادامه فصل به تحقیقات صورت گرفته در رابطه با پتانسیل های موجود برای بهینه سازی ایستگاه های تقلیل فشار و استفاده از سیستم های تولید همزمان در این ایستگاه ها پرداخته شده است.

۲-۲ مروری کوتاه بر فناوری تولید همزمان برق و حرارت

تولید همزمان برق و حرارت یا به اختصار تولید همزمان (CHP)^۱ عبارت است از تولید همزمان و توام ترمودینامیکی دو یا چند شکل انرژی از یک منبع ساده اولیه.

معمولاً در مولدهای قدرت امروزی، از سوزاندن سوخت های فسیلی و حرارتی حاصله برای تولید قدرت محوری و سپس تبدیل آن به انرژی الکتریسیته استفاده می شود. متداولترین این سامانه ها نیروگاه های عظیم برق می باشند. در نیروگاه های حرارتی که سهم عمده ای در تأمین نیاز الکتریسیته جوامع مختلف دارند، بطور متوسط تنها یک سوم انرژی سوخت ورودی به انرژی مفید الکتریسیته تبدیل می شود.

در کشور ایران بازده معمول نیروگاه های حرارتی چیزی در حدود ۳۴٪ است. در این نیروگاه ها مقدار زیادی انرژی حرارتی از طرق مختلف مانند کندانسور، دیگ بخار، برج خنک کن، پمپها و سامانه لوله کشی موجود در تأسیسات و ... به هدر می رود. از این گذشته در شبکه های انتقال برق نیز در کشور ما انرژی الکتریسیته تولیدی تلف می شود که اگر تولید برق در محل مصرف آن انجام شود، عملاً این مقدار اتلاف وجود نخواهد داشت. استفاده هر چه بیشتر از گرمای آزاد شده در حین فرایند احتراق سوخت باعث افزایش بازده انرژی، کاهش مصرف سوخت و در نتیجه کاهش هزینه های مربوط به تأمین انرژی اولیه می گردد.

^۱ Combined Heat And Power

از حرارت اتلافی بازیافت شده از این سامانه‌ها می‌توان برای مصارف گرمایشی، سرمایشی و بسیاری از فرآیندهای صنعتی استفاده نمود. تولید همزمان برق و حرارت، می‌تواند علاوه بر افزایش بازده و کاهش مصرف سوخت، باعث کاهش انتشار گازهای آلاینده و گلخانه‌ای شود. در CHP از انرژی حرارتی تولید شده در فرآیند تولید قدرت به عنوان منبع انرژی استفاده می‌شود. مصرف کنندگانی که به مقدار انرژی حرارتی زیادی در طول روز نیاز دارند مانند صنایع تولیدی، بیمارستانها، ساختمانها و دفاتر بزرگ، خشکشویی‌ها و غیر از آن‌ها می‌توانند برای کاهش هزینه‌های خود به نحو مطلوبی از CHP بهره ببرند.

۱-۲-۲ تاریخچه

تولید همزمان در اواخر ۱۸۸۰ در اروپا و امریکا پدید آمد. در اوایل قرن بیستم اغلب کارخانجات صنعتی، برق مورد نیاز خود را با استفاده از دیگهای ذغال سوز و ژنراتورهای توربین بخار تولید می‌کردند. از طرفی در بسیاری از این کارخانجات، بخار داغ خروجی در فرآیندهای صنعتی بکار گرفته می‌شد، بطوری که در اوایل ۱۹۰۰ در آمریکا، حدود ۵۸٪ از کل توان تولید شده در نیروگاهها در محل، به شکل تولید همزمان بوده است.

هنگامی که نیروگاههای برق مرکزی و شبکه‌های قابل اطمینان برق ساخته شدند، هزینه‌های تولید و تحویل کاهش یافت و بدین سبب بسیاری از کارخانجات صنعتی از این شبکه‌ها برق خریداری و تولید برق خود را متوقف کردند.

در نتیجه استفاده از تولید همزمان که ۱۵٪ از مجموع ظرفیت الکتریسیته تولیدی امریکا در سال ۱۹۵۰ را به خود اختصاص داده بود، در سال ۱۹۷۴ به ۵٪ کاهش یافت. سایر عوامل کاهش استفاده از تولید همزمان عبارت بودند از: قانونمند شدن تولید برق، سهم اندک هزینه‌های خرید برق از شبکه در مجموع هزینه‌های جاری کارخانه‌ها، پیشرفت فناوریهای نظیر دیگهای بخار نیروگاهی، در دسترس بودن سوختهای مایع و گازی با پایین ترین قیمت و نبود یا کمبود محدودیت های محیط زیستی.

در سال ۱۹۷۳ پس از افزایش هنگفت قیمت سوخت مکانیکی و متعاقب آن بروز بحران انرژی در اغلب کشورهای جهان، روند مذکور در تولید همزمان روندی معکوس یافت. در اثر کاهش منابع سوخت فسیلی و افزایش قیمتتها، این سامانه‌ها که بازده انرژی بیشتری داشتند، بسیار مورد توجه قرار گرفتند.

تولید همزمان علاوه بر کاهش مصرف سوخت، گازهای آلاینده را نیز کاهش می دهد. به همین دلایل، دولت های اروپایی، آمریکا و ژاپن اقداماتی در زمینه افزایش استفاده از تولید همزمان انجام دادند. در سالهای اخیر نیز تولید همزمان نه تنها در صنعت بلکه در سایر بخشها توسعه یافته است. در ۲۵ سال اخیر انجام پروژه های تحقیق و توسعه، به پیشرفتهای مهم فناوری نظیر فناوری پیل سوختی منجر شده است. پیل های سوختی امروزه به عنوان یکی از سامانه های نو ظهور در CHP به خوبی شناخته شده اند و انتظار می رود در آینده ای نزدیک به تولید تجاری برسند.

۲-۲-۲ فرایند تولید همزمان برق و حرارت

یک سامانه CHP از اجزای مختلفی تشکیل شده است: مولد قدرت اولیه^۱، مبدل های حرارتی بازیافت حرارت، ژنراتور، لوله ها و اتصالات و سایر تجهیزات جانبی از قبیل پمپها، عایق بندی ها و همچنین در سامانه هایی که از حرارت بازیافت شده جهت مصارف سرمایشی بهره برداری می شود، از یک چیلر تراکمی یا جذبی نیز در کنار سایر تجهیزات استفاده می شود. به این سامانه ها که به طور همزمان برق، حرارت و سرما تولید می کنند، اصطلاحاً Trigenration یا CCHP^۲ گفته می شود

مولد قدرت اولیه در سامانه های CHP معمولاً موتورهای احتراقی، توربین گاز، میکروتوربین و پیل سوختی است. کیفیت حرارتی خروجی از هر یک از این فناوریها متفاوت بوده و با توجه به کاربردهای مختلف و نیاز حرارتی می توان یکی از این فناوریها را بکار برد. از نظر هزینه نصب و راه اندازی امروزه موتورهای احتراقی، پایین ترین قیمت را دارند و سامانه های پیل سوختی با توجه به آنکه هنوز به مرحله تجاری نرسیده اند، لذا هزینه نصب اولیه آنها بسیار زیاد است .

۳-۲-۲ مزایای CHP

(۱) افزایش بازده انرژی

در سامانه های CHP بازده انرژی به طور قابل ملاحظه ای افزایش می یابد. در سامانه های متداول امروزی معمولاً از کل انرژی ورودی به سامانه تنها یک پنجم یعنی معادل ۲۰٪ به انرژی مفید تبدیل می شود. البته بازده ترمودینامیکی نیروگاههای چرخه ترکیبی پیشرفته تا حدود زیادی افزایش یافته و به ۴۰ تا ۵۰٪ می رسد. با این حال تلفات زیادی در خطوط انتقال نیرو و مصارف داخلی نیروگاهها وجود دارد که تقریباً اجتناب ناپذیر است.

^۱ Primary mover

^۲ Combined Cooling Heating Power

ولی در سامانه‌های CHP حدود چهار پنجم انرژی ورودی به انرژی مفید تبدیل می شود. چنانچه از سامانه‌های نوظهوری مانند پیل سوختی استفاده شود، بازده انرژی تا حد ۹۰٪ افزایش می یابد. بازده انرژی یکی از مهمترین مزایای CHP در کاربردهای صنعتی آن است .

(۲) کاهش هزینه‌های تأمین انرژی اولیه برای مصرف کننده

در CHP از آنجایی که انرژی اولیه مصرفی (برق و حرارت) از طریق یک سامانه واحد با ورودی سوخت معین تأمین می گردد، لذا هزینه‌های تأمین انرژی به طور قابل ملاحظه ای از سامانه‌های امروزی کمتر است. در سامانه‌های متداول که برق و حرارت به صورت جداگانه تأمین می شود، مصرف کننده مجبور است برق مورد نیاز خود را از طریق شبکه‌های محلی خریداری کرده از سوی دیگر برای مصارف گرمایشی خود نیز باید گاز طبیعی یا سایر سوخت‌های فسیلی را به طور جداگانه خریداری نماید. ولی در سامانه‌های CHP مصرف کننده از شبکه برق مستقل شده و از سوی دیگر چون از محتوای انرژی سوخت ورودی در حد بالایی استفاده می شود لذا هزینه‌های مربوطه بسیار کاهش می یابد.

(۳) تأمین انرژی الکتریسیته با کیفیت بسیار بالاتر

در سامانه‌های CHP معمولاً از یک مبدل در خروجی ژنراتور برای تبدیل برق DC به AC استفاده می شود. خروجی این مبدل بسیار یکنواخت و بدون نوسان ولتاژ یا فرکانس می باشد. از سوی دیگر مولدهای CHP دارای فناوری بسیار پیشرفته تری نسبت به سامانه‌های متداول هستند و برق را با یکنواختی بیشتری تولید می کنند.

از این گذشته برقی که از شبکه‌های محلی خریداری می شود دارای نوسان ولتاژ و افت فرکانس بسیار زیادی خصوصاً در نقاط انتهایی شبکه است که این امر می تواند آسیبهایی جدی به دستگاهها و تجهیزات برقی وارد آورد . علاوه بر این مقدار زیادی از انرژی الکتریسیته از طریق خطوط انتقال نیرو به هدر می رود که در سامانه‌های CHP چون برق در محل مصرف تولید می شود، عملاً این بخش از تلفات، صفر است.

(۴) امکان فروش برق تولید شده اضافی به شبکه

در سامانه‌های CHP مصرف کنندگان قادر خواهند بود علاوه بر تأمین نیازهای الکتریسیته خود در ساعات اوج مصرف، برق تولیدی اضافی را به شبکه‌های محلی بفروشند.

۱-۳-۲-۲ مزایای احداث نیروگاه‌های کوچک برای سرمایه‌گذار و بهره‌بردار و یا مصرف کننده نهایی

مهمترین مزایای استفاده از این مولدها را می توان در موارد زیر عنوان کرد:

- با توجه به استقرار مولدهای تولید پراکنده در محلهای مصرف، تلفات توزیع و انتقال کاهش یافته و همچنین کیفیت توانی که در اختیار مصرف کننده نهایی قرار می گیرد در مقایسه با واحدهای بزرگ نیروگاهی بهتر خواهد بود .
- احداث این واحدها نیاز به سرمایه گذاری زیاد ندارد لذا توسعه مشارکت بخش خصوصی را فراهم می سازد. زمان کوتاه ساخت و احداث واحدها از دیگر مزایای این مجموعه ها به شمار می رود .
- از مزایای بارز احداث واحدهای تولید پراکنده می توان به فرهنگ سازی و ایجاد فضای اشتغال آنها اشاره کرد .
- مالکیت نیروگاهی با قابلیت تولید ۱۵ سال
- سرعت و سهولت در تصمیم گیری و اقدام نسبت به خرید، نصب و بهره برداری از مولدها
- اصلاح و تعدیل نرخ فروش انرژی متناسب با تغییرات موثر مولفه های قیمت تمام شده و مستقل از سیاست های حمایتی، اقتصادی و اجتماعی حاکمیت

۴-۲-۲ انواع محرک اولیه

۱-۴-۲-۲ توربین بخار

توربینهای بخار یکی دیگر از انواع تکنولوژی های تولید همزمان هستند که انرژی بخار را به انرژی مکانیکی تبدیل کرده و تولید برق میکنند. این محرک اولیه یکی از قدیمی ترین فناوریهاست که در راه اندازی ماشینها و تولید برق بکار می رود. توربینهای بخار همواره دارای یک منبع حرارتی جدا هستند و خود بطور مستقیم سوخت را به انرژی الکتریکی تبدیل نمی کنند. در واقع این سیستم نیازمند یک منبع بخار فشار بالا است که توسط بویلر و یا مبدل بخار بازیاب گرما تأمین می شود.

سوخت مورد نیاز بویلر، می تواند مجموعه ای از سوختهای فسیلی، زغال سنگ، گاز طبیعی و یا سوختهای تجدید پذیر مانند چوب یا پسماندهای شهری باشد. اصولا سیستمهای CHP مبتنی بر توربین بخار، در فرایندهای صنعتی که در آنها سوختهایی جامد یا اضافی و زائد به سادگی در دسترس هستند، کاربرد دارند. در این سیستمها، بخار پس از خروج از توربین، مستقیماً در یک فرایند خاص و یا برای گرمایش یا سرمایش محیطی و همچنین برای تأمین آب گرم مصرفی بکار می رود. [4]

هزینه سرمایه گذاری این سیستمها به ازای هر کیلووات برق تولیدی در محدوده \$ ۳۴۹ تا \$ ۸۷۸ میباشد که در مقایسه با سایر روشهای تولید همزمان، پایین ترین هزینه را داراست. همچنین عمر مفید این سیستمها در

حال حاضر بطور متوسط بیش از ۲۵ سال تخمین زده می شود که نسبت به سایر روشها از عمر نسبتا بالایی برخوردار است. [5]

۲-۲-۴ توربینهای گاز

توربین های گازی یکی دیگر از فناوریهای موجود هستند که برای تولید نیرو بصورت غیرمتمرکز بکار می روند. این توربینها در ابعاد و اندازه های مختلفی از چند صد کیلووات تا حدود ۵۰ مگاوات موجودند. ویژگی مهم این توربینها تولید حرارت با کیفیت بالاست که می تواند برای تولید بخار و یا تولید توان اضافی (بصورت سیکل ترکیبی) بکار رود. توربینهای گازی می توانند با گاز طبیعی و یا مجموعه ای متنوع از سوخت های نفتی کار کنند، و حتی می توانند بصورتی طراحی شوند که قادر به کار با دو نوع سوخت مختلف باشند. آلاینده های تولیدی توربین گاز را می توان با تزریق و پاشش بخار یا آب، روشهای احتراق خشک پیشرفته و یا استفاده از کاتالیست در خروجی اگزوز کنترل نمود. به لحاظ هزینه های نگهداری، در میان سایر روشهای تولید غیر متمرکز، کمترین هزینه ها مربوط به توربینهای گازی است. لذا کیفیت بالای حرارت تولیدی و نیز هزینه پایین نگهداری این سیستم، آن را یکی از بهترین گزینه ها برای بکارگیری در سیستمهای تولید همزمان صنعتی و تجاری بزرگتر از ۵ MW نموده است. بتدریج با بهبود و پیشرفت هرچه بیشتر فناوری این نوع توربینها، افزایش استفاده از آنها را در اندازه ها و سایزهای کوچکتر و با توجیه اقتصادی مشاهده خواهیم نمود.

همانگونه که اشاره شد، یکی از مزایای اصلی بکارگیری توربین گازی در سیستمهای CHP، کیفیت بالای حرارت تولیدی توسط آن است. گاز خروجی از اگزوز توربین که دارای دمای بسیار بالایی است، امکانی مناسب برای تولید بخار با فشار بالاست. همین مسئله باعث شده که در صنعت به سیستمهای CHP با محرک اولیه توربین گاز توجه زیادی شود. در یک سیکل ساده توربین گاز، گاز خروجی از اگزوز را می توان هم بصورت مستقیم در فرایند مورد استفاده قرار داد و هم اینکه با اضافه نمودن یک مبدل بخار بازیاب گرما، (HRSG) از گرمای گازهای خروجی از اگزوز برای تولید بخار یا آب داغ استفاده نمود.

راندمان کلی سیستمهای CHP مبتنی بر توربین گاز به میزان گرمای قابل بازیافت از گازهای خروجی از آن بستگی دارد. دو فاکتور مهم و اساسی در میزان انرژی بازیافتی تأثیر گذار است که این دو عامل عبارتند از دمای گاز خروجی از اگزوز و دمای دودکش مبدل بخار بازیاب گرما. (HRSG) هر چه دمای گاز خروجی از اگزوز توربین بیشتر باشد، راندمان کلی سیستم بیشتر خواهد بود، اما بالعکس با افزایش دمای دودکش مبدل بخار بازیاب گرما، راندمان سیستم به نحو چشم گیری کاهش می یابد. [6]

هزینه سرمایه گذاری بر روی توربینهای گازی به عنوان یک سیستم تولید همزمان به ازای هر کیلووات برق تولیدی بین \$ ۶۸۰ تا \$ ۹۰۰ می باشد. همچنین هزینه تعمیر و نگهداری این نوع سیستم CHP به ازای هر کیلووات ساعت در حدود \$ ۰,۰۰۴ تا \$ ۰,۰۰۵ می باشد، که در مقایسه، با سایر روشهای تولید همزمان از کمترین هزینه برخوردار است. [4]

۲-۲-۳ موتورهای احتراق داخلی

موتورهای احتراق داخلی رفت و برگشتی یک از متداول ترین فناوریهای تولید توان می باشد که امروزه به کمال و بلوغ بسیار خوبی نیز رسیده است. این موتورها برای تولید انواع توانها بکار می روند، از موتورهای پرتابل^۱ کوچک با تولید توان پایین تا موتورهای صنعتی بزرگ با توانهای چند ده مگاواتی. بطور کلی می توان موتورهای احتراق داخلی را به دو نوع دسته بندی نمود. نوع اول موتورهای اشتعال جرقه ای هستند که بر مبنای سیکل اتو^۲ عمل می کنند. این نوع موتورها ترجیحا با سوخت گاز طبیعی کار می کنند، اگرچه می توان از دیگر انواع سوخت مانند پروپان و یا بنزین در آنها استفاده نمود. بطور کلی می توان گفت که این نوع موتورها، قادر به کار با محدوده وسیعی از سوختها هستند. نوع دوم موتورهای احتراق داخلی، موتورهای هستند که براساس سیکل دیزل عمل می کنند. موتورهای دیزل در فشار و دمای بالاتری نسبت به موتورهای اتو کار میکنند. لذا در این نوع موتورها از سوختهای سنگین تری مانند نفت دیزل و نفت کوره استفاده میشود.

دسته بندی دیگر این نوع سیستمها بر مبنای سایز موتور است، و به این ترتیب می باشد: سیستم های تولید قدرت کوچک، سیستم های قدرت متوسط و سیستم های توان بالا.

موتورهای احتراق داخلی کوچک و متوسط معمولا دارای راندمان الکتریکی در حدود ۳۵-۴۵٪ هستند. و این درحالیستکه موتورهای بزرگ دارای راندمان حدود ۵۰٪ می باشند. راندمان کلی سیستم تولید همزمان با محرک اولیه از نوع موتور احتراق داخلی، در حدود ۷۰-۸۵٪ است. بطور معمول، نسبت توان به حرارت تولیدی این نوع محرک اولیه در محدوده ۲,۴-۰,۸ قرار دارد که در مقایسه با توربین بخار و توربین گاز از مقدار بیشتری برخوردار است. [7]

^۱ portable

^۲ Otto cycle

امروزه از موتورهای احتراق داخلی بصورت گسترده در سیستمهای تولید همزمان به عنوان محرک اولیه استفاده می‌شود. زیرا گازهای خروجی از موتورهای احتراق داخلی رفت و برگشتی را می‌توان بصورت مستقیم یا غیرمستقیم در فرایندهای حرارتی مورد استفاده قرار داد. چهار منبع حرارتی در موتورهای احتراق داخلی وجود دارد که می‌توان با بازیافت حرارتی، گرمای تولیدی آنها را جمع‌آوری و استفاده نمود.

- اگزوز موتور که محل عبور گازهای داخلی حاصل از احتراق است
- آب خنک کننده بدنه موتور^۱ (JWC)
- آب خنک کننده روغن روانساز^۲ (LOC)
- خنک کننده هوای شارژ^۳ (CAC)

بطور کلی هزینه اولیه سرمایه‌گذاری و هزینه‌های تعمیر و نگهداری موتورهای احتراق داخلی به عنوان یک سیستم CHP از هزینه تمام شده آن به عنوان یک منبع تولید برق تنها بیشتر و دارای پیچیدگیهای زیادتری است. هزینه سرمایه‌گذاری برای این نوع فناوری در سیستمهای CHP در سال ۲۰۱۰ به ازای هر کیلووات بین $820\$/kW$ تا $1100\$/kW$ است، که پیش بینی می‌شود تا پایان سال ۲۰۳۰ میلادی به $765\$/kW$ تا $970\$/kW$ برسد [4]. بطور کلی هرچه سائز موتور بزرگ تر باشد هزینه اولیه سرمایه‌گذاری آن به ازای هر کیلووات کمتر خواهد شد.

۲-۲-۴ میکروتوربین

میکروتوربینها در واقع توربینهای احتراقی بسیار کوچکی هستند که در حال حاضر در اندازه‌های ۳۰ تا ۲۵۰ کیلووات موجود می‌باشد. این فناوری در حقیقت الهام گرفته از تکنولوژی مورد استفاده در توربوشارژرهای خودروها و کامیونها و واحدهای توان کمکی هواپیماها می‌باشد. تنها چند کمپانی در جهان به تولید انبوه این نوع سیستمها پرداخته اند و در حقیقت هم اکنون ما در ابتدای راه توسعه این سیستم قرار داریم. محور این نوع توربینها به طور معمول دارای سرعت بسیار زیادی تا ۱۰۰۰۰۰ دور بر دقیقه می‌باشند که با دوران آن ژنراتور سرعت بالا، برق تولید می‌کند. فرکانس بالای برق خروجی پس از تبدیل به فرکانس برق معمول که 50 Hz یا 60 Hz می‌باشد، مورد استفاده قرار می‌گیرد. یکی از ویژگیهای مثبت میکروتوربین، وزن کم و

^۱ Jacket Water Cooler

^۲ Lubricating Oil Cooler

^۳ Charge Air Cooler

تعداد اندک قطعات متحرک است. خصوصیت عمده این نوع سیستمها انعطاف پذیری آنهاست که به واسطه این ویژگی، میتوان از آنها بصورت ترکیبی با سیستمهای بزرگ که شامل چندین واحد هستند استفاده نمود. علاوه بر اینها میتوان به مزیت‌های این سیستم برای محیط زیست اشاره نمود، از جمله دمای احتراق پایین تر این سیستمها باعث کاهش آلاینده NOx شده و همچنین میزان نویز تولیدی آنها از یک موتور با قدرت معادل به مراتب کمتر است. از سوی دیگر از گرمای تولیدی میکروتوربینها می توان برای تولید بخار فشار پایین یا آب داغ برای نیازمندیهای موجود در محل، بهره برد.

اجزاء اصلی میکروتوربین عبارتند از:

- کمپرسور و توربین شعاعی تک مرحله ای
- ژنراتور مغناطیسی دائمی سرعت بالا (بالتر از ۱۲۰۰۰۰ دور بر دقیقه)
- رکوپراتور (یک نوع مبدل حرارتی هوا به گاز برای پیش گرمایش هوای ورودی به کمپرسور
- توسط گازهای خروجی از اگزوز)
- محفظه احتراق
- تجهیزات رگلاتور ولتاژ تولیدی و مبدلها

در سیستمهای CHP مبتنی بر میکروتوربین، یک مبدل حرارتی ثانویه، برای بازیافت انرژی باقیمانده در گازهای خروجی از اگزوز استفاده می‌شود که با استفاده از آن می توان آب داغ تولید نمود. از گرمای خروجی از اگزوز می توان در موارد مختلفی مانند گرمایش و سرمایش محیطی، تولید آب گرم مصرفی و برخی موارد دیگر استفاده کرد. برخی از سیستمهای CHP مبتنی بر میکروتوربین، فاقد رکوپراتور بوده و برخی دیگر نیز قادرند با خارج نمودن رکوپراتور از مدار، نسبت حرارت به برق تولیدی را تنظیم نمایند. این نوع سیستمها دارای دمای اگزوز بیشتری بوده و بنابراین حرارت بیشتری را بازیافت می کنند. هزینه سرمایه گذاری سیستمهای CHP با محرک اولیه میکروتوربین نسبتا زیاد بوده و تقریبا به ازای هر کیلووات برق تولیدی دارای هزینه ای در حدود \$ ۱۱۵۰ تا \$ ۱۸۷۰ می‌باشد. هزینه تعمیر و نگهداری این سیستم، به ازای هر کیلووات ساعت برق تولیدی، در حدود \$ ۰,۰۱۳ تا \$ ۰,۰۱۶ می‌باشد. [8]

۲-۴-۵ سلول سوختی

سلول سوختی یک ابزار الکتروشیمیایی است که انرژی شیمیایی سوخت را به طور مستقیم و بدون وجود مراحل احتراق و یا تولید کارمکانیکی، به الکتریسیته تبدیل می کند. تبدیل مستقیم انرژی شیمیایی سوخت

به انرژی الکتریکی به وسیله سلول سوختی هیدروژن - اکسیژن اولین بار توسط "سر ویلیام گروو" در سال ۱۸۳۹ میلادی صورت پذیرفت.

سلول های سوختی بطور کلی بصورت زیر عمل می کنند:

هیدروژن با اکسیژن و در حضور یک الکترولیت واکنش می دهند و تولید آب می کنند و این درحالیست که در همان زمان یک پتانسیل الکتروشیمیایی ایجاد می شود که سبب ایجاد جریان الکتریکی در یک مدار خارجی می شود. واکنشهای شیمیایی زیر در دو الکترود اتفاق می افتد:

آند :



کاتد:



بنابراین واکنش کلی بصورت زیر می باشد:



در آند یونهای مثبت و الکترونهای آزاد تولید می شوند. یونهای مثبت از طریق الکترولیت به سمت کاتد روانه می شوند. الکترونها نیز از طریق مدار خارجی بسمت کاتد می روند. این واکنش گرمازا است که از گرمای آن می توان برای فرایندهای حرارتی در سیستمهای CHP استفاده نمود.

هیدروژن مورد نیاز معمولاً از هیدروکربنها (اکثراً گاز طبیعی) طی فرایندی که بنام "رفرمینگ" شناخته می شود تأمین می شوند که بسته به نوع سلول سوختی میتواند در داخل و یا خارج از سلول سوختی ایجاد شود. همچنین می توان هیدروژن را از الکترولیز آب بدست آورد. در انواع خاصی از سلولهای سوختی، منوکسیدکربن را می توان به عنوان سوخت بجای هیدروژن استفاده نمود.

سلولهای سوختی انواع و اقسام گوناگونی دارند که هر یک خصوصیات ویژه ای دارند که آنها را برای کاربردهای خاصی مناسب میکند. اسید فسفریک (PAFC) کربنات مذاب (MCFC)، اکسید جامد (SOFC) و سلولهای سوختی نوع غشاء تبادل پروتون (PEMFC) انواع سلولهای سوختی هستند که امروزه تولید می شوند.

البته در میان این مدلها، سلولهای نوع PAFC بصورت تجاری درآمد اند و مابقی آنها در ابتدای راه تجاری سازی هستند.

سلولهای سوختی بیشترین راندمان را در مقایسه با سایر فناوریها دارا هستند، و ویژگی بسیار مثبت آنها نیز عملکرد پاک و کم صدا است. همانند میکروتوربینها، سلولهای سوختی نیز به رکتیفایر نیاز دارند تا برق جریان مستقیم را به برق جریان متناوب تبدیل کنند. هزینه‌های سرمایه گذاری بر روی سیستمهای CHP مبتنی بر سلول سوختی بسیار بالا بوده و چندان اقتصادی نیست. بیشتر پروژه‌هایی که در صنعت بر روی این نوع سیستمها صورت گرفته نیز بصورت آزمایشی و پایلوت بوده و از حمایت‌های دولتی برخوردارند. در حال حاضر برای تولید هر کیلووات برق از طریق این نوع سیستمها، باید هزینه ای در حدود \$ ۳۲۰۰ تا \$ ۵۵۰۰ پرداخت شود.[9]

۵-۲-۲ توربینهای انبساطی

توربین انبساطی یا توربوآکسپندر تجهیزاتی است که با استفاده از آن امکان استخراج توان از یک جریان گاز وجود دارد که این فرایند با کاهش فشار و دما همراه خواهد بود.

توربوآکسپندرها دارای کاربردهای وسیعی در بخشهای مختلف صنعت هستند، مانند :

- توربوآکسپندرهای کریوژنیک
- توربوآکسپندرهای گاز داغ
- توربوآکسپندرهای کاهنده فشار

وظیفه اصلی توربوآکسپندر، بازیافت توان و قدرت از جریان گاز است. توربوآکسپندرهای کنونی توان بازیافت توان از محدوده ۷۵kw تا ۲۵ MW را دارا هستند.

اولین بار استفاده از توربین انبساطی در سال ۱۹۶۰ میلادی، توسط کمپانی Rotoflow که در تگزاس آمریکا مستقر است، برای فراورش گاز طبیعی مورد استفاده قرار گرفت. بکارگیری توربینهای انبساطی در آن زمان به خوبی مشخص نمود که استفاده از این تجهیزات به صورت بسیار مناسب و با بهره وری بالا، قادر به چگالش ترکیبات سنگین تر گاز می‌باشد. طی سالهای متمادی از توربوآکسپندرها در فرایندهای برودتی یا کریوژنیک استفاده زیادی میشود که در آنها بازیافت انرژی به عنوان یک محصول ثانویه بوده و در درجه دوم اهمیت قرار دارد. توربوآکسپندرهای کریوژنیک یا برودتی برای سرد کردن کریوژنیک گاز تا دماهای پایین

مورد استفاده قرار می گیرند. در صنعت نفت و گاز از این نوع توربوآکسپندر برای جداسازی و تفکیک اجزاء گاز طبیعی استفاده می شود. با عبور گاز از توربوآکسپندر، دمای آن کاهش می یابد، تا حدی که به دمایی پایینتر از دمای نقطه شبنم یکی از ترکیبات گاز موجود در جریان گاز برسد. در این صورت با مایع شدن آن جزء از گاز، جدایش صورت گرفته و از جریان گاز جدا شده و جمع آوری می گردد. کاربرد بیشتر توربوآکسپندر در صنایع امروزی، بیشتر مربوط به تجهیزات جداسازی هوای فشار پایین و فرایندهای هیدروکربنی شامل انبساط گاز طبیعی از فشارهای بالاتر از ۲۰۰ bar می باشد.

آکسپندرهای جداساز هوا به دو نوع تقسیم بندی می شوند. اولین نوع آن دارای محدوده عملکردی از چندین اسب بخار تا ۱۰۰ hp را شامل می شوند. در این نوع، انرژی قابل بازیافت از طریق آکسپندر بقدری کم و ناچیز است که عملاً بازیافت آن اقتصادی نیست. به همین دلیل، این توان تولیدی توسط ترمزهای روغنی یا ابزاری شبیه به آن جذب می شود. نوع دوم این آکسپندرهای hp ۲۰۰ تا hp ۱۰۰ هستند که از انرژی تولیدی آنها می توان در راه اندازی ژنراتورهای برقی و یا کمپرسورها استفاده نمود.

یک مثال از این نوع فرایند را می توان در جداسازی اتان از گاز طبیعی مشاهده نمود. گاز طبیعی با عبور از توربین انبساطی و با کاهش دما و فشار، به دمایی کمتر از دمای نقطه شبنم اتان می رسد. در اثر این فرایند، اتان موجود چگالش یافته و از گاز طبیعی جدا می شود. این نوع از توربینهای انبساطی دما پایین دارای کاربردی بیش از ۴۰ سال در صنعت می باشند و یکی از بهترین و باصرفه ترین سیستمهای طراحی شده برای تولید اتان هستند. توربینهای انبساطی مورد استفاده در فرایندهای هیدروکربنی دارای محدوده عملکرد ۱۰۰ hp تا ۸۰۰ hp و حتی بیشتر هستند. اکثریت این تجهیزات با هدف تولید توان و بازیافت آن طراحی می شوند. گاز عبوری از توربین انبساطی معمولاً از فشار ورودی ۱۰۰ bar تا ۵۰ bar به فشار خروجی در حدود ۱۵ bar تا ۵۰ bar می رسد. این فرایند یک انبساط مناسب برای آکسپندرهای تک مرحله ای می باشد که راندمان آنها در حدود ۸۴٪ تا ۸۶٪ است.

موارد بسیار زیادی وجود دارد که در آنها فشار عملکرد توربوآکسپندر در محدوده ۱۳۰ - ۲۰۰ bar می باشد که بیشتر آنها مربوط به سرویسهای گاز طبیعی سرچاهی می باشند.

از توربوآکسپندرهای نیز می توان برای خالص سازی گازهایی همچون هیدروژن یا هلیوم استفاده نمود که این کار به واسطه چگالش آلودگیهای موجود در این گازها صورت می پذیرد. واحدهای خالص سازی معمولاً

دارای ابعاد کوچکی بوده و توانی در حدود ۵-۵۰ hp دارند که در نتیجه بازیافت این میزان انرژی از آنها چندان مقرون به صرفه نیست.

از سوی دیگر، گازهای داغ و فشار بالای خروجی از فرایندهای صنعتی که به طور معمول بدون استفاده هدر می روند نیز میتوانند برای راه اندازی توربوآکسپندر مورد استفاده قرار گیرند. به این منظور، گاز با دما و فشار بالا را قبل از تخلیه به بیرون، برای کاهش دما و فشار از یک توربین انبساطی عبور می دهیم. توان تولیدی در نتیجه این عمل، به عنوان یک تولید ثانویه بوده و دارای مزیت بسیار زیادی است. این عمل به واسطه بازیافت انرژی که در صورت عدم استفاده از آن براحتی هدر می رفت، منجر به افزایش راندمان کلی سیستم نیز خواهد شد.

به دلیل تنوع زیاد توربوآکسپنرها و قابلیت‌های بسیار زیاد آنها که هر روز بیشتر نیز میشود، استفاده از آن برای بسیاری از کاربردهای دیگر نیز عملی میباشد. یکی از این کاربردها مربوط به تولید توان از انرژی زمین گرمایی است. این فرایند با استفاده از آب داغی که در چاههای زیرزمینی (۲۵۰°C) موجود است برای جوشاندن یک سیال عامل که در یک سیکل بسته نگهداری می شود انجام میگردد. بخار حاصله پس از عبور از توربوآکسپندر و بازیافت انرژی آن، دوباره کندانس شده و به چرخه بازمیگردد. این فرایند نهایتاً منجر به تولید مقادیر قابل ملاحظه ای انرژی می شود که می توان آن را به فروش رسانید.

همانطور که پیش از این اشاره شد یکی از انواع توربینهای انبساطی، توربینهایی هستند که با هدف کاهش فشار گاز طراحی شده و مورد استفاده قرار می گیرند. در واقع هدف اصلی در این نوع توربینها کاستن از فشار گاز عبوری است که در نتیجه آن می توان انرژی پتانسیل موجود در گاز را به توان الکتریکی تبدیل نمود. یکی از نمونه‌های کاربرد این نوع توربین را می توان در خطوط لوله گاز و درایستگاه‌های تقلیل فشار گاز مشاهده کرد که در آنها بایستی فشار گاز از یک مقدار بسیار بالا، به مقداری بسیار پایین تر کاهش یابد.

هزینه سرمایه گذاری بر روی توربین های انبساطی بطور معمول بسیار زیاد است و جزء فناوریهای گران به حساب می آید. لذا دقت در طراحی این توربینها و انتخاب درست آنها از اهمیت ویژه ای برخوردار است. در حال حاضر به طور تقریبی می توان گفت که هزینه نصب و راه اندازی توربینهای انبساطی بسته به سایز و اندازه آنها، به ازای هر کیلووات، بین \$ ۹۶۰ تا \$ ۳۶۸۰ می باشد. [10]

۶-۲-۲ انواع فناوریهای تولید پراکنده

فناوریهای قابل قبول در این مبحث عبارتند از :

- Gas Reciprocating Engine
- Gas Turbine
- Wind Power
- Hydro Power
- Solar Power

از موارد اشاره شده انواع مولدهای پراکنده، مولدهای Gas Engine و Small Gas Turbine دارای بیشترین اقبال برای استفاده از دیدگاه بازار جهانی است. هر چند که با توجه به وفور منابع گاز در کشور و آشنایی بیشتر با این نوع فناوری ها و امکان تأمین برخی از قطعات مجموعهها بهره‌برداری از دو نوع فناوری نامبرده دارای بیشترین توجه می‌باشد. سایر فناوری ها یا تجاری نشده‌اند و یا به دلایلی در حال حاضر در حد مولدهای گازسوز توجه‌پذیر نیستند. جدول ذیل اطلاعات اولیه سرمایه‌گذاری برای انواع فناوری ها را به استناد طرحهای اجرا شده ارایه می‌نماید:

جدول ۱-۲ اطلاعات اولیه سرمایه‌گذاری برای انواع فناوری های مولدهای مقیاس کوچک

ردیف	نوع فناوری	ظرفیت در شرایط استاندارد	هزینه تقریبی سرمایه‌گذاری برای خرید دستگاه	هزینه تعمیر و نگهداری
۱	Gas Reciprocating Engine	500kw-2MW	۴۲۰-۵۰۰ (Euro/Kw)	visible
۲	Gas Turbine	2-5MW	۴۰۰ (Euro/Kw)	visible
۳	Gas Reciprocating Engine	بیش از 5MW	۳۵۰ (Euro/Kw)	visible

آمار ارائه شده برای سرمایه‌گذاری تنها برای سفارش خرید مولد و بدون لحاظ شدن هزینه‌های انتقال و نصب می‌باشد. بعلاوه برای سرمایه‌گذاری، حتماً باید اطلاعات زیر را از فروشندگان واحد دریافت نمود:

- قابلیت اطمینان دستگاه
- قابلیت دسترسی
- میزان خروجی در شرایط سایت
- میزان تغییرات خروجی و راندمان دستگاه در هر سال بهره‌برداری تا دوره تعمیرات اساسی
- شرایط و هزینه‌های تعمیرات اساسی

- میزان سازگاری با شرایط گاز (با ارایه فرمول گاز مصرفی به سازنده)

با بررسی این موضوعات می توان پی برد کدام طرحها برای اجرا دارای توجیه پذیری می باشند. محاسبات اولیه نشان می دهد استفاده از این دو نوع فناوری دارای بیشترین توجیه در قیاس با سایر فناوری های پراکنده در کشور است.

به منظور ایجاد زمینه های لازم برای استفاده از تخصص متخصصان و سرمایه گذارانی که قادر به احداث نیروگاه برق در ظرفیت های تولید کمتر هستند و با عنایت به حجم پایین سرمایه گذاری برای احداث واحدهای تولید پراکنده، قوانین و راهکارهای لازم برای استفاده از این ظرفیتهای تدوین شده است.

بعلاوه با عنایت به افزایش میزان تقاضا برای مصرف در کشور و همچنین عدم امکان توسعه ی شبکه در برخی نقاط شبکه، بکارگیری واحدهای قابل دسترسی سریع جهت رفع مشکل مناسب است. استفاده از این مولدها در انتهای شبکه منجر به کاهش تلفات از طریق ایجاد تغییر در ولتاژ انتهای خط است.

از طرفی مولدهای موتور گازسوز از قابلیت کار با فشار گاز کم برخوردارند و در نقاط مختلف شبکه قابل نصب می باشند که از این نظر نیازی به توسعه شبکه گازرسانی برای تأمین گاز این واحدها نمی باشد. مصرف کنندگان برق این مولدها از مزایای تأمین برق مطمئن و با کیفیت مطلوب حتی در شرایط قطع شبکه برخوردار می باشند.

۲-۶-۲-۲ شرایط نصب و بکارگیری مولدهای مقیاس کوچک در شبکه

با توجه به امکان اتصال مولدهای مقیاس کوچک به شبکه، در اتصال این مولدها به شبکه توزیع لازم است استانداردهای فنی وضع شده کاملاً رعایت شوند. سنجش و پایش عملکرد این مولدها از لحاظ آلاینده های محیط زیستی (به ویژه آلودگی صوتی و انتشار گازها) با توجه به استاندارد های تدوین شده به انجام می رسد.

۲-۶-۲-۲ خطرپذیریهای سرمایه گذاری برای احداث مولدهای مقیاس کوچک

با توجه به اینکه این مولدها نوعاً کوچکند، لذا خطرپذیریهای سرمایه گذاری آنها اندک است. با این وجود با توجه به تجارب سایر کشورها و برخی از پروژه های بهره برداری شده مهمترین خطرپذیریها عبارت است از:

- انتخاب نادرست مولدها از لحاظ کیفی (عدم تطابق با شرایط محل نصب، عدم انطباق شرایط عملی با مشخصه های فنی اولیه، عدم سازگاری با مشخصه ها و ترکیبات سوخت)
- لحاظ نکردن هزینه های بالاسری برای احداث
- ورشکستگی و یا تغییرات سازمانی سازنده اصلی کالا

- عدم بکارگیری گروه کارشناسی مجرب و متناسب با فعالیتهای اجرایی و طولانی شدن فرآیندهای خرید و احداث

۳-۲ تحقیقات صورت گرفته

امروزه تحقیقات فراوانی در رابطه با بازیافت انرژی پتانسیل فشاری گاز طبیعی در ایستگاههای تقلیل فشار گاز و استفاده از سیستمهای با فناوریهای نوین برای بهبود عملکرد این ایستگاهها و بالا بردن راندمان آنها صورت گرفته است. استفاده از توربواکسپنדרها برای تبدیل فشار گاز به کار مفید و تولید برق از جمله این موارد است. همچنین استفاده از سیستمهای تولید همزمان برق و حرارت یا CHP برای استفاده در ایستگاههای تقلیل فشار ضمن آنکه راهکارهای مفید برای تامین گرمای مورد نیاز ایستگاه می باشد، میتواند خود نیز، بعنوان تولید کننده انرژی الکتریکی که بعضا میزان آن قابل توجه نیز می باشد، مورد استفاده قرار گیرد. مدل های گوناگونی برای شبیه سازی سیستمهای تولید انرژی در ایستگاههای تقلیل فشار گاز ارائه شده است که شامل طراحی و شبیه سازی ایستگاه و تجهیزات تولید انرژی مانند، توربواکسپندر و سیستم CHP می شود. همچنین آنالیز اقتصادی اینگونه سیستمها نیز از اهمیت فراوانی برخوردار بوده و موضوع بسیاری از تحقیقات را در این زمینه به خود اختصاص داده اند.

۱-۳-۲ استفاده از توربین انبساطی

از جمله تحقیقاتی که در رابطه با بازیافت انرژی پتانسیل فشاری گاز طبیعی در ایستگاههای تقلیل فشار گاز با استفاده از توربواکسپندر صورت پذیرفته است، می توان به شبیه سازی که توسط نرم افزار هایسیس بوسیله پوزیویل (Poziivil) صورت گرفته است [11] اشاره نمود. این مدل شامل محاسبه حالت پایدار توربواکسپندر بر مبنای راندمان آیزنتروپیک آن می باشد. شبیه سازی برای مجموعه ای متنوع از شرایط ورودی و خروجی و نیز برای توربینهایی با راندمان متفاوت انجام گرفته است. خروجی های این مدل شامل توان الکتریکی تولیدی و نیازهای حرارتی ایستگاه و نیز دمای پیش گرمایش ایستگاه می باشند. با استفاده از این مقادیر، راندمان حرارتی سیستم برای سناریو های مختلف بدست آمده است. در این مدل نشان داده شد که نسبت فشار گاز پارامتری مهم و تأثیرگذار بر عملکرد ایستگاه تقلیل فشار و قابلیت تولید برق آن می باشد.

ابراهیم خلیلی [12] در تحقیقی به بررسی فنی استفاده از توربواکسپندر در ایستگاههای تقلیل فشار گاز برای بازیافت انرژی پرداخته است. در این تحقیق ایستگاه تقلیل فشار شهرکرد به عنوان نمونه مورد بررسی قرار گرفته است. توربواکسپندر به صورت موازی با شیر انبساطی موجود در ایستگاه نصب میشود. تخمین زده شد

که سود حاصل از استفاده از توربوآکسپندر در این ایستگاه، سالیانه در حدود ۴۶۳۰۰۰ دلار و هزینه سرمایه گذاری اولیه آن نیز ۷۳۰۰۰۰ دلار میباشد. با توجه به این مقادیر، مدت بازگشت سرمایه در این پروژه حدود ۳ سال تخمین زده شده است.

آبتین عطایی و همکاران [13] در پژوهشی به امکان سنجی فنی و اقتصادی نصب توربین انبساطی در نیروگاههای حرارتی پرداخته و نیروگاه شازند اراک که مورد مطالعه قرار دادند. پس از جمع آوری اطلاعات ورودی و خروجی ایستگاه تقلیل فشار گاز موجود در این نیروگاه، با استفاده از آنالیز اگزرژی و آنالیز اقتصادی، بررسی فنی و اقتصادی ایستگاه توسط نرم افزار ThermoFlow صورت پذیرفت. بررسی ها نشان دادند که امکان نصب واحدی مشتمل بر دو دستگاه توربوآکسپندر ۱۰,۷ مگاواتی در این نیروگاه وجود دارد، بگونه ای که نیاز حرارتی ایستگاه، تماما بوسیله گرمای بازیافتی از سیکل اصلی نیروگاه قابل تأمین است. بررسی های اقتصادی نشان دادند که چنین سیستمی نیاز به سرمایه گذاری در حدود ۱۳ میلیون دلار داشته و مدت بازگشت سرمایه اولیه آن حدودا ۳ سال است.

حسین صادقی و همکاران [14] به بررسی فنی و اقتصادی بکارگیری توربوآکسپندر در ایستگاه تقلیل فشار گاز نیروگاه بیستون کرمانشاه پرداخته اند. در این پژوهش، یک برنامه رایانه ای برای تعیین رفتار گاز طبیعی به عنوان مخلوط چند گاز در فشار بالا ارائه شده است و توان الکتریکی تولیدی به وسیله توربوآکسپندر و انرژی مورد نیاز برای پیش گرمایش محاسبه می شود. بررسی های انجام گرفته در این تحقیق نشان می دهد که امکان تولید توانی بیش از ۸ مگاوات در این نیروگاه با استفاده از این سیستم وجود دارد.

۲-۳-۲ بکارگیری سیستم CHP به همراه توربین انبساطی

سپهر صنایع و همکارانش [15] در پژوهشی، روش نسبتا سریع و جدیدی را برای انتخاب تعداد و اندازه سه نوع محرک اولیه موتور احتراق داخلی، توربین گاز و موتور دیزل پیشنهاد کرد ه اند. آنها موفق به ارائه روابطی برای تعیین خصوصیات عملکردی این محرکها شامل راندمان حرارتی، میزان مصرف سوخت و میزان گرمای قابل بازیافت با توجه به درصد بار آنها شدند. این روابط به تحلیلی دقیقتر در رابطه با بکارگیری اینگونه سیستمها کمک خواهند کرد. مشخص شد که شرایط محیطی، میزان نیاز حرارتی و نیاز به برق، نوع سوخت و ارزش حرارتی آن، قیمت سوخت و قیمت خرید و فروش برق بر نتایج بررسی تأثیرگذارند.

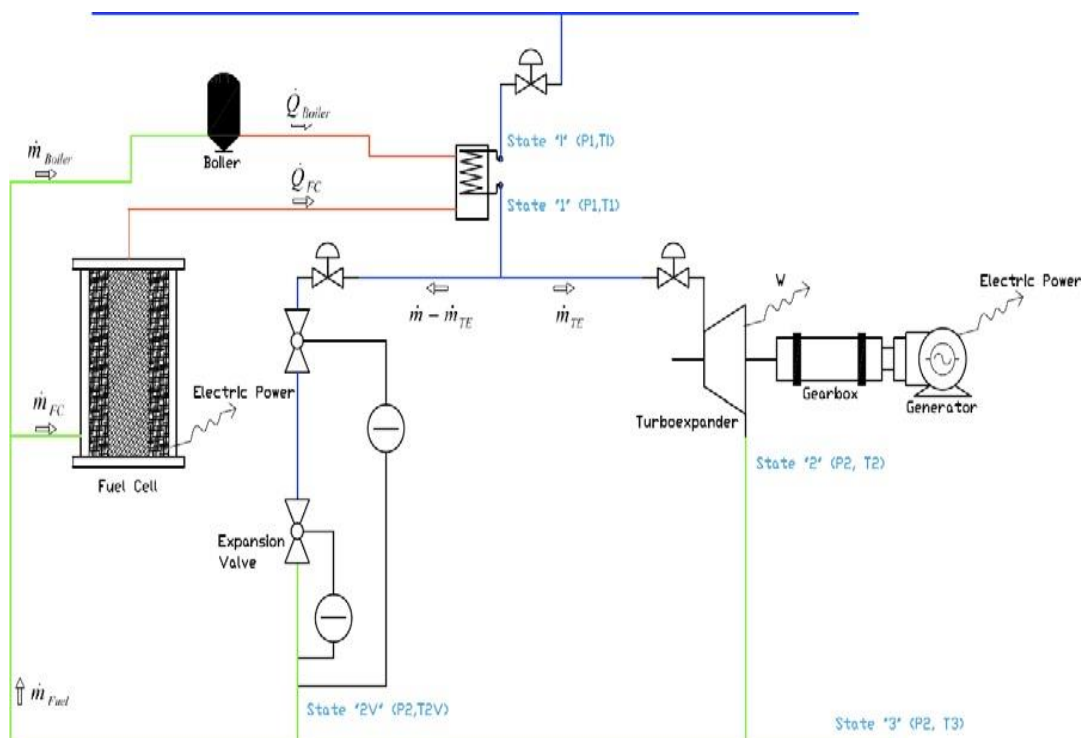
کاوادایاس [16] و همکارانش در پژوهشی به طراحی یک سیستم تولید همزمان برق، گرما و سرما پرداخته و با تحلیلی پارامتری به بررسی استراتژیهای کارکرد سیستم و روشهای تعیین سایز و اندازه آن پرداخته اند. در

این پژوهش سه استراتژی معرفی شده و عملکرد آنها مورد بررسی قرار گرفت. نتایج آنالیز فنی و اقتصادی این سه استراتژی در مورد یک بیمارستان مورد مطالعه و تحلیل و بررسی قرار گرفت.

بجز تعداد اندکی از پژوهشهای اشاره شده، در اکثر پژوهشهای موجود، خصوصیات عملکرد توربین و راندمان و توان تولیدی آن ثابت فرض شده‌اند که این مسئله با واقعیت تفاوت آشکاری دارد. چرا که عملکرد توربین و میزان راندمان و توان خروجی آن بسته به میزان دبی گاز عبوری از آن متفاوت بوده و تغییر می کند. همین مسئله در رابطه با سیستمهای تولید همزمان نیز صادق است، چرا که در عمل میزان تولید توان این سیستمها وابسته به نیاز حرارتی ایستگاه و شرایط آن متغیر خواهد بود و لزوماً سیستم در بار کامل خود کار نخواهد کرد. در این پژوهش روشهایی برای تعیین خصوصیات عملکردی توربوآکسپندر و سیستم CHP ارائه خواهد شد که بسته به شرایط ایستگاه متغیر در نظر گرفته میشوند.

مطالعات بسیار دیگری نیز بر روی عملکرد سیستمهای CHP و توربوآکسپندر انجام گرفته اند که لزوماً مختص بکارگیری در ایستگاههای تقلیل فشار گاز نیستند. مقالات بسیاری در رابطه با بکارگیری سیستمهای CHP در مصارف صنعتی و مسکونی وجود دارد. در بسیاری از پژوهشها، استفاده از روشهای بهینه سازی مانند الگوریتم ژنتیک بصورت گسترده در رابطه با عملکرد این سیستمها مورد بررسی قرار گرفته اند.

هاوارد [17] عملکرد فنی و اقتصادی بکارگیری سلول سوختی در ایستگاه تقلیل فشار را مورد بررسی قرار داده است برای تأمین نیاز حرارتی ایستگاه از یک سلول سوختی ۱,۴ مگاواتی با قیمت ۶,۵ میلیون دلار استفاده شده است. او در این تحقیق، برخلاف بسیاری از کارهای پیش از آن، عملکرد توربین انبساطی را تابعی از شرایط ایستگاه و دبی عبوری از آن در نظر گرفته است. بدین ترتیب راندمان عملکرد توربین برای روزهای مختلف، بسته به شرایط ایستگاه متفاوت خواهد بود. شکل ۱-۲

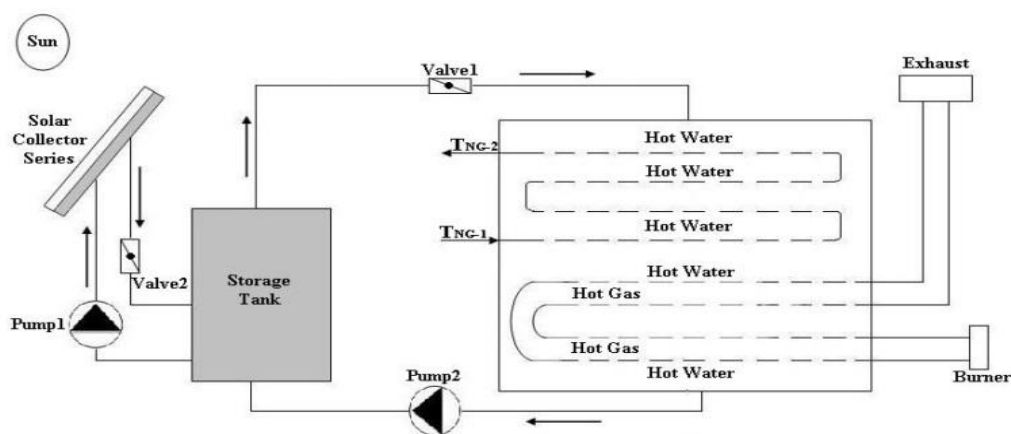


شکل ۱-۲ استفاده از سلول سوختی در ایستگاه تقلیل فشار [17]

فرزانه گرد و همکارانش [18] در تحقیق دیگری که در سال ۲۰۱۱ انجام داده اند، به بررسی فنی استفاده از سلولهای خورشیدی در ایستگاههای تقلیل فشار گاز طبیعی پرداخته اند. آنها استفاده از یک مجموعه سلول خورشیدی را بجای هیتر برای پیش گرمایش گاز طبیعی در ایستگاه پیشنهاد داده اند.

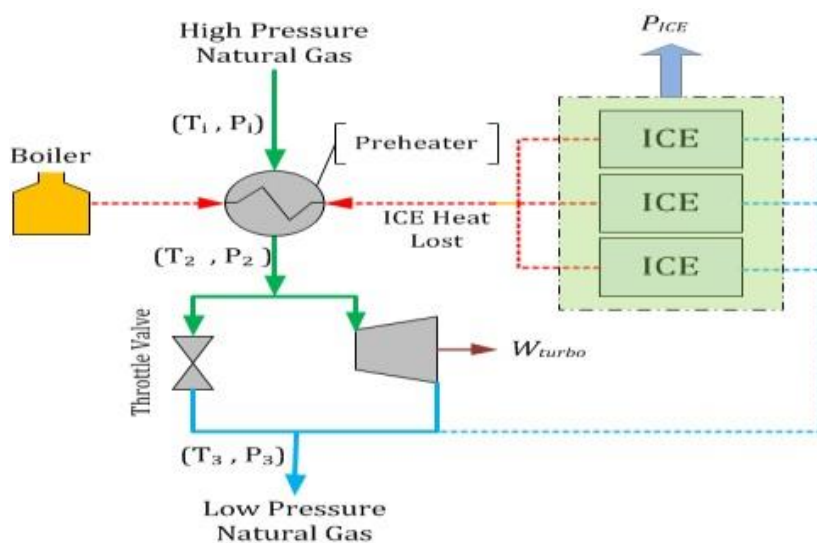
آنها در این تحقیق، به بررسی موردی بکارگیری این سیستم در ایستگاه تقلیل فشار گاز بیرجندپرداخته اند. نتایج این پژوهش نشان داد که با در نظر گرفتن آرایه ای مشتمل بر ۴۳۰ کلکتور خورشیدی، امکان صرفه جویی در مصرف انرژی به میزان ۴۱۷۶۵ دلار در سال وجود دارد و هزینه سرمایه گذاری روی چنین سیستمی در حدود ۱۱۹۱۲۵ دلار می باشد. مدت زمان بازگشت سرمایه در این پژوهش در حدود ۶ سال

تخمین زده می شود. شکل ۲-۲



شکل ۲-۲ استفاده از سلول خورشیدی در ایستگاه تقلیل فشار [18]

در مقاله دیگری که در سال ۲۰۱۱ به چاپ رسیده است، فرزانه گرد و همکارانش [19] مطالعاتی در خصوص به کارگیری موتور احتراق داخلی در ایستگاه تقلیل فشار برای پیش گرم کردن گاز انجام داده اند. در این تحقیق به طور موردی به ایستگاه تقلیل فشار غرب مشهد پرداخته شده و شبیه سازی برای کل سال در نظر گرفته شده است. بر طبق آن با بکارگیری ۳ موتور احتراق داخلی و یک توربوکسپندر زمان بازگشت سرمایه ۲٫۹ سال و زمان بازگشت سرمایه تنزیل شده ۳٫۲۴ سال تخمین زده شده است. شکل ۲-۳



شکل ۲-۳ استفاده از موتور احتراق داخلی در ایستگاه تقلیل فشار [19]

سپهر صنایع و همکارش [20] در مقاله چاپ سال ۲۰۱۲، به بهینه سازی و مدل کردن سیستم CHP در ایستگاه تقلیل فشار پرداخته اند. آنها با استفاده از الگوریتم ژنتیک و با انتخاب موتور احتراق داخلی به عنوان محرک اصلی سیستم CHP، یکی از ایستگاههای شمال شرق کشور را شبیه سازی کرده اند. آنها با معرفی کردن پارامتر (Actual Annual Benefit) AAB به عنوان تابع هدف و داشتن ۹ متغیر تصمیم گیری، با استفاده از الگوریتم ژنتیک، به این نتیجه رسیده اند که با داشتن ۲ موتور ۵,۴۸ MW و یک بویلر ۵,۹۴ MW، برای زمان بازگشت سرمایه خواهیم رسید.

۳- فصل سوم

شبیه سازی سیستم

۱-۳ مقدمه

در این فصل به نحوه شبیه سازی سیستم ها و تجهیزات مورد استفاده در این تحقیق پرداخته شده است و روابط و معادلات بکار گرفته شده برای هر کدام از تجهیزات از جمله توربوواکسپندر، توربین گاز، مبدل حرارتی و هیتر ارئه شده است. برای شبیه سازی از نرم افزار^۱ EES و توابع کتابخانه ای این نرم افزار استفاده شده است. ضمن اینکه در ادامه فصل به نحوه سایزینگ سیستم و هزینه های تجهیزات و قطعات و همچنین ارائه پارامترهای اقتصادی پرداخته می شود.

۲-۳ فرضیات در نظر گرفته شده

مدلسازی صورت گرفته در این پژوهش، تشکیل شده از تعداد زیادی مؤلفه است که مجموعه آنها، سیستم اصلی را تشکیل می دهند. این کار با استفاده از نرم افزار EES صورت می پذیرد که در آن بطور همزمان همه این مؤلفه ها حل می شوند. این نرم افزار رایانه ای یک مجموعه طراحی شده برای حل معادلات دیفرانسیل و جبری خطی و غیر خطی است. همچنین ویژگی مهم آن داشتن کتابخانه ای از خصوصیات ترموفیزیکی بسیاری از سیالات مورد استفاده در صنعت است که بصورت معادلات حالت بیان شده اند. از دیگر ویژگی های این برنامه، داشتن محیطی برای حل مسائلی است که در آنها پارامترهایی وجود دارند که متغیر بوده و یکسان نیستند. نرم افزار EES همچنین، قادر به حل چندین معادله بصورت همزمان و با خطایی قابل قبول است. این کار با استفاده از روشهای تکراری و بر مبنای حدسهای اولیه، برای هر متغیر در مسئله صورت میگیرد. این به کاربر امکان حل مسائلی با معادلاتی با هر مرتبه را می دهد که این از مزایای نرم افزار است.

همانطور که بیان شد EES دارای کتابخانه ای است که توسط آن می توان بسیاری از خواص، ترموفیزیکی سیالات را در شرایط مختلف براحتی بدست آورد. این خواص عبارتند از دما، فشار، آنتالپی، آنتروپی و دانسیته. بدین ترتیب این امکان به برنامه داده می شود که همزمان با حل معادلات سیستم، خواص ترمودینامیکی سیالات موجود در سیستم را نیز محاسبه و تعیین نمود.

برای پژوهش مورد نظر، این نرم افزار از امکانات لازم برخوردار می باشد و در مجموع محیط این نرم افزار برای پژوهش مورد نظر ما، محیطی مناسب می باشد.

^۱ Engineering Equation Solver

به منظور انجام شبیه سازی و طراحی این سیستم، نیاز به دانستن برخی اطلاعات و داده‌های خاص است که می‌بایست به طور مشخص تعیین گردند. خصوصیات عملکردی سیستم و بعلاوه محدودیت‌های طراحی هر جزء از سیستم، شرایط مطلوب خروجی سیستم و نیز داده‌های مربوط به جریان ورودی به سیستم، همگی ورودی‌های مورد نیاز برای انجام طراحی و شبیه سازی می‌باشند.

متغیرهایی که برای طراحی و شبیه سازی توربوآکسپندر مورد نیاز می‌باشند عبارتند از دبی های حداقل و حداکثر قابل عبور از توربین و نیز دبی طراحی توربوآکسپندر. همچنین می‌بایستی ارتباط میان راندمان توربوآکسپندر و دبی عبوری از آن مشخص باشد. برای شبیه سازی هیتر موجود در ایستگاه نیاز به دانستن راندمان آن برحسب ارزش حرارتی پایین سوخت است. راندمان مکانیکی سیستم انتقال قدرت بین توربین و ژنراتور و نیز راندمان ژنراتور باید مشخص باشند. برای سیستم تولید همزمان با محرک اولیه تودبین گاز نیاز به دانستن برخی اطلاعات اولیه از قبیل توان الکتریکی و حرارتی نامی توربین گاز، راندمان حرارتی و الکتریکی و نیز میزان مصرف سوخت توربین گاز است. همچنین نوع عملکرد آن نیز در شرایط بار جزئی و محدوده عمل آن نیز از جمله مواردی است که می‌بایست بطور دقیق معلوم شود.

در این تحقیق با تقریب مناسب برای تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی با استفاده از دیتابیس موجود در خود نرم افزار EES و با در نظر گرفتن متان بعنوان گاز طبیعی در سیستم، از اطلاعات موجود در این کتابخانه برای تعیین خواص ترمودینامیکی گاز استفاده شده است.

معمولاً در صنعت، دبی گاز برحسب استاندارد مترمکعب بر ساعت یا بر روز اندازه گیری می‌شود. این دبی در حقیقت حجمی از گاز است که در شرایط دما و فشار استاندارد در مدت یک ساعت از یک سیستم عبور می نماید. شرایط استاندارد دما و فشار در نقاط گوناگون جهان متفاوت است. در این تحقیق و در محاسبات مربوط به آن دمای استاندارد 15°C و فشار استاندارد ۱ اتمسفر در نظر گرفته شده است. این مسئله در طراحی و انتخاب تجهیزات برای ایستگاه نیز اهمیت زیادی دارد. برای یافتن دبی جرمی در محاسبات، دبی حجمی داده شده می‌بایست با استفاده از دانسیته گاز در شرایط استاندارد به دبی جرمی تبدیل گردد.

۳-۳ شبیه سازی شیرهای انبساطی

شیرهای انبساطی در این سیستم بصورت یک فرایند آنتالپی ثابت مدل می‌شوند چراکه برای سرعت گاز در لوله محدودیت وجود دارد و سرعت گاز نباید از مقدار مشخصی بیشتر شود، و همین مسئله در طراحی شیر

لحاظ می گردد به این صورت که سایز لوله بعد از رگولاتور را نسبت به سایز لوله ی قبل از رگولاتور گاهی تا دو اندازه بالاتر در نظر گرفته می گیرند و به همین علت می توان از انرژی جنبشی صرفنظر کرد. ضمن اینکه به علت کم بودن زمان تقلیل فشار و همچنین سطح مقطع کم، در این تحقیق از اثرات ناچیز انتقال حرارت در شیر انبساطی نیز صرفنظر شده است [21]. برای محاسبه خواص گاز پیش و پس از عبور از شیر انبساطی از توابعی استفاده می گردد که خصوصیات گاز مانند آنتالپی، آنتروپی و دانسیته گاز را به ما می دهند. با توجه به این مسائل آنتالپی گاز ورودی و خروجی شیر انبساطی با یکدیگر برابر هستند.

$$h_{2v} = h_1$$

معادله ۱-۳

که h_{2v} و h_1 بترتیب آنتالپی گاز ورودی و خروجی از شیر انبساطی بر حسب kJ/kg می باشد.

دمای گاز پیش از ورود به شیر انبساطی و پس از عبور از پیش گرم کن جزء مجهولات مسئله است که نحوه تعیین آن، استفاده از روش آزمون و خطاست که در بخش بعدی به تفصیل به آن اشاره خواهد شد. در واقع در رابطه با نحوه کار شیرهای انبساطی با اثر ژول تامسون مواجهیم که منحصراً متکی به خواص گاز ورودی و خروجی از شیر است. در فرایند انبساطی حاضر، در نتیجه افت فشار گاز، یک تغییر دما را شاهدیم که در رابطه با ایستگاههای تقلیل فشار، این تغییر دما بصورت کاهشی می باشد.

۳-۴ شبیه سازی توربوواکسپنדרها

توربوواکسپنדר موجود در سیستم بر مبنای راندمان آیزنتروپیک، دما و فشار ورودی و خروجی و همچنین دبی حجمی گاز ورودی به ایستگاه طراحی می شود. فرض بر این است که توربین مورد استفاده از نوع توربینهای انبساطی کاهنده فشار سرعت ثابت می باشد. توربین های انبساطی دارای یک محدوده عملکرد ویژه هستند که خارج از آن امکان راه اندازی آنها وجود ندارد. در واقع توربین دارای یک دبی حداقل و حداکثر است و در داخل این بازه نیز دبی طراحی قرار دارد که بهترین عملکرد توربوواکسپنדר و بیشترین راندمان آن در این نقطه بدست می آید. برای هر توربین انبساطی رابطه ای بین دبی حجمی عبوری از آن و راندمان توربین وجود دارد که با دانستن دبی می توان راندمان آن را مشخص نمود. با افزایش یا کاهش دبی حجمی عبوری از توربوواکسپنדר و انحراف از دبی طراحی، راندمان توربین کاهش می یابد. بطور معمول سازندگان توربینهای انبساطی پیشنهاد می کنند که دبی های حداقل و حداکثر برای توربین بترتیب ۴۰٪ و ۱۵۰٪ دبی طراحی در نظر گرفته شوند. [22] برای مشخص نمودن توربوواکسپنדרهای گوناگون با سایز های مختلف، میتوان از مشخصه دبی طراحی استفاده نمود.

فرایند ترمودینامیکی در نظر گرفته شده برای توربواکسپندر، یک انبساط آدیاباتیک می باشد که در نتیجه آن کار تولید می شود. بازگشت ناپذیریهای فرایند موجود، بصورت راندمان آیزنتروپیک اعمال می شود. این راندمان، درحقیقت نسبت کار واقعی انجام شده بوسیله سیستم به مقدار کاری است که بدون بازگشت ناپذیری بصورت تئوری ممکن است انجام شود.

$$\eta_{ex} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad \text{معادله ۲-۳}$$

که η_{ex} راندمان آیزنتروپیک توربواکسپندر بوده و h_1 و h_2 بترتیب آنتالپی گاز ورودی و خروجی توربواکسپندر برحسب kJ/kg می باشند و h_{2s} نیز آنتالپی گاز خروجی از توربواکسپندر با فرض انبساط آیزنتروپیک است. راندمان آیزنتروپیک توربواکسپندر تابعی از دبی حجمی عبوری از آن می باشد که برای توربواکسپندر سرعت ثابت این رابطه را بصورت زیر بکار می بریم [22].

$$\frac{\eta_{ex}}{\eta_{des}} = \left\{ - \left(\frac{\dot{v}}{\dot{v}_{des}} \right)^2 + 2 \left(\frac{\dot{v}}{\dot{v}_{des}} \right) \right\} \quad \text{معادله ۳-۳}$$

در این رابطه η_{des} راندمان طراحی توربواکسپندر در دبی طراحی آن می باشد که در این پژوهش برابر با ۹۰٪ در نظر گرفته شده است و \dot{v} و \dot{v}_{des} نیز بترتیب دبی عبوری از توربین و دبی طراحی توربین می باشند. دبی طراحی متغیر بوده و مقدار آن در طول تحقیق قابل تغییر است.

تعیین دبی حداقل و حداکثر برای توربین در تقسیم جریان گاز ورودی به ایستگاه بین توربینها واحتمالا رگولاتور کمکی نقش تعیین کننده ای دارند. چنانچه دبی ایستگاه از دبی حداقل توربین کمتر باشد، تمام گاز بجای عبور از توربواکسپندر، از شیر انبساطی یا همان رگولاتور کمکی عبور می کند. و در صورت بیشتر بودن دبی عبوری از دبی حداکثر، جریان گاز اضافی را می توان از رگولاتور عبور داد.

چنانچه بیش از یک توربین در مدار قرار داشته باشد، برای تقسیم جریان بین توربینها چندین روش قابل انجام است. روش نخست در تقسیم بندی، تقسیم بندی جریان گاز بر مبنای دبی طراحی توربینها است. و روش دوم بر اساس دبی ماکزیمم می باشد.

پس از تعیین تعداد توربواکسپندر سیستم و تعیین دبی حجمی عبوری از هریک از آنها، می بایستی با انجام بالانس انرژی در خروجی ایستگاه شرایط گاز طبیعی شامل فشار و دما و آنتالپی گاز در پایین دست توربین مشخص گردد. بدین منظور با بکارگیری قانون اول ترمودینامیک در نقطه ای که گازهای عبوری از توربواکسپندرها دوباره به یکدیگر می رسند، شرایط و خصوصیات سیال عامل را مشخص می نماییم. بدین

منظور قبل از هر چیز می‌بایستی دما و فشار گاز در هنگام خروج از ایستگاه مشخص باشد. فشار خروجی از ایستگاه تقلیل فشار، جزء اطلاعات پایه ای است که تقریباً در اکثر روزها مقداری ثابت دارد و این مقدار نیز برای هر روز مشخص است.

برای پیش‌گیری از هیدراته شدن گاز در خروجی ایستگاه فرض شده است که دمای خروجی نباید از 7°C کمتر باشد که این فرض باعث افزایش نیاز حرارتی ایستگاه نیز خواهد شد.

با دانستن دما و فشار گاز خروجی و با بکارگیری قانون اول و بالانس انرژی در خروجی ایستگاه، اکنون دما و فشار و آنتالپی گاز بعد از توربوآکسپنדרها مشخص می‌شود.

$$\dot{m} \times (h_{out}) = \dot{m}_{ex(1)} \times h_{2ex(1)} + \dots + \dot{m}_{ex(N)} \times h_{2ex(N)} + \dot{m}_v \times h_{2v} \quad \text{معادله ۳-۴}$$

که \dot{m} دبی جرمی کل گاز عبوری از ایستگاه و $\dot{m}_{ex(1)}$ تا $\dot{m}_{ex(N)}$ دبی جرمی گاز عبوری از هر یک از توربوآکسپنדרهاست که پیش از این، روش تعیین آنها بیان شد. همچنین، $h_{2ex(1)}$ تا $h_{2ex(N)}$ آنتالپی گاز پس از خروج از توربوآکسپندر می‌باشد. در نهایت h_{2v} و \dot{m}_v نیز به ترتیب آنتالپی گاز عبوری از شیر انبساطی و دبی گاز پس از عبور از آن می‌باشند.

معادله ۳-۴ دارای بیش از یک مجهول است و لذا به تنهایی قابل حل نیست. برای حل این مشکل می‌بایستی در ابتدا دما و آنتالپی گاز بعد از پیش‌گرمایش و قبل از عبور از توربوآکسپنדרها و شیرانبساطی مشخص شود تا با استفاده از تعریف راندمان آیزنتروپیک و با توجه به فرایند آنتالپی ثابت در شیرانبساطی، بتوانیم آنتالپی گاز پس از عبور از توربوآکسپنדרها و شیرانبساطی را تخمین بزنیم. دمای پس از پیش‌گرم کن مجهول بوده و می‌بایست

مقدار آن تعیین شود. برای این منظور با استفاده از یک حدس اولیه برای این دما و با استفاده از روش آزمون و خطا اقدام به تعیین دمای پس از پیش‌گرم کن می‌نماییم. شرط توقف این روش، برقراری معادله ۳-۴ و بالانس انرژی در خروجی ایستگاه است.

پس از تعیین دمای گاز پیش‌گرم شده و خصوصیات گاز در این شرایط و نیز تعیین خصوصیات گاز خروجی از توربوآکسپنדרها و شیرانبساطی، می‌توان توان تولیدی هر یک از توربوآکسپنדרها را تعیین نمود.

کار توربوآکسپندر نیز از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$W_{ex} = \dot{m}_{ex} \times (h_1 - h_2) \quad \text{معادله ۵-۳}$$

در نهایت توان الکتریکی تولیدی توربواکسپندر، با در نظر گرفتن راندمان ژنراتور و سیستم انتقال قدرت مورد استفاده، قابل محاسبه می‌باشد. این راندمانها نشان دهنده اتلافات توان تولیدی توربواکسپندر در هنگام انتقال از توربین به ژنراتور می‌باشند. فرض بر این است که ژنراتور در یک سرعت ثابت کار میکند. همچنین از اتلافات انتقال ولتاژ در اینجا صرف نظر شده است.

$$P_{elec,ex} = \dot{W}_{ex} \times \eta_{gearbox} \times \eta_{generator} \quad \text{معادله ۶-۳}$$

که $P_{elec,ex}$ توان تولیدی توسط توربواکسپندر بر حسب kW بوده و $\eta_{gearbox}$ و $\eta_{generator}$ به ترتیب راندمان گیربکس و ژنراتور متصل به توربواکسپندر می‌باشند که این مقادیر به ترتیب ۹۰ و ۹۳ درصد در نظر گرفته شده است. [22]

البته بایستی توجه داشت که می‌توان از حرارت تولید شده بواسطه اتلافات مکانیکی در ژنراتور و گیربکس، در پیش گرمایش گاز طبیعی قبل از ورود به توربواکسپندر استفاده نمود. گرچه در این تحقیق از این حرارت برای این منظور استفاده ای نشده است.

۵-۳ طراحی پیش گرم کن و تعیین نیاز حرارتی ایستگاه

پس از تعیین مشخصات گاز ورودی و خروجی از توربواکسپندر و شیر انبساطی، و پس از تعیین توان الکتریکی تولیدی توسط آنها، می‌بایستی میزان نیاز حرارتی ایستگاه را مشخص نماییم. باید توجه داشت که به دلیل نوع فرایند انبساطی در توربینها، افت دمای گاز در آنها بیشتر از افت دمای گاز عبوری از شیر انبساطی است. به همین دلیل نیاز حرارتی این سیستم در مجموع بیش از نیاز حرارتی ایستگاههای تقلیل فشار معمول است.

حرارت مورد نیاز برای باقی نگهداشتن دمای خروجی از شیر انبساطی و توربواکسپندر در سطحی قابل قبول، در واقع به عنوان اطلاعات ورودی برای محاسبات مربوط به هیتر و طراحی سیستم CHP مورد استفاده قرار می‌گیرد.

$$\dot{Q}_{req} = \dot{m} \times (h_1 - h_i) \quad \text{معادله ۷-۳}$$

\dot{Q}_{req} حرارت مورد نیاز ایستگاه برای جلوگیری از هیدراته شدن گاز بر حسب kW می‌باشد. \dot{m} دبی جرمی گاز طبیعی از ایستگاه و هیتر است. h_1 و h_i نیز به ترتیب آنتالپی گاز ورودی به ایستگاه و آنتالپی گاز پس از پیش گرمایش است. از افت فشارهای ناشی از عبور گاز از پیش گرم کن صرف نظر شده، لذا این فرایند بصورت یک فرایند فشار ثابت در نظر گرفته می‌شود.

راندمان هیتر که از نوع هیترهای معمولی Line Heater می‌باشد، ثابت در نظر گرفته شده و مقدار آن ۶۰٪ لحاظ می‌شود. این درحالیستکه راندمان هیترهای نوع کندانسی که از فناوری بهتری برخوردارند بسیار بالاتر بوده و حتی به ۹۰٪ نیز می‌رسد. ولی بدلیل عمومیت نداشتن این نوع هیترها در ایران، مشخصات هیتر موجود در خود ایستگاهها را که از نوع معمولی است، در شبیه سازی مورد استفاده قرار می‌دهیم. در صورت وجود سیستم CHP در ایستگاه، گرمای بازیافتی از آن نیز به گرمای تولیدی هیتر اضافه می‌گردد. میزان مصرف سوخت هیتر در ایستگاه با توجه به راندمان آن و میزان گرمای تولیدی توسط آن عبارتست از:

$$\dot{m}_f \left(\frac{kg}{s} \right) = \frac{\dot{Q}_h}{\eta_h \times LHV} \quad \text{معادله ۸-۳}$$

در این رابطه \dot{Q}_h گرمای تولیدی توسط هیتر، η_h راندمان آن و LHV نیز ارزش حرارتی پایین سوخت مورد استفاده است. مقدار LHV برای گاز ۳۴,۱۴۷ مگاژول بر متر مکعب MJ/m^3 در نظر گرفته شده است. باید توجه داشت که \dot{Q}_h تنها بخشی از گرمای مورد نیاز ایستگاه را آنهم در صورت عدم کفایت سیستم CHP در تأمین حرارت مورد نیاز ایستگاه، تأمین می‌نماید. بطوریکه تا زمانیکه سیستم CHP قادر به تأمین این حرارت باشد، نیازی به کار هیتر نیست.

$$\dot{Q}_{req} = \dot{Q}_h + \dot{Q}_{CHP} \quad \text{معادله ۹-۳}$$

۳-۶ توربین گاز

در پروژه حاضر طراحی توربین گاز بر اساس نیاز گرمایی بوده است به این معنی که برای گرمایش گاز پیش از فرآیند تقلیل فشار از گازهای خروجی از توربین گاز بهره برده می‌شود و هدف حذف هیتر یا به حداقل رساندن عملکرد آن در ایستگاه تقلیل فشار می‌باشد. چنانچه پیشتر ذکر شد در صورت استفاده از توربوآکسپندر نیاز حرارتی بیشتر شده و استفاده از توربین گاز توجیه اقتصادی و فنی پیدا خواهد کرد.

بنابراین ورودی مسئله برای انتخاب توربین گاز و طراحی، نیاز حرارتی می‌باشد. با داشتن این مقدار و روابطی که در ادامه آورده می‌شود برای توربین های گاز مختلف موجود در بازار، سایر پارامترهای مربوط به توربین گاز بدست خواهند آمد. در جدول ۱-۳ نمونه ای از توربین های گاز ارائه شده توسط کمپانی های مختلف دیده می‌شود.

با داشتن ظرفیت اسمی یا توان نامی توربین گاز با استفاده از معادله ۱۰-۳ و معادله ۱۱-۳ می‌توان راندمان الکتریکی اسمی و راندمان حرارتی اسمی توربین گاز را بدست آورد.

راندمان الکتریکی نامی توربین گاز: [23]

$$\eta_{nom} = 0.04049 \ln(cp_{GT}) - 0.0687 \quad \text{معادله ۱۰-۳}$$

راندمان حرارتی نامی توربین گاز: [23]

$$\eta_{th,nom} = \begin{cases} -0.025 \cdot \ln(cp_{GT}) + 0.64 & cp_{GT} > 1000 \\ 0.46 & cp_{GT} = 1000 \end{cases} \quad \text{معادله ۱۱-۳}$$

با داشتن دو راندمان حرارتی و راندمان الکتریکی و همچنین حرارت مورد نیاز برای پیش گرمایش گاز یا به عبارت دیگر گرمای بدست آمده از توربین گاز، می‌توان با استفاده از معادله ۱۲-۳ مقدار توان خروجی واقعی یا توان خروجی در حالت بار جزئی را بدست آورد [23]. ضمن اینکه با استفاده معادله ۱۳-۳ میزان بار یا درصد بار جزئی (PL) و با استفاده از معادله ۱۴-۳ راندمان الکتریکی توربین گاز در شرایط کارکرد واقعی و بار جزئی بدست خواهد آمد [23]. شرایط بار توربین گاز را مقدار گرمای مورد نیاز تعیین می‌کند و چنانچه مقدار گرمای مورد نیاز کم باشد درصد بار توربین گاز هم پائین می‌آید، برای توربین گاز محدودیت بار وجود دارد و درصد بار از مقدار مینیمم آن نمی‌تواند کمتر باشد و اگر این طور باشد ناچار به خاموش کردن توربین گاز می‌باشیم. مقدار مینیمم بار در این تحقیق ۲۵ درصد در نظر گرفته شده است [15] و ماکزیمم آن نیز مشخصاً ۱۰۰ درصد می‌باشد.

$$H_{pl} = E_{pl} \cdot \frac{\eta_{th,nom}}{\eta_{nom}} \quad \text{معادله ۱۲-۳}$$

$$E_{pl} = \frac{PL}{100} \cdot cp_{GT}$$

معادله ۳-۱۳

راندمان حرارتی در حالت بار جزئی [23]:

$$\eta_{pl} = \left[\begin{array}{l} 0.8264 \left(\frac{E_{pl}}{cp_{GT}} \right)^3 - 2.334 \left(\frac{E_{pl}}{cp_{GT}} \right)^2 + \\ 2.329 \frac{E_{pl}}{cp_{GT}} + 0.1797 \end{array} \right] \cdot \eta_{nom}$$

معادله ۳-۱۴

با توجه به جدول ۳-۱ قادر به دانستن نرخ حرارتی^۱ از داده‌ها و اطلاعاتی که کمپانی های سازنده توربین گاز ارائه می‌دهند هستیم. با دانستن نرخ حرارتی برای توربین گاز انتخابی می‌توان مصرف سوخت اسمی آن را از معادله ۳-۱۵ بدست آورد. همانطور که ذکر شد توربین گاز همیشه با بار ماکزیمم کار نمی‌کند و با توجه به نیاز حرارتی، درصد بار نیز تغییر می‌کند و متعاقب آن مصرف سوخت نیز تغییر می‌کند. میزان مصرف سوخت در شرایط بار جزئی را می‌توان از معادله ۳-۱۶ محاسبه کرد. [15]

$$\text{heat rate} = \dot{m}_{f,nom} \frac{LHV}{Cp}$$

معادله ۳-۱۵

$$\frac{\dot{m}_{f,Pl}}{\dot{m}_{f,nom}} = 0.4772 \exp(0.007565 \times Pl) - 0.2423 \exp(-0.02677 \times Pl)$$

معادله ۳-۱۶

Heat Rate^۱

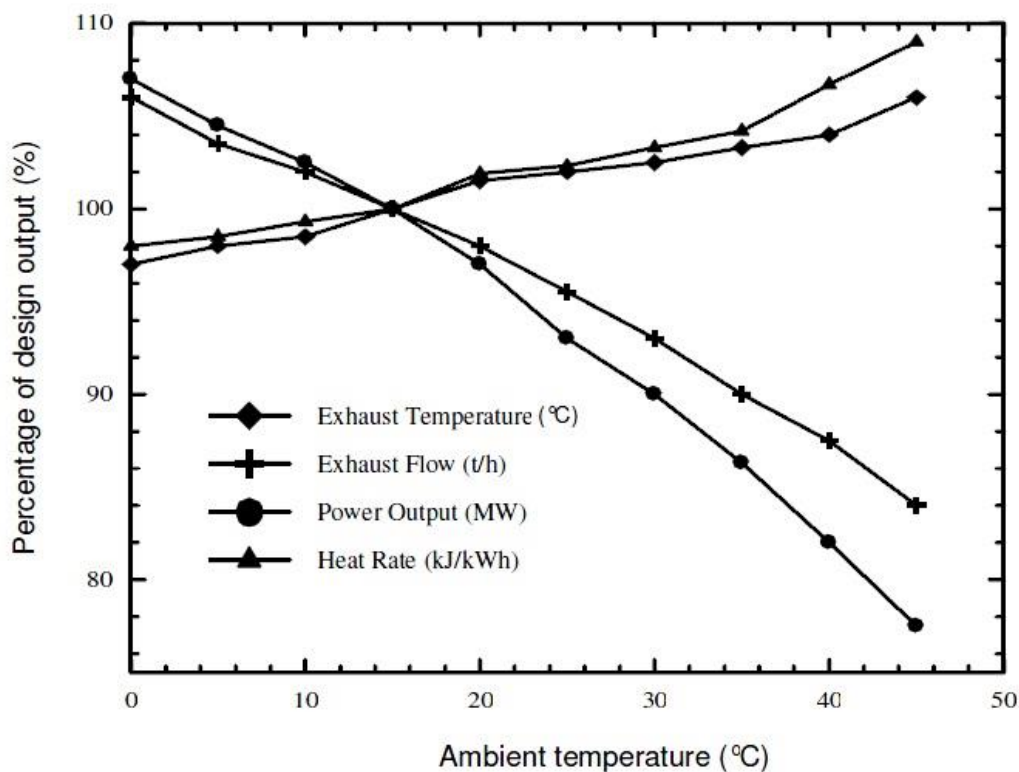
جدول ۱-۳ نمونه ای از توربین های گاز کمپانی های مختلف [24]

MANUFACTURE	MODEL	OUTPUT(MW)	HEAT RATE(BTU/KW) OR EFFICIENCY	EFFICIEN CY	MMSCFD
Alstom/ABB	GT26B	274.0	37.7	0.38	80.6
Siemens	V94.3A	266	38.6	0.39	76.4
GE	9FA	255.6	9250	0.37	76.8
Mitsubishi H.I.Ltd	701F	234.2	9330	0.37	71.0
European Gas Turbines	PG9331F A	226.5	9570	0.36	70.4
Ansaldo Energia	V94.3	222.0	9426	0.36	67.9
Fiat Avio Power Division	TG50D5 S	147.8	9880	0.35	47.4
Thomassen International	PG9171	123.4	10112	0.34	40.5
Kvaerner Energy As	PG7111E A	83.5	10480	0.33	28.4
Rolls Royce	Trent 60 WLE(60 Hz)	72.7	6761	0.51	16.0
Stewart And Stevenson	TG5000/ STIG120	51.6	7790	0.44	13.1
Ebara Corporation	FT8 TWIN	51.1	8905	0.38	14.8
GE	LM2500 PH	26.5	8673	0.39	7.5
Greenwich Turbine ,Inc	FT4A-9	19.8	12150	0.28	7.8

۳-۷ مبدل حرارتی

همانطور که ذکر شد، با خنک کردن هوای ورودی به کمپرسور می توانیم راندمان توربین گاز را افزایش دهیم. به همین منظور در این تحقیق از مقدار سرمایشی که بواسطه افت دما در طی فرایند تقلیل فشار گاز ایجاد می شود، برای خنک کردن هوای ورودی به کمپرسور مورد استفاده قرار گرفت.

تاثیر دمای ورودی به توربین گاز را در شکل ۱-۳ می توان بر روی پارامترهای دیگر یک توربین گاز نمونه مشاهده کرد .



شکل ۱-۳ تاثیر دمای هوا بر پارامترهای یک توربین گاز نمونه [25]

برای پیش سرمایش از یک مبدل حرارتی صفحه ای جریان مخالف، که هوای ورودی به کمپرسور به عنوان سیال گرم و گاز های خروجی از توربین انبساطی سیال سرد آن محسوب می شوند؛ استفاده شده است. روابط زیر برای بدست آوردن ضریب اثر بخشی مبدل حرارتی مورد استفاده قرار گرفت [26]. دبی جرمی اسمی هوای ورودی به توربین گاز با توجه به اطلاعات منتشره توسط کمپانی های سازنده آن بدست می آید [27-28]، ضمن اینکه مانند سایر پارامترهای توربین گاز با تغییر بار تغییر می کند و بایستی مقدار آن لحاظ شود [29]. چون با تغییر دبی هوا مقدار C^* نیز تغییر می کند و با تغییر C^* مقدار ε ، و به تبع آن دمای هوای ورودی به توربین گاز هم تغییر می کند.

$$\begin{cases} C_{\min} = \min(\dot{m}_{air,pl} \cdot cp_{air}, \dot{m}_G \cdot cp_G) \\ C_{\max} = \max(\dot{m}_{air,pl} \cdot cp_{air}, \dot{m}_G \cdot cp_G) \end{cases} \quad \text{معادله ۱۷-۳}$$

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad \text{معادله ۱۸-۳}$$

رابطه زیر برای مبدل حرارتی صفحه ای جریان مخالف ارائه شده است. [26]

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NTU \cdot (1 - C^*))}{1 - C^* \cdot \exp(-NTU \cdot (1 - C^*))} \quad \text{معادله ۱۹-۳}$$

دمای هوای ورودی به کمپرسور از رابطه زیر بدست می آید: [26]

$$T_{1,air} = T_{0,air} - \varepsilon \cdot C_{\min} \cdot \left(\frac{T_{0,air} - T_{3,G}}{\dot{m}_{air,pl} \cdot cp_{air}} \right) \quad \text{معادله ۲۰-۳}$$

که $T_{3,G}$ دمای گاز خروجی از توربین انبساطی است.

نسبت راندمان در حالت استفاده از پیش سرمایش به راندمان در حالت بدون پیش سرمایش معرفی می کند [15]:

$$\frac{\eta_{cooling}}{\eta_{withoutcooling}} = \left(1 - \frac{0.9\Delta T}{100} \right) \quad \text{معادله ۲۱-۳}$$

۸-۳ هزینه تجهیزات

در این بخش به ارائه روابط مربوط به هزینه‌های تجهیزات، شامل هزینه خرید، نصب، راه اندازی و هزینه تعمیر و نگهداری پرداخته می‌شود.

دومعادله ۲۲-۳ و معادله ۲۳-۳ به ترتیب هزینه سرمایه گذاری اولیه^۱ و هزینه تعمیر و نگهداری^۲ توربین گاز می باشند. این روابط برحسب توان نامی توربین گاز ارائه شده اند.

هزینه سرمایه گذاری اولیه: [23]

$$CC_{GT} \left(\frac{\$}{kW} \right) = \begin{cases} -108.8 \ln(Cp_{GT}) + 1953 & Cp_{GT} > 1000 \\ 1780 & Cp_{GT} = 1000 \end{cases} \quad \text{معادله ۲۲-۳}$$

هزینه تعمیر و نگهداری: [23]

$$CM_{GT} \left(\frac{\$}{kWh} \right) = -0.001386 \ln(cp_{GT}) + 0.0185 \quad \text{معادله ۲۳-۳}$$

هزینه مربوط به سرمایه گذاری اولیه و خرید تجهیزات و لوازم مربوط به توربین انبساطی از معادله ۲۴-۳ بدست می آید [30]، ضمن اینکه هزینه تعمیر و نگهداری آن حدود ۲ درصد هزینه سرمایه گذاری اولیه در نظر گرفته شده است. [31]

$$CC_{ex} \left(\frac{\$}{kW} \right) = 85443 (P_{ex})^{-0.565} \quad \text{معادله ۲۴-۳}$$

هزینه خرید تجهیزات و سرمایه گذاری اولیه مبدل حرارتی را می توان از معادله ۲۵-۳ بدست آورد [26]. در زمان استفاده از مبدل حرارتی به منظور پیش سرمایش هوای ورودی به توربین گاز، هزینه مربوط به خرید مبدل حرارتی هم به هزینه های سرمایه گذاری اولیه طرح که شامل هزینه خرید توربوآکسپندر و توربین گاز است، اضافه می شود.

$$CC_{HEX} = 5.03 \left(\frac{\$}{\left(\frac{W}{K} \right)} \right) \quad \text{معادله ۲۵-۳}$$

Capital cost^۱

Maintenance cost^۲

۳-۹ الگوریتم انتخاب سائز بهینه

مراحل انتخاب سیستم بهینه به ترتیب زیر می باشد: [32]

- ۱) طراحی و شبیه سازی توربین انبساطی برای بدترین شرایط (بیشترین دبی، کمترین دما، بیشترین فشار)
- ۲) قرار دادن توربین های انبساطی مختلف بر اساس دبی های طراحی متفاوت و انتخاب توربینی که بیشترین توان را داشته باشد
- ۳) محاسبه مقدار حرارت مورد نیاز برای پیش گرم کردن گاز طبیعی
- ۴) طراحی و شبیه سازی سیکل توربین گاز در همان شرایط و انتخاب توربینی که حرارت مورد نیاز را تأمین نماید.
- ۵) قرار دادن شرایط واقعی ایستگاه مورد بررسی در طول سال و محاسبه توان متوسط سالیانه
- ۶) تکرار مراحل ۱ تا ۴ برای درصد های مختلفی از دبی ماکزیمم
- ۷) انتخاب مجموعه ای که ماکزیمم توان متوسط سالیانه را داشته باشد.

۳-۱۰ پارامترها و مفاهیم اقتصادی

به منظور آنالیز اقتصادی، از پارامترهای اقتصادی خاصی برای تعیین عملکرد اقتصادی سیستم استفاده می شود که این پارامترها معیاری برای تصمیم گیری برای سرمایه گذاری روی سیستم مورد نظر می باشند. [31]

۳-۱۰-۱ دوره بازگشت سرمایه

این پارامتر دارای دو تعریف متفاوت می باشد. [33]

۳-۱۰-۱-۱ دوره بازگشت ساده (SPB)

این پارامتر، مدت زمان لازم برای بازگشت هزینه های سرمایه گذاری (هزینه اولیه) را بدون در نظر گرفتن بهره نشان می دهد. اگر F_0 هزینه سرمایه گذاری اولیه و F_t نیز سود خالص و یا جریان نقدینگی خالص (درآمد + صرفه جویی - هزینه) دوره t باشد، سپس دوره بازگشت سرمایه ساده، کمترین مقدار N است که عبارت زیر را ارضا کند :

$$\sum_{t=0}^{N_{min}=SPB} F_t \geq 0 \quad \text{معادله ۲۶-۳}$$

در این تحقیق عمر پروژه ۲۰ سال در نظر گرفته شده است. همچنین هر دوره برابر با یک سال می باشد. معمولاً در اظهارنظرهای مقدماتی در رابطه با بررسی های اقتصادی، برای تمامی دوره ها ثابت در نظر گرفته شده و تغییرات آن را با زمان در نظر نمی گیرند ($F_t=F$) به همین دلیل می توان SPB را بصورت زیر تعریف نمود:

$$SPB = -\frac{F_0}{F} \quad \text{معادله ۲۷-۳}$$

که در صورتی که $F > 0$ باشد، SPB نیز مثبت خواهد بود، و در غیر این صورت سرمایه گذاری مذکور زیانده است. محاسبه SPB بسادگی قابل انجام است، اما این پارامتر دارای برخی ایرادات و نواقص نیز می باشد، زیرا برخی موارد را در نظر نمی گیرد:

- ارزش فعلی پول
- نوع عملکرد سرمایه گذاری بعد از دوره بازگشت، شامل میزان و مدت زمان سود دهی سیستم پس از این دوره و عمر مفید قابل انتظار سرمایه گذاری

اگر دو پروژه دوره بازگشت سرمایه یکسان داشته باشند ولی طول عمر اقتصادی یکی از دیگری بیشتر باشد؛ باز توسط معیار SPB یکسان تلقی می شوند. لازم به ذکر است اگر طول عمر اقتصادی پروژه با دوره بازگشت سرمایه یکسان باشد، آنگاه طرح برای سرمایه گذاری مناسب نیست. سرمایه گذاری باید در جایی صورت گیرد که همراه با بازدهی باشد.

در حقیقت استفاده از این پارامتر اقتصادی به عنوان یک معیار سنجش اقتصادی بودن یا غیراقتصادی بودن یک پروژه، تنها در موقعیتهایی که نسبت به آینده عدم قطعیت بسیار زیادی وجود دارد، میتواند مورد قضاوت قرار گیرد. لذا تعریف دیگری از دوره بازگشت سرمایه نیز وجود دارد که نسبت به تعریف نخست از برتری نسبی بیشتری برخوردار است.

۳-۱۰-۲ دوره بازگشت سرمایه تنزیل شده (DPB)

این معیار از لحاظ مفهوم با اولین معیاری که در قسمت قبل معرفی شد فرقی ندارد و همچنان اطلاعاتی در مورد دوره بازگشت سرمایه فراهم می کند. روش محاسبه این معیار نیز مانند روش قبلی می باشد. اما در این

معیار، ارزش زمانی پول به حساب آمده و محاسبات بر اساس داده‌های تنزیل شده صورت می‌گیرد. معیار DPB برابر است با کوچکترین مقدار N که رابطه زیر را ارضا نماید :

$$\sum_{t=0}^{N_{min}=DPB} \frac{F_t}{(1+d)^t} \geq 0 \quad \text{معادله ۲۸-۳}$$

که d نرخ بهره می‌باشد. چنانچه مقدار F_t با زمان تغییر ننماید ($F_t=F$) در این صورت می‌توان عبارت بالا را به صورت زیر بازنویسی کرد :

$$DPB = \frac{-\ln(1 + \frac{F_0}{F} d)}{\ln(1 + d)} \quad \text{معادله ۲۹-۳}$$

سرمایه گذاری هایی وجود دارند که در آنها دوره بازگشت ساده (SPB) در حد قابل قبولی بوده ولی دوره بازگشت تنزیل شده (DPB) آنها نشان می‌دهد که هزینه‌های سرمایه گذاری هیچگاه برنخواهدگشت و پروژه غیر اقتصادی است.

۲-۱۰-۳ ارزش خالص فعلی سرمایه گذاری (NPV)

منظور از خالص ارزش فعلی، مجموع ارزش حال کلیه درآمدها و هزینه‌های فرآیند مالی پروژه میباشد. یک تعریف کلی برای NPV عبارتست از:

$$NPV = \sum_{t=0}^N \frac{F_t}{(1+d)^t} \quad \text{معادله ۳۰-۳}$$

سه وضعیت برای این معیار قابل تصور و امکان پذیر است:

$NPV > 0$: در این حالت سرمایه گذاری تحت شرایط خاصی یعنی با توجه به عمر در نظر گرفته شده برای پروژه (N) و میزان نرخ بهره (d) اقتصادی می‌باشد. در این حالت میزان بازگشت سرمایه بیشتر از d خواهد بود.

$NPV = 0$: در این حالت پروژه اقتصادی و بازگشت سرمایه برابر با d می‌باشد.

$NPV < 0$: سرمایه گذاری در این حالت، با توجه به عمر در نظر گرفته شده برای پروژه (N) و نرخ بهره (d)، مقرون به صرفه نبوده و پروژه غیر اقتصادی خواهد بود.

از نقاط قوت این معیار این است که در آن ارزش زمانی پول در نظر گرفته می‌شود و دیگر آنکه برخلاف معیار دوره بازگشت، در این تکنیک جریان نقدی پروژه، طی تمام طول عمر اقتصادی آن در نظر گرفته خواهد شد. در این معیار، ارزش سرمایه گذاری اولیه به طور دقیق بررسی شده و از این طریق به تلاش برای حداکثرسازی ثروت توجه می‌شود (وقتی یک بنگاه در جایی سرمایه گذاری می‌کند که NPV آن مثبت است، ارزش آن به اندازه NPV افزایش می‌یابد).

یکی از نقاط ضعف این معیار این است که در مورد حجم سرمایه گذاری اولیه، هیچ اطلاعاتی را ارائه نمی‌دهد. یعنی NPV 100 دلار سرمایه گذاری ممکن است 100 دلار باشد. همچنین ممکن است NPV 10000 دلار سرمایه گذاری نیز 100 دلار باشد. همانطور که ملاحظه می‌شود، تنها با معیار NPV نمی‌توان این دو را از هم تمیز داد.

۳-۱۰-۳ نرخ بازده داخلی (IRR)

که به این معیار، نرخ بازگشت و یا نرخ بازگشت سرمایه (ROI) نیز می‌گویند. این معیار به معنی نرخ بهره ای است که موجب شود ارزش کنونی مجموعه ای از هزینه‌ها، با ارزش کنونی مجموعه ای از درآمدها برابر باشد. به عبارت دیگر، نرخ بهره ای که در آن NPV صفر شود را گویند.

$$NPV = \sum_{t=0}^N \frac{F_t}{(1 + IRR)^t} = 0 \quad \text{معادله ۳-۳۱}$$

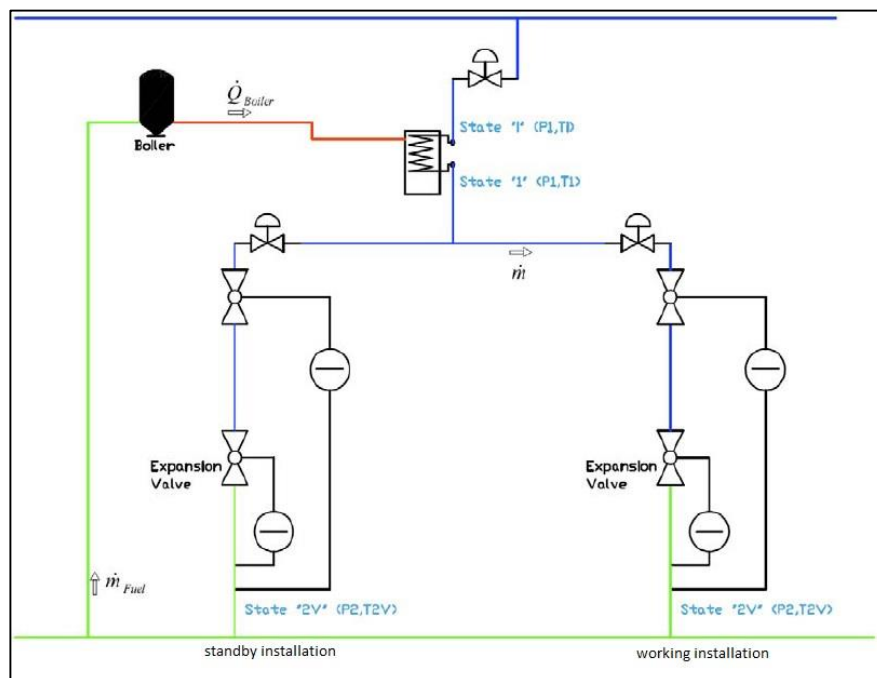
یک پروژه زمانی اقتصادی خواهد بود که نرخ بهره در نظر گرفته شده برای آن کمتر از IRR باشد.

۳-۱۱ طرح های مورد استفاده در ایستگاه تقلیل فشار گاز

در این تحقیق، به بررسی چندین طرح ممکن برای استفاده در ایستگاههای تقلیل فشار پرداخته خواهد شد. هریک از این طرحها از نظر میزان تولید توان، راندمان و مدت بازگشت سرمایه و اقتصادی بودن پروژه مورد ارزیابی و بررسی دقیق قرار خواهند گرفت.

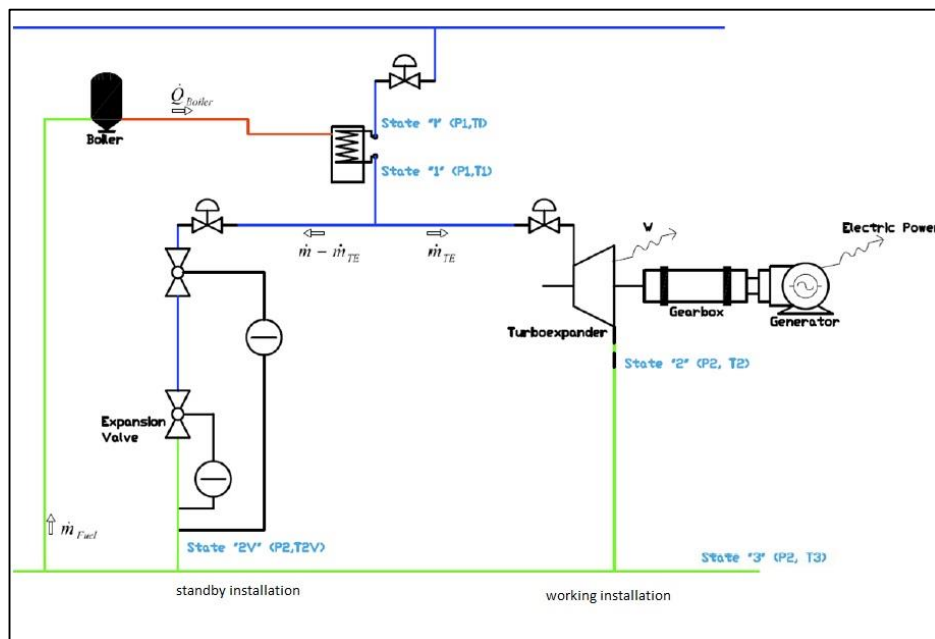
اولین طرح ممکن برای بکارگیری در ایستگاههای تقلیل فشار گاز، استفاده از همان سیستم کنونی شیرهای انبساطی است. در این طرح بدون آنکه توانی تولید شده و به شبکه فروخته شود، تنها فشار گاز بطور معمول کاهش می‌یابد. بدین ترتیب تمامی انرژی پتانسیل فشاری گاز طبیعی بسادگی تلف خواهد شد. البته وظیفه

اصلی ایستگاه تقلیل فشار که همانا کاهش فشار گاز است، همچنان انجام خواهد گرفت. در این سیستم نیاز به هیچ گونه سرمایه گذاری اضافی برای کارکرد معمول سیستم و تعمیر و نگهداری آن نمی باشد



شکل ۳-۲ شماتیک طرح استفاده از شیر انبساطی [19]

طرح دوم قابل اجرا در ایستگاههای CGS نصب توربواکسپندر بموازات شیرهای انبساطی برای کاهش فشار گاز بهمراه تولید توان بوسیله توربواکسپندر است. پس از استخراج انرژی موجود در جریان گاز فشار بالای عبوری از ایستگاه بوسیله توربواکسپندر، این انرژی توسط ژنراتور متصل به توربین به توان الکتریکی تبدیل می گردد. کاهش فشار بوسیله این سیستم، قابل اطمینان برای تمامی شرایط جریان می باشد. در مقایسه با سیستم استاندارد و معمول در ایستگاههای تقلیل فشار، نیاز حرارتی این سیستم بیشتر و در نتیجه میزان آلاینده‌گی حرارتی ناشی از احتراق هیتر بیشتر خواهد بود. این طرح نیاز به سرمایه گذاری اولیه قابل توجهی دارد، اما درآمد حاصل از فروش برق به شبکه سراسری، می تواند این سرمایه گذاری را جبران نموده و آن را دارای توجیه اقتصادی نماید که البته این مسئله برای ایستگاههای مختلف، متفاوت بوده و نیاز به بررسی دقیق دارد



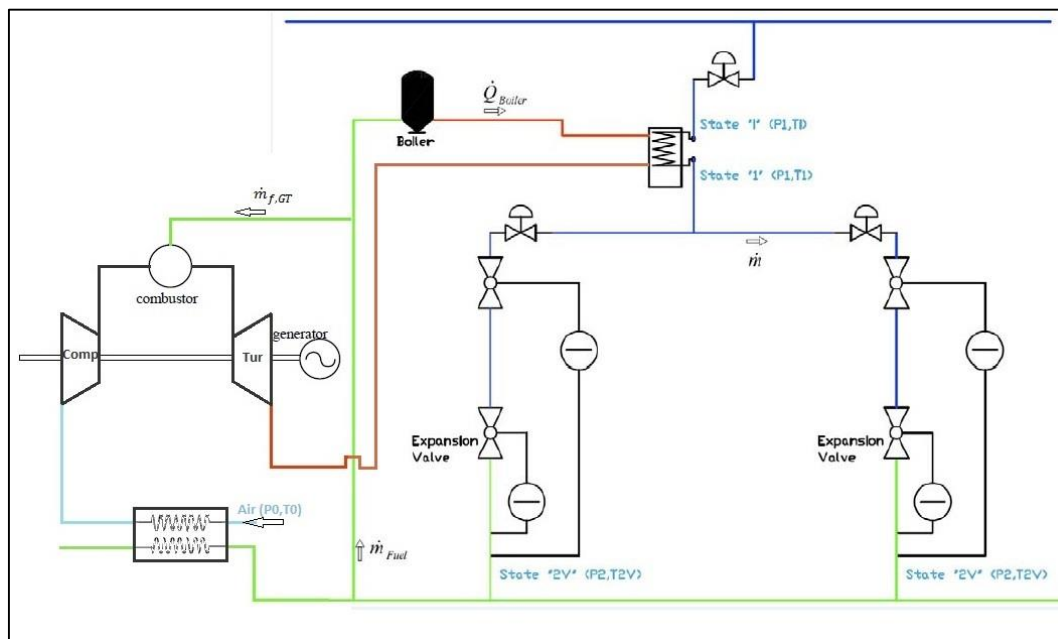
شکل ۳-۳ شماتیک طرح استفاده از توربوآکسپندر بدون استفاده از سیستم CHP [19]

طرح دیگری که می توان مورد بررسی قرار داد، استفاده از سیستم تولید همزمان یا CHP برای برآورده کردن نیاز حرارتی ایستگاه بجای استفاده از هیتر است تا از این طریق ضمن تولید گرمای مورد نیاز ایستگاه تقلیل فشار گاز، مقداری توان الکتریکی بعنوان تولید ثانویه تولید گردد. در مقایسه با طرح دوم، البته ممکن است نسبت به ایستگاههای معمول تقلیل فشار گاز، تولید آلاینده های زیست محیطی در آن نیز بیشتر باشد. یکی از طرحهای قابل بررسی در رابطه با ایستگاههای تقلیل فشار گاز، استفاده از سیستم تولید همزمان برای تأمین نیازهای حرارتی ایستگاه بجای استفاده از هیتر حمام آب است. بدین ترتیب ضمن برآورده نمودن گرمای مورد نیاز برای جلوگیری از هیدراته شدن گاز عبوری از شیر انبساطی، امکان تولید برق بعنوان یک محصول ثانویه فراهم خواهد شد. در این سیستم همانند سیستم پیشنهادی اول، تنها از شیرهای انبساطی برای تنظیم و کاهش فشار استفاده می گردد و هیچ گونه بازیافت انرژی از انرژی پتانسیل فشاری گاز عبوری صورت نمی پذیرد. بدین ترتیب هزینه های سرمایه گذاری این سیستم مربوط به سیستم تولید همزمان و هزینه های تعمیر و نگهداری آن و نیز هزینه های سوخت مصرفی ایستگاه است. باید توجه نمود که هیتر موجود در ایستگاه حذف نمی شود، بلکه بعنوان پشتیبان سیستم CHP در مواقع لزوم و زمانهایی که سیستم CHP به تنهایی قادر به تأمین تمامی نیاز حرارتی نیست و یا زمانهایی که میزان نیاز حرارتی کمتر از حدی است که سیستم CHP بتواند در مدار قرار گیرد، مورد استفاده قرار می گیرد. پس بنابراین شبیه سازی و طراحی این سیستم شامل شبیه سازی شیرهای انبساطی، سیستم CHP با محرک های اولیه توربین گاز و

هیتر پشتیبان می‌باشد. همانگونه که پیشتر نیز بیان شد، طراحی ایستگاه بر مبنای نیاز حرارتی آن می‌باشد و لذا حرارتی اضافه بر حرارت مورد نیاز ایستگاه CGS تولید نخواهد شد.

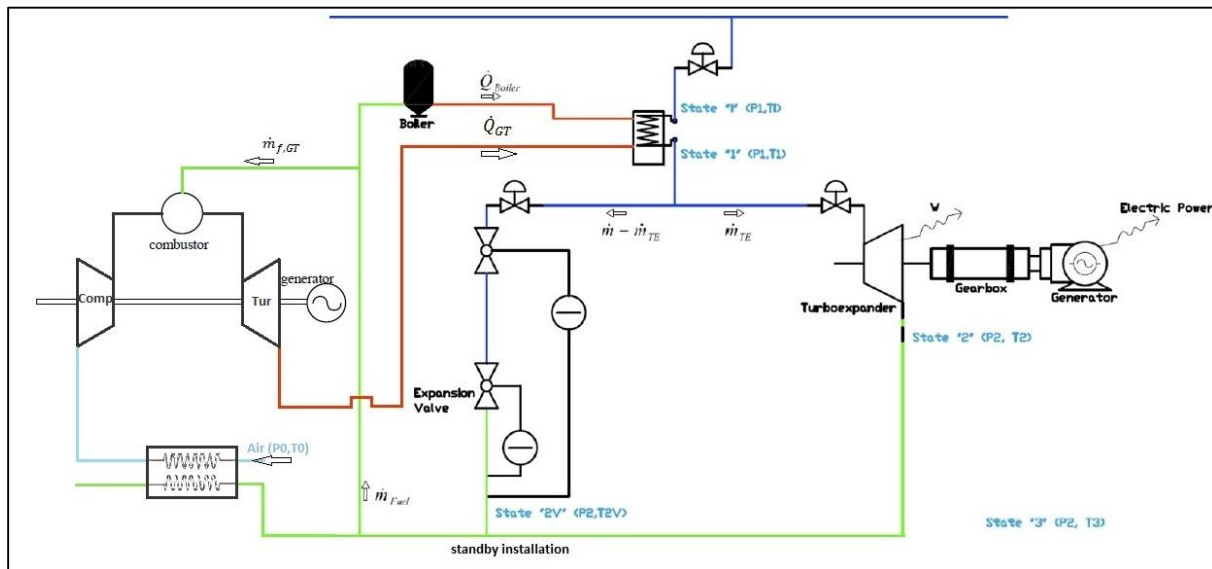
بحث بسیار اساسی در رابطه با طراحی این نوع سیستمها تعیین سایز بهینه سیستم CHP می‌باشد. طبق روش بیان شده برای سایزینگ، امکان وجود چندین سناریو برای هر ایستگاه متناسب با شرایط و ویژگیهای اختصاصی آن ایستگاه محتمل است. همانگونه که پیش از این نیز اشاره شد، لزوماً طراحی ایستگاه بر مبنای ۱۰۰٪ دبی ماکزیمم سالیانه عبوری از آن ایستگاه، منجر به تولید توان ماکزیمم نشده و همچنین لزوماً به لحاظ اقتصادی دارای توجیه نخواهد بود. بنابراین بررسی عملکرد فنی سیستم پیشنهادی در درصدهای متفاوتی از ماکزیمم دبی سالیانه یکی از مهمترین مواردی است که می‌بایست بدان توجه نمود و بدین ترتیب سیستمی را طراحی نمود که از هر نظر بهترین عملکرد را داشته باشد. توجه به این نکته الزامی است که گاهی اختلاف میزان تولید برق برای این طرحها چندان زیاد نیست، اما از نظر اقتصادی و هزینه‌های سرمایه گذاری تفاوت قابل ملاحظه‌ای با یکدیگر خواهند داشت.

یکی از اشکالات چنین سیستمی عدم کارکرد پیوسته آن در طول یکسال و مدت زمان کم استفاده از آن است. دلیل این امر نیز بدین خاطر است که سیستم هنوز به همان سبک سیستمهای معمول، از شیرهای انبساطی برای تنظیم و کاهش و فشار استفاده می‌کند و همین موضوع باعث می‌شود که نیاز حرارتی این سیستم هیچ تفاوتی با سیستمهای معمول نداشته باشد. بدلیل اینکه افت دمای گاز طبیعی پس از عبور از شیرهای انبساطی تنها در ماههای سرد سال بقدری است که نیاز به پیش گرمایش گاز است، لذا در مابقی روزهای سال عملاً، نیاز حرارتی صفر بوده و چون طراحی ما نیز بر مبنای نیاز حرارتی ایستگاه است، به همین دلیل نیازی به کار سیستم CHP وجود ندارد. در رابطه با اینگونه سیستمها که احتمال غیر اقتصادی بودن آنها بدلیل طراحی بر مبنای نیاز حرارتی زیاد است، می‌توان طراحی را براساس میزان برق تولیدی مورد انتظار انجام داد. بدین ترتیب، سیستم تولید همزمان همواره میزان مشخصی از برق را در تمام روزهای سال با صرف نظر از شرایط ایستگاه تولید میکند. گرمای تولیدی توسط سیستم در این حالت در صورتی که مازاد باشد و مقدار آن بیش از نیاز حرارتی ایستگاه باشد، به محیط فرستاده شده و تلف می‌شود.



شکل ۳-۴ شماتیک طرح استفاده از توربین گاز بدون استفاده توربواکسپندر در ایستگاه CGS

طرح نهایی قابل بررسی در این تحقیق، استفاده از توربواکسپندر به موازات شیرهای انبساطی در ایستگاه CGS، به‌مراه استفاده همزمان از سیستم CHP برای تأمین حرارت مورد نیاز سیستم و نیز تولید برق است. همانند طرح پیشنهادی دوم، در این سیستم نیز انرژی موجود در گاز فشار بالا برای تولید برق بخدمت گرفته می‌شود. همچنین نیاز حرارتی ایستگاه که در مقایسه با سیستم های معمول در ایستگاه‌های CGS از مقدار بیشتری برخوردار است، توسط سیستم CHP و هیتر پشتیبان موجود در ایستگاه تأمین می‌گردد. سیستم CHP بکار رفته دارای محرک اولیه توربین گاز است. سرمایه گذاری اولیه چنین طرحی نسبت به سایر طرحها بسیار زیاد است، اما درآمد حاصل از فروش برق اضافی در آن نیز بمراتب بیشتر از طرحهای دیگر خواهد بود.



شکل ۳-۵ شماتیک طرح استفاده از توربین گاز و توربوآکسپندر در ایستگاه CGS

۴- فصل چهارم

ایستگاه‌های

مورد مطالعه

۴-۱ مقدمه

برای شبیه سازی و طراحی سیستم های مختلف و بررسی ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی نیاز به اطلاعات کارکردی ایستگاه‌های CGS است. از جمله این اطلاعات، دبی گاز ورودی، فشار گاز ورودی و خروجی و همچنین دمای گاز ورودی و خروجی ایستگاه‌های CGS می‌باشد. در این فصل اطلاعات و داده‌های ورودی و خروجی ایستگاه‌های تقلیل فشار مورد استفاده در پژوهش، ارائه خواهد شد.

در ابتدا اطلاعات کارکردی ایستگاه‌های مورد بررسی با یکدیگر مقایسه می‌شوند و سپس این اطلاعات به صورت مجزا برای هر ایستگاه ارائه خواهند شد. معمولاً در ایستگاه‌ها این اطلاعات به صورت ساعتی و روزانه ثبت می‌شود اگرچه در این تحقیق این اطلاعات به صورت روزانه در اختیار نبود و از اطلاعات متوسط ماهانه استفاده شد. اطلاعات موجود برای یک سال کاری در نیمه دوم سال ۸۸ و نیمه اول سال ۸۹ می‌باشند.

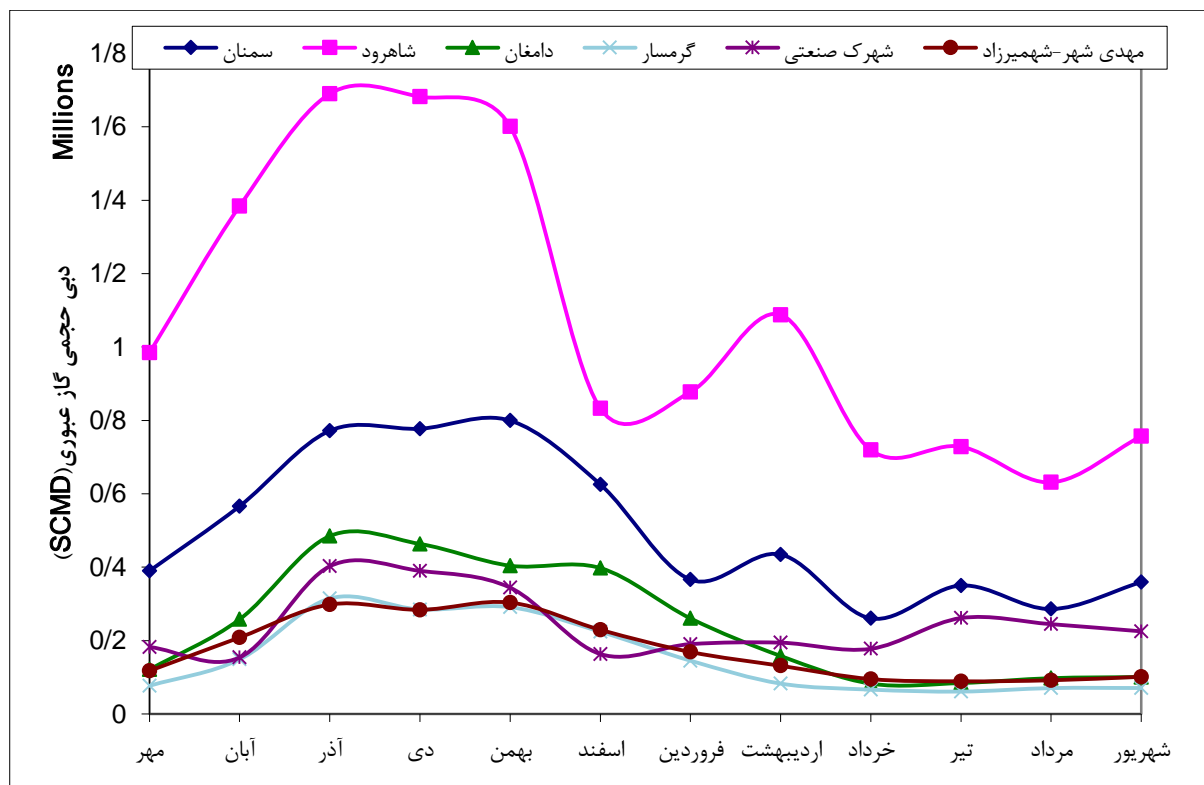
۴-۲ ایستگاه‌های مورد بررسی

از بین تمام ایستگاه‌های CGS استان سمنان، با توجه به میزان دبی ثبت شده در آنها، شش ایستگاه برای این پژوهش انتخاب شد که بیشترین میزان دبی گاز عبوری را دارا بودند. سایر ایستگاه‌ها بدلیل پائین بودن جریان گاز عبوری به هیچ وجه برای بکارگیری سیستم های تولید همزمان و سایر طرح ها چه به لحاظ فنی و چه به لحاظ اقتصادی مناسب نیستند.

ایستگاه‌های مورد بررسی در این طرح: ایستگاه CGS سمنان، ایستگاه CGS شاهرود، ایستگاه CGS دامغان، ایستگاه CGS گرمسار، ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد و ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان می‌باشند. [34]

۱-۲-۴ مقایسه جریان های عبوری از ایستگاه‌های CGS

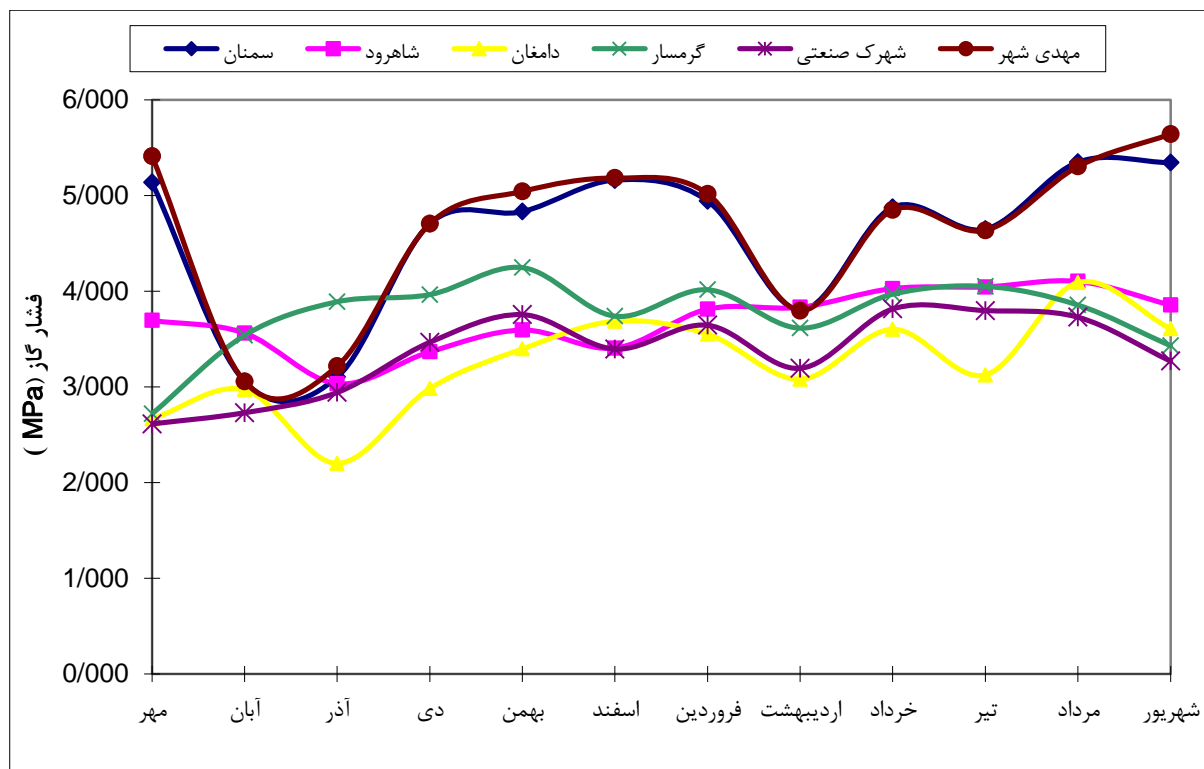
دبی گاز عبوری از ایستگاه تقلیل فشار گاز در طول یک سال بنا بر مصرف گاز در فصول مختلف تغییر می‌کند. شکل ۱-۴ مقادیر دبی حجمی گاز را برای شش ایستگاه CGS مختلف نشان می‌دهد. همانطور که ملاحظه می‌شود شاهرود بیشترین و گرمسار کمترین دبی را دارا می‌باشد. ضمن اینکه با تغییر فصل و دمای هوا میزان دبی هم تغییر می‌کند و در ماه‌های سرد سال میزان گاز عبوری از ایستگاه CGS به مراتب بیشتر از ماه‌های گرم سال است.



شکل ۱-۴ مقایسه متوسط دبی حجمی گاز ورودی به ایستگاه‌های مورد مطالعه در طول سال ۸۸-۸۹

۲-۲-۴ مقایسه فشار گاز ورودی به ایستگاه‌های CGS

در شکل ۲-۴ تغییرات فشار گاز ورودی به ایستگاه‌های CGS استان سمنان نشان داده شده است. بنابر داده‌های موجود و مطابق شکل به نظر نمی‌رسد نظم خاصی در فشار گاز ورودی به ایستگاه‌ها موجود باشد. از آنجایی که هرچه فشار در ورودی بالاتر باشد، با توجه به ثابت بودن فشار در خروجی، نیاز به افت فشار بیشتری در ایستگاه می‌باشد و به دنبال آن افت دما نیز بیشتر خواهد بود. بنابراین هرچه فشار در ورودی بیشتر باشد شرایط برای ایستگاه بحرانی‌تر است.

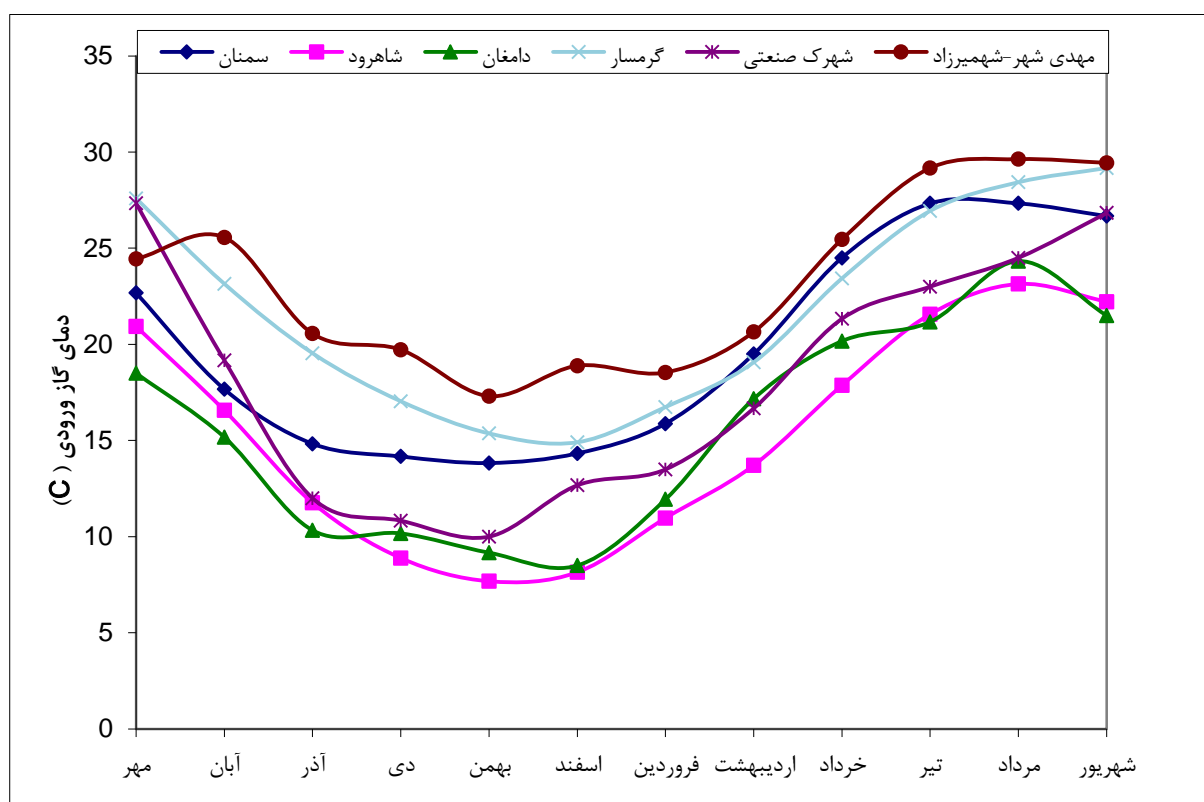


شکل ۲-۴ مقایسه متوسط فشار گاز ورودی به ایستگاه‌های CGS مورد مطالعه در سال ۸۸-۸۹

۳-۲-۴ مقایسه دمای گاز ورودی به ایستگاه‌های CGS

در شکل ۳-۴ دمای گاز ورودی برای ایستگاه‌های مورد مطالعه نشان داده شده است. همانطور که ملاحظه می‌شود دمای گاز ورودی به ایستگاه کاملاً به دمای هوای محیط وابسته است. حتی در برخی مراجع، رابطه‌ای برای دمای گاز ورودی و دمای هوای محیط ذکر شده است.

از آنجایی که دما گاز طی فرایند کاهش فشار در ایستگاه تقلیل فشار افت پیدا می‌کند هر اندازه که دمای گاز ورودی کمتر باشد ایستگاه با شرایط بحرانی تری مواجه است.



شکل ۳-۴ مقایسه متوسط دمای گاز ورودی به ایستگاه‌های مورد مطالعه در طول سال ۸۸-۸۹

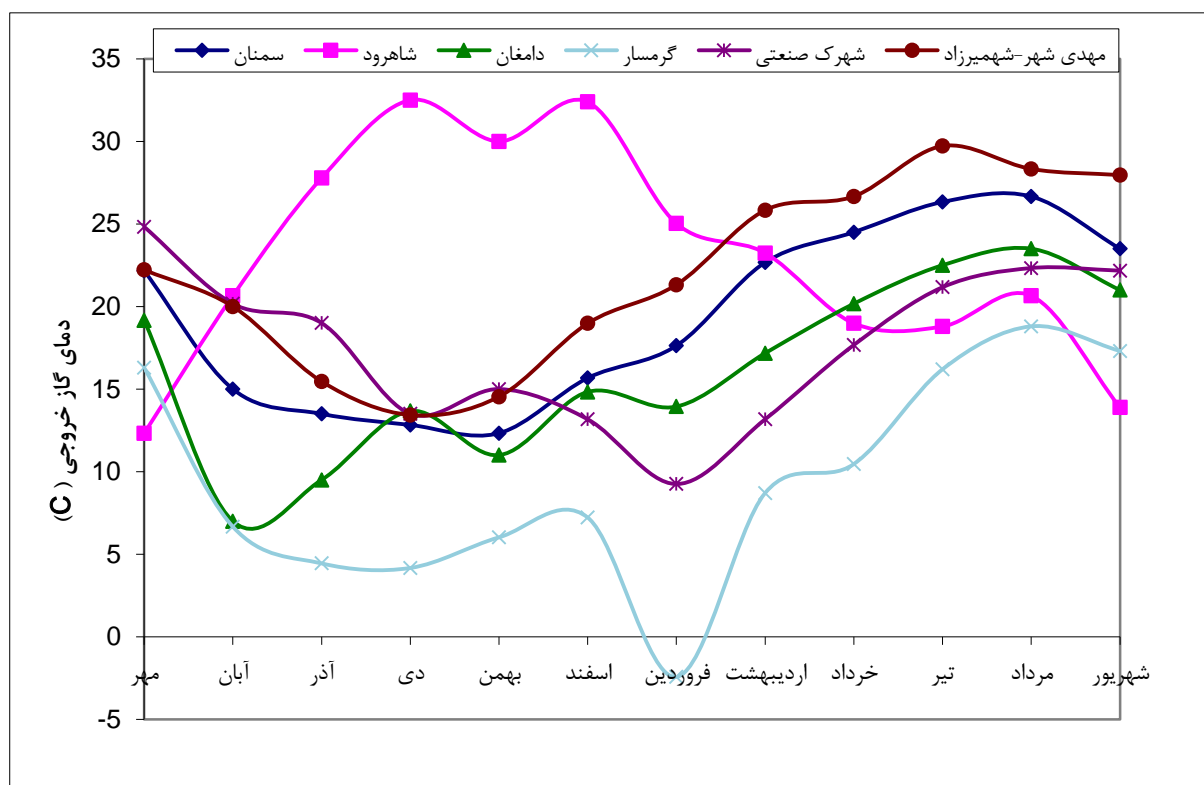
۴-۲-۴ مقایسه فشار گاز خروجی از ایستگاه‌های CGS

پارامترهای خروجی ایستگاه همچون فشار و دمای خروجی حاصل فرایندهای حادثه در ایستگاه هستند. از آنجایی که این فرایندها معمولاً برای کنترل پارامترهای خروجی مذکور انجام می‌شود و یا به عبارتی دیگر پارامترهای خروجی ایستگاه به نوعی پارامترهای کنترلی ایستگاه هستند که عملکرد ایستگاه بر مبنای آنها صورت می‌پذیرد، انتظار می‌رود که نظم بیشتر و پراکندگی کمتری در این پارامترها مشاهده شود. فشار خروجی ایستگاه یکی از این پارامترهای مذکور است، فشار گاز خروجی از ایستگاه‌های مورد مطالعه همگی در حدود 250 psi ($1,724 \text{ Mpa}$) هستند و به دلیل همپوشانی این نمودارها با یکدیگر نمودار مقایسه ای این ایستگاه‌ها رسم نگردید.

۵-۲-۴ مقایسه دمای گاز خروجی از ایستگاه‌های CGS

شکل ۴-۴ دمای گاز خروجی از ایستگاه‌های CGS مورد مطالعه را برای یک سال کاری نشان می‌دهد. دمای گاز خروجی وابسته به میزان کاهش فشار و همچنین هیتر موجود در سیستم می‌باشد. به طور مثال برای ایستگاه CGS شاهرود در فصول سرد سال چون هیتر روشن می‌باشد دمای گاز خروجی بالا می‌باشد.

برای ایستگاه CGS گرمسار همانطور که در ادامه عنوان خواهد شد با توجه به دمای گاز خروجی به نظر می‌رسد هیتر در تمامی فصول خاموش می‌باشد.

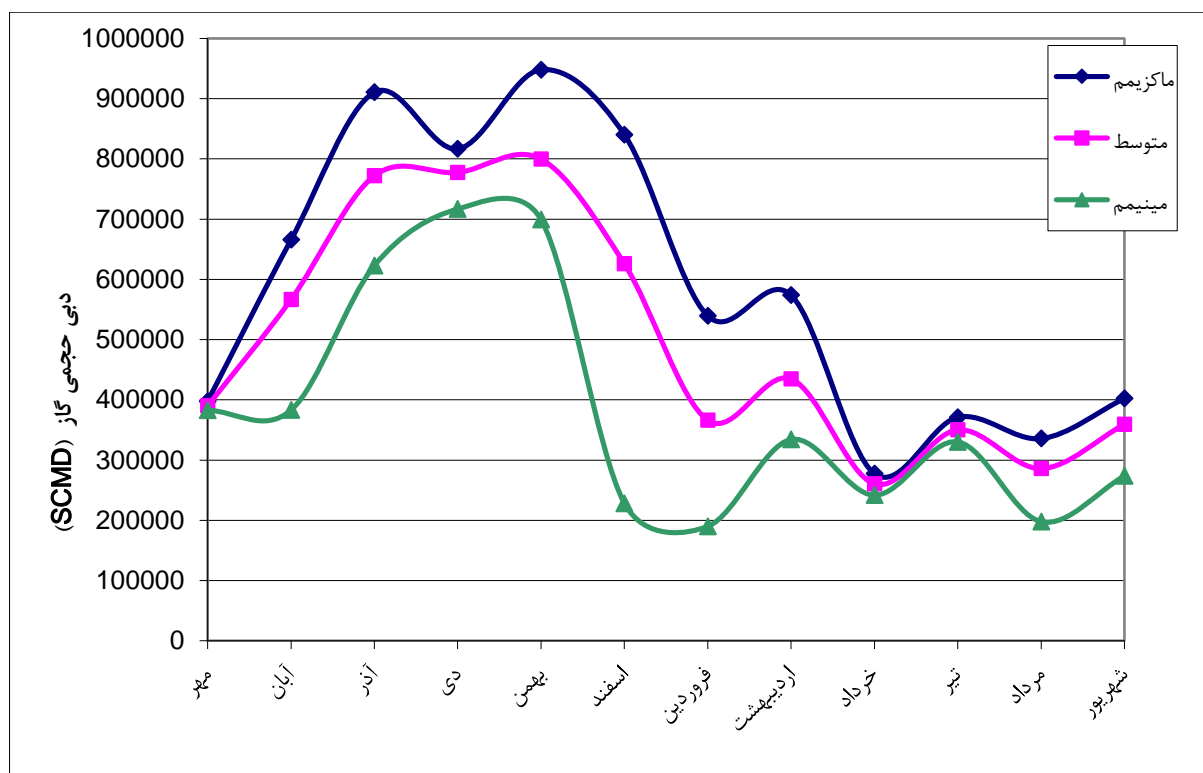


شکل ۴-۴ مقایسه متوسط دمای گاز خروجی از ایستگاه‌های مورد مطالعه در طول سال ۸۸-۸۹

۳-۴ اطلاعات کارکردی ایستگاه (CGS) سمنان

۱-۳-۴ دبی گاز ورودی

دبی گاز عبوری از ایستگاه تقلیل فشار گاز در طول یک سال بنا بر مصرف گاز در فصول مختلف تغییر می‌کند. در ادامه نمودار تغییر دبی گاز در ایستگاه CGS سمنان در طول نیمه دوم سال ۱۳۸۸ و نیمه اول سال ۱۳۸۹ و برای شاخص متوسط گاز مصرفی بر حسب مترمکعب در روز (SCMD) در هر ماه آمده است.



شکل ۴-۵ مقایسه بین ماکزیمم، متوسط و مینیمم دبی گاز عبوری از ایستگاه CGS سمنان در طول سال ۸۹-۸۸

۲-۳-۴ فشار گاز ورودی به ایستگاه CGS سمنان

روند تغییر فشار گاز ورودی در سه روز از ماه و برای ماه‌های مختلف سال برای نیمه دوم سال ۱۳۸۸ و نیمه اول سال ۱۳۸۹ در ایستگاه CGS سمنان در جدول زیر آمده است.

Standard Cubic Meter per Day^۱

جدول ۱-۴ تغییرات فشار گاز ورودی به ایستگاه CGS سمنان در سال ۸۹-۸۸

متوسط فشار (MPa)	۳۰ فشار (MPa)	۱۵ فشار (MPa)	۱ فشار (MPa)	روز ماه
۵.۱۴	۵.۵۸	۴.۷۹	۵.۰۳	مهر
۳.۰۶	۳.۱۷	۲.۴۸	۳.۵۲	آبان
۳.۱۰	۳.۹۳	۲.۸۳	۲.۵۵	آذر
۴.۷۱	۴.۹۱	۴.۷۲	۴.۴۸	دی
۴.۸۳	۴.۹۸	۵.۷۲	۳.۷۹	بهمن
۵.۱۶	۵.۵۸	۴.۶۵	۵.۲۵	اسفند
۴.۹۴	۳.۰۷	۵.۹۵	۵.۶۳	فروردین
۳.۸۰	۵.۶۵	۲.۶۰	۳.۱۵	اردیبهشت
۴.۸۸	۳.۴۵	۵.۵۳	۵.۶۵	خرداد
۴.۶۵	۴.۹۸	۵.۸۳	۳.۱۴	تیر
۵.۲۵	۴.۹۸	۵.۴۱	۵.۶۵	مرداد
۵.۳۴	۵.۰۷	۵.۴۸	۵.۴۸	شهریور

۳-۳-۴ دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS سمنان

در جدول زیر تغییرات دمای گاز ورودی به ایستگاه تقلیل فشار گاز سمنان در سه روز از ماه در طول سال ۸۸-۸۹ را می‌توان مشاهده کرد.

جدول ۲-۴ تغییرات دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS سمنان در سال ۸۸-۸۹

متوسط دما (C)	۳۰ دما (C)	۱۵ دما (C)	۱ دما (C)	روز ماه
۲۲,۶۶	۱۸	۲۵	۲۵	مهر
۱۷,۶۶	۱۶,۵	۱۶,۵	۲۰	آبان
۱۴,۸۳	۱۴	۱۴	۱۶,۵	آذر
۱۴,۱۶۷	۱۵	۱۴	۱۳,۵	دی
۱۳,۸۳	۱۳,۵	۱۵	۱۳	بهمن
۱۴,۳۳	۱۶	۱۴	۱۳	اسفند
۱۵,۸۷۵	۱۸	۱۶	۱۴,۵	فروردین
۱۹,۵	۲۲,۵	۱۸,۵	۱۷,۵	اردیبهشت
۲۴,۵	۲۶	۲۵	۲۲,۵	خرداد
۲۷,۳۳	۲۷,۵	۲۸,۵	۲۶	تیر
۲۷,۳۳	۲۸,۵	۲۶	۲۷,۵	مرداد
۲۶,۶۷	۲۷	۲۶,۵	۲۶,۵	شهریور

۴-۳-۴ فشار گاز خروجی از ایستگاه CGS سمنان

روند تغییرات فشار گاز خروجی از ایستگاه CGS سمنان در طول نیمه دوم سال ۸۸ و نیمه اول سال ۸۹ در جدول زیر آمده است.

جدول ۳-۴ تغییرات فشار گاز خروجی ایستگاه تقلیل فشار سمنان در سال ۸۸-۸۹

متوسط فشار (MPa)	۳۰ فشار (MPa)	۱۵ فشار (MPa)	۱ فشار (MPa)	روز ماه
۱.۷۲	۱.۷۲	۱.۷۲	۱.۷۱	مهر
۱.۷۲	۱.۷۲	۱.۷۲	۱.۷۲	آبان
۱.۷۱	۱.۷۲	۱.۷۲	۱.۶۹	آذر
۱.۷۲	۱.۷۲	۱.۷۲	۱.۷۲	دی
۱.۷۱	۱.۷۱	۱.۶۹	۱.۷۲	بهمن
۱.۷۰	۱.۷۱	۱.۶۹	۱.۶۹	اسفند
۱.۷۰	۱.۷۱	۱.۶۹	۱.۷۱	فروردین
۱.۶۹	۱.۶۹	۱.۶۹	۱.۷۱	اردیبهشت
۱.۶۸	۱.۶۷	۱.۶۷	۱.۷۱	خرداد
۱.۶۸	۱.۶۵	۱.۶۹	۱.۶۹	تیر
۱.۶۷	۱.۶۷	۱.۶۵	۱.۶۷	مرداد
۱.۶۸	۱.۷۱	۱.۶۷	۱.۶۷	شهریور

۵-۳-۴ دمای گاز خروجی از ایستگاه CGS سمنان

روند تغییرات دمای گاز خروجی از ایستگاه CGS سمنان در طول نیمه دوم سال ۸۸ و نیمه اول سال ۸۹ در جدول زیر آمده است.

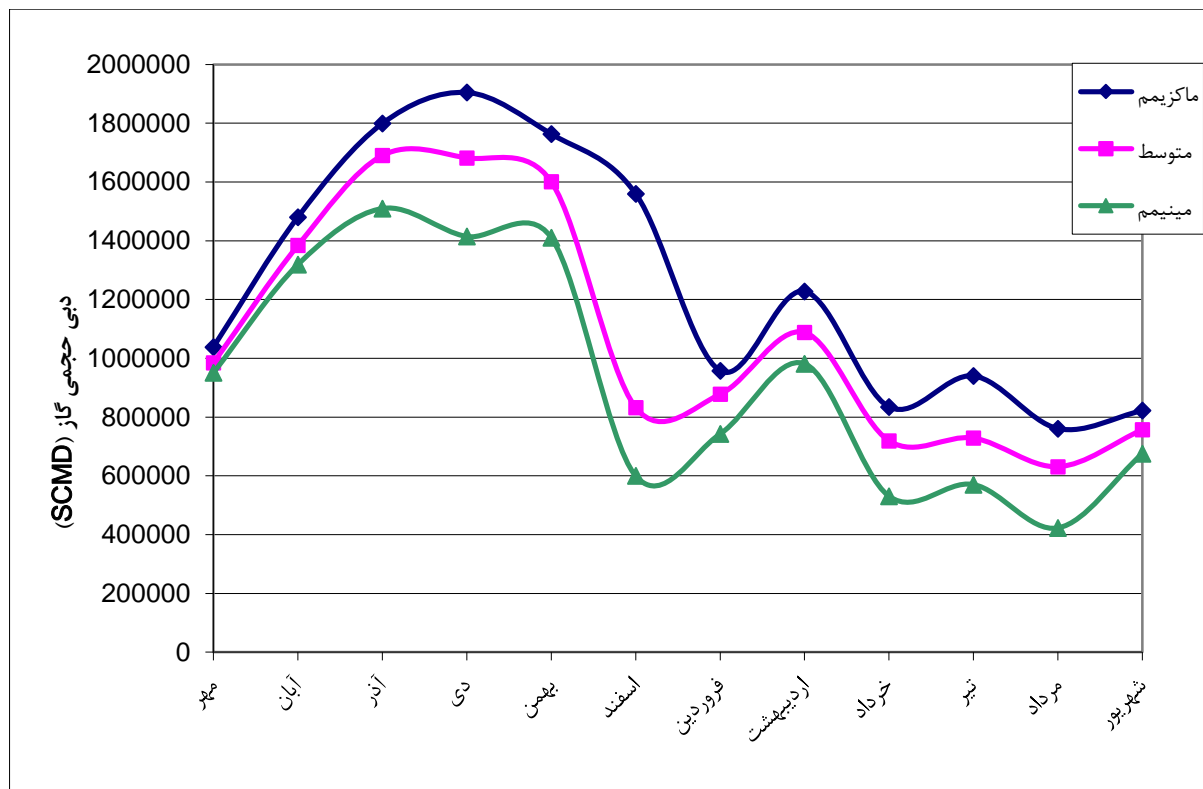
جدول ۴-۴ تغییرات دمای گاز خروجی ایستگاه تقلیل فشار سمنان در سال ۸۸-۸۹

متوسط دما (C)	۳۰ دما (C)	۱۵ دما (C)	۱ دما (C)	روز ماه
۲۲,۱۶۷	۲۲,۵	۲۱	۲۳	مهر
۱۵	۱۴	۱۷,۵	۱۳,۵	آبان
۱۳,۵	۱۳,۵	۱۳,۵	۱۳,۵	آذر
۱۲,۸۳	۱۲	۱۲	۱۴,۵	دی
۱۲,۳۳	۱۵,۵	۸	۱۳,۵	بهمن
۱۵,۶۷	۱۶,۵	۱۶	۱۴,۵	اسفند
۱۷,۶۲۵	۲۲	۱۷,۵	۱۵	فروردین
۲۲,۶۷	۲۱	۲۲	۲۵	اردیبهشت
۲۴,۵	۲۸,۵	۲۴	۲۱	خرداد
۲۶,۳۳	۲۶,۵	۲۳	۲۹,۵	تیر
۲۶,۶۷	۲۷,۵	۲۴	۲۸,۵	مرداد
۲۳,۵	۲۴,۵	۲۳	۲۳	شهریور

۴-۴ اطلاعات کارکردی ایستگاه (CGS) شاهرود

۱-۴-۴ دبی گاز ورودی

در ادامه نمودار تغییر دبی گاز در طول نیمه دوم سال ۱۳۸۸ و نیمه اول سال ۱۳۸۹ برای شاخص متوسط گاز مصرفی در هر ماه آمده است.



شکل ۴-۶ مقایسه بین ماکزیمم، متوسط و مینیمم ماهانه دبی گاز عبوری از ایستگاه CGS شاهرود در طول سال ۸۸-۸۹

۲-۴-۴ فشار گاز ورودی به ایستگاه CGS شاهرود

روند تغییر فشار گاز ورودی برای سه روز از ماه و برای ماه‌های مختلف سال برای نیمه دوم سال ۱۳۸۸ و نیمه اول سال ۱۳۸۹ در ایستگاه CGS شاهرود در جدول زیر آمده است..

جدول ۴-۵ تغییرات فشار گاز ورودی به ایستگاه تقلیل فشار شاهرود در سال ۸۹-۸۸

روز ماه	۱ فشار (MPa)	۱۵ فشار (MPa)	۳۰ فشار (MPa)	متوسط فشار (MPa)
مهر	۳.۶۹	۳.۷۴	۳.۶۵	۳.۶۹
آبان	۳.۵۹	۳.۵۹	۳.۵۲	۳.۵۶
آذر	۲.۷۲	۲.۸۳	۳.۵۵	۳.۰۳
دی	۳.۵۲	۳.۳۰	۳.۲۹	۳.۳۷
بهمن	۳.۷۶	۳.۵۳	۳.۵۰	۳.۵۹
اسفند	۳.۴۵	۳.۱۷	۳.۶۰	۳.۴۱
فروردین	۴.۰۵	۴.۰۷	۳.۶۲	۳.۸۱
اردیبهشت	۳.۵۲	۳.۹۳	۴.۰۵	۳.۸۳
خرداد	۴.۱۰	۴.۰۲	۳.۹۶	۴.۰۳
تیر	۳.۹۰	۴.۱۵	۴.۰۹	۴.۰۵
مرداد	۴.۱۷	۴.۱۰	۴.۰۳	۴.۱۰
شهریور	۳.۹۳	۳.۸۳	۳.۸۱	۳.۸۶

۳-۴-۴ دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS شاهرود

روند تغییر در دمای گاز ورودی به ایستگاه تقلیل فشار گاز شاهرود برای ماه‌های مختلف نیمه دوم سال ۱۳۸۸ و نیمه اول سال ۱۳۸۹ در جدول زیر آمده است.

جدول ۴-۶ تغییرات دمای گاز ورودی به ایستگاه تقلیل فشار شاهرود در سال ۸۹-۸۸

متوسط دما (C)	۳۰ دما (C)	۱۵ دما (C)	۱ دما (C)	روز ماه
۲۰.۹۲۸	۲۰.۰۰۰	۲۱.۱۱۱	۲۱.۶۶۷	مهر
۱۶.۵۷۲	۱۴.۴۴۴	۱۶.۶۶۷	۱۸.۶۱۱	آبان
۱۱.۷۶۱	۱۰.۰۰۰	۱۱.۱۱۱	۱۴.۱۶۷	آذر
۸.۸۸۹	۸.۳۳۳	۸.۶۱۱	۹.۷۲۲	دی
۷.۶۸۳	۶.۹۴۴	۷.۷۷۸	۸.۳۳۳	بهمن
۸.۱۵۰	۹.۴۴۴	۷.۷۷۸	۷.۲۲۲	اسفند
۱۰.۹۷۲	۱۱.۹۴۴	۱۰.۸۳۳	۱۰.۰۰۰	فروردین
۱۳.۷۰۶	۱۵.۲۷۸	۱۳.۶۱۱	۱۲.۲۲۲	اردیبهشت
۱۷.۸۷۲	۲۰.۵۵۶	۱۷.۷۷۸	۱۵.۲۷۸	خرداد
۲۱.۵۷۲	۲۲.۷۷۸	۲۱.۶۶۷	۲۰.۲۷۸	تیر
۲۳.۱۴۴	۲۳.۳۳۳	۲۳.۳۳۳	۲۲.۷۷۸	مرداد
۲۲.۲۲۲	۲۱.۶۶۷	۲۲.۲۲۲	۲۲.۷۷۸	شهریور

۴-۴-۴ فشار گاز خروجی از ایستگاه CGS شاهرود

روند تغییرات فشار گاز خروجی از ایستگاه CGS شاهرود در طول نیمه دوم سال ۸۸ و نیمه اول سال ۸۹ در جدول زیر آمده است.

جدول ۷-۴ تغییرات فشار گاز خروجی ایستگاه تقلیل فشار شاهرود در سال ۸۹-۸۸

متوسط فشار (MPa)	۳۰ فشار (MPa)	۱۵ فشار (MPa)	۱ فشار (MPa)	روز ماه
۱.۷۵۸	۱.۷۲۴	۱.۷۳۸	۱.۸۱۳	مهر
۱.۷۳۱	۱.۷۱۰	۱.۷۴۴	۱.۷۳۸	آبان
۱.۷۲۰	۱.۷۳۸	۱.۷۲۴	۱.۷۰۰	آذر
۱.۷۳۶	۱.۷۴۴	۱.۷۳۴	۱.۷۳۱	دی
۱.۷۵۱	۱.۷۵۸	۱.۷۵۱	۱.۷۴۴	بهمن
۱.۷۳۵	۱.۷۲۴	۱.۷۲۴	۱.۷۵۸	اسفند
۱.۷۲۵	۱.۷۲۴	۱.۷۳۱	۱.۷۳۱	فروردین
۱.۷۲۱	۱.۷۲۴	۱.۷۲۴	۱.۷۱۷	اردیبهشت
۱.۷۲۴	۱.۷۲۴	۱.۷۲۴	۱.۷۲۴	خرداد
۱.۷۲۱	۱.۷۱۷	۱.۷۲۴	۱.۷۲۴	تیر
۱.۷۱۹	۱.۷۱۰	۱.۷۲۴	۱.۷۲۴	مرداد
۱.۷۱۷	۱.۷۱۷	۱.۷۲۴	۱.۷۱۰	شهریور

۵-۴-۴ دمای گاز خروجی از ایستگاه CGS شاهرود

روند تغییرات دمای گاز خروجی از ایستگاه CGS شاهرود در طول نیمه دوم سال ۸۸ و نیمه اول سال ۸۹ در جدول زیر آمده است.

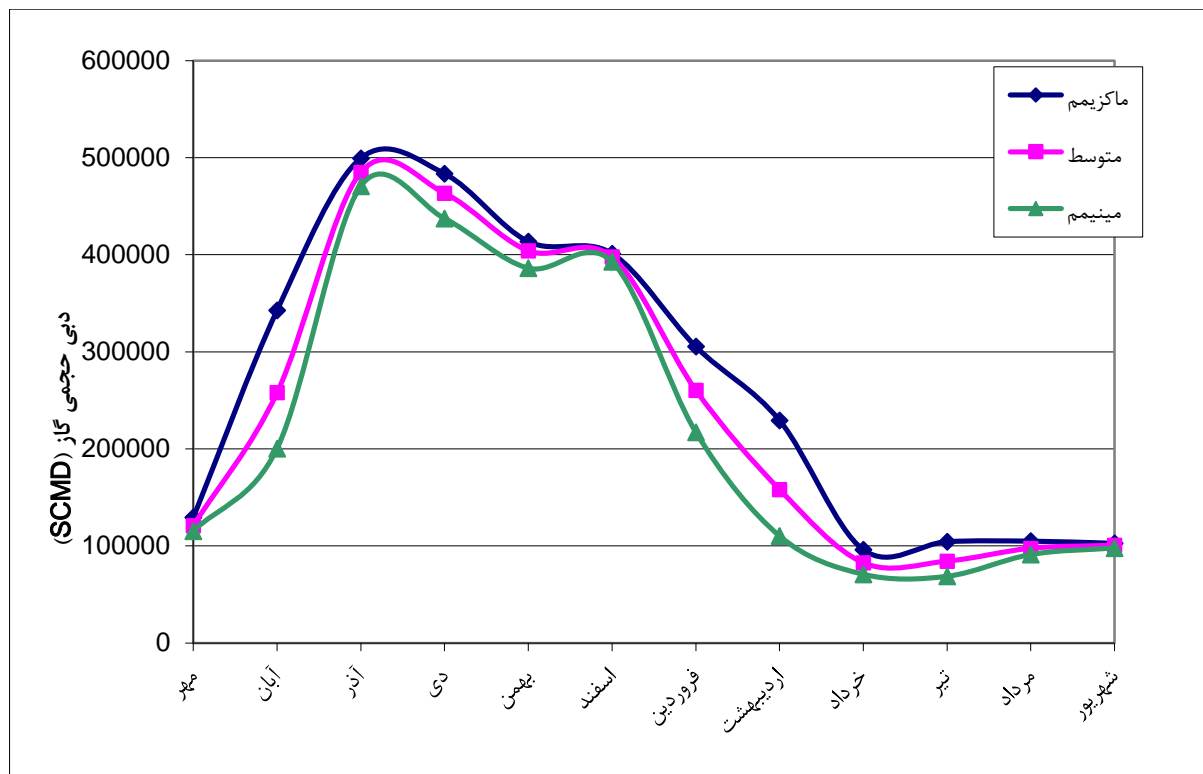
جدول ۸-۴ تغییرات دمای گاز خروجی ایستگاه تقلیل فشار شاهرود در سال ۸۹-۸۸

متوسط دما (C)	۳۰ دما (C)	۱۵ دما (C)	۱ دما (C)	روز ماه
۱۲.۳۱۷	۱۱.۹۴۴	۱۲.۲۲۲	۱۲.۷۷۸	مهر
۲۰.۶۵۰	۲۴.۱۶۷	۲۵.۵۵۶	۱۲.۲۲۲	آبان
۲۷.۷۷۸	۴۰.۰۰۰	۱۶.۶۶۷	۲۶.۶۶۷	آذر
۳۲.۵۰۰	۲۳.۸۸۹	۳۶.۱۱۱	۳۷.۵۰۰	دی
۳۰.۰۰۰	۳۲.۷۷۸	۳۴.۱۶۷	۲۳.۰۵۶	بهمن
۳۲.۳۸۹	۲۶.۶۶۷	۳۵.۰۰۰	۳۵.۵۵۶	اسفند
۲۵.۰۳۳	۲۲.۵۰۰	۲۴.۵۸۳	۲۵.۲۷۸	فروردین
۲۳.۲۳۹	۲۴.۱۶۷	۲۲.۲۲۲	۲۳.۳۳۳	اردیبهشت
۱۸.۹۸۳	۲۰.۸۳۳	۱۰.۰۰۰	۲۶.۱۱۱	خرداد
۱۸.۷۹۴	۱۶.۱۱۱	۱۵.۸۳۳	۲۴.۴۴۴	تیر
۲۰.۶۵۰	۱۷.۷۷۸	۱۷.۵۰۰	۲۶.۶۶۷	مرداد
۱۳.۸۸۹	۱۲.۵۰۰	۱۵.۵۵۶	۱۳.۶۱۱	شهریور

۴-۵ اطلاعات کارکردی ایستگاه (CGS) دامغان

۴-۵-۱ دبی گاز ورودی به ایستگاه CGS دامغان

دبی گاز عبوری از ایستگاه تقلیل فشار گاز در طول یک سال بنا بر مصرف گاز در فصول مختلف تغییر می‌کند.



شکل ۴-۷ مقایسه بین ماکزیم، متوسط و مینیمم ماهانه دبی حجمی گاز عبوری از ایستگاه CGS دامغان در سال ۸۹-۸۸

۲-۵-۴ فشار گاز ورودی به ایستگاه CGS دامغان

روند تغییر فشار گاز ورودی برای سه روز از ماه و برای ماه‌های مختلف سال برای نیمه دوم سال ۱۳۸۸ و نیمه اول سال ۱۳۸۹ در ایستگاه CGS دامغان در جدول زیر آمده است.

جدول ۹-۴ تغییرات فشار گاز ورودی به ایستگاه CGS دامغان در سال ۸۸-۸۹

متوسط فشار (MPa)	۳۰ فشار (MPa)	۱۵ فشار (MPa)	۱ فشار (MPa)	روز ماه
۳.۶۹۵	۳.۶۵۴	۳.۷۴۱	۳.۶۸۹	مهر
۳.۵۶۲	۳.۵۱۶	۳.۵۸۵	۳.۵۸۵	آبان
۳.۰۳۴	۳.۵۵۱	۲.۸۲۷	۲.۷۲۴	آذر
۳.۳۶۷	۳.۲۸۹	۳.۲۹۶	۳.۵۱۶	دی
۳.۵۹۵	۳.۴۹۶	۳.۵۳۰	۳.۷۵۸	بهمن
۳.۴۰۶	۳.۵۹۹	۳.۱۷۲	۳.۴۴۸	اسفند
۳.۸۱۳	۳.۶۲۰	۴.۰۶۸	۴.۰۴۷	فروردین
۳.۸۳۲	۴.۰۵۱	۳.۹۳۰	۳.۵۱۶	اردیبهشت
۳.۸۳۲	۳.۹۶۵	۴.۰۱۶	۴.۱۰۳	خرداد
۴.۰۴۵	۳.۸۹۶	۴.۱۵۴	۴.۰۸۵	تیر
۴.۱۰۳	۴.۰۳۴	۴.۱۰۳	۴.۱۷۱	مرداد
۳.۸۵۵	۳.۸۰۹	۳.۸۲۷	۳.۹۳۰	شهریور

۳-۵-۴ دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS دامغان

روند تغییر در دمای گاز ورودی به ایستگاه تقلیل فشار گاز دامغان برای ماه‌های مختلف نیمه دوم سال ۱۳۸۸ و نیمه اول سال ۱۳۸۹ در جدول زیر آمده است.

جدول ۴-۱۰ تغییرات دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS دامغان در سال ۸۸-۸۹

متوسط دما (C)	۳۰ دما (C)	۱۵ دما (C)	۱ دما (C)	روز ماه
۲۰.۹۲۸	۲۰.۰۰۰	۲۱.۱۱۱	۲۱.۶۶۷	مهر
۱۶.۵۷۲	۱۴.۴۴۴	۱۶.۶۶۷	۱۸.۶۱۱	آبان
۱۱.۷۶۱	۱۰.۰۰۰	۱۱.۱۱۱	۱۴.۱۶۷	آذر
۸.۸۸۹	۸.۳۳۳	۸.۶۱۱	۹.۷۲۲	دی
۷.۶۸۳	۶.۹۴۴	۷.۷۷۸	۸.۳۳۳	بهمن
۸.۱۵۰	۹.۴۴۴	۷.۷۷۸	۷.۲۲۲	اسفند
۱۰.۹۷۲	۱۱.۹۴۴	۱۰.۸۳۳	۱۰.۰۰۰	فروردین
۱۳.۷۰۶	۱۵.۲۷۸	۱۳.۶۱۱	۱۲.۲۲۲	اردیبهشت
۱۷.۸۷۲	۲۰.۵۵۶	۱۷.۷۷۸	۱۵.۲۷۸	خرداد
۲۱.۵۷۲	۲۲.۷۷۸	۲۱.۶۶۷	۲۰.۲۷۸	تیر
۲۳.۱۵۰	۲۳.۳۳۳	۲۳.۳۳۳	۲۲.۷۷۸	مرداد
۲۲.۲۲۲	۲۱.۶۶۷	۲۲.۲۲۲	۲۲.۷۷۸	شهریور

۴-۵-۴ فشار گاز خروجی از ایستگاه CGS دامغان

روند تغییرات فشار گاز خروجی از ایستگاه CGS دامغان در طول نیمه دوم سال ۸۸ و نیمه اول سال ۸۹ در جدول زیر آمده است.

جدول ۱۱-۴ تغییرات فشار گاز خروجی ایستگاه CGS دامغان در سال ۸۸-۸۹

متوسط فشار (MPa)	۳۰ فشار (MPa)	۱۵ فشار (MPa)	۱ فشار (MPa)	روز ماه
۱.۷۵۸	۱.۷۲۴	۱.۷۳۸	۱.۸۱۳	مهر
۱.۷۳۱	۱.۷۱۰	۱.۷۴۴	۱.۷۳۸	آبان
۱.۷۲۰	۱.۷۳۸	۱.۷۲۴	۱.۷۰۰	آذر
۱.۷۳۶	۱.۷۴۴	۱.۷۳۴	۱.۷۳۱	دی
۱.۷۵۱	۱.۷۵۸	۱.۷۵۱	۱.۷۴۴	بهمن
۱.۷۳۵	۱.۷۲۴	۱.۷۲۴	۱.۷۵۸	اسفند
۱.۷۲۵	۱.۷۲۴	۱.۷۱۷	۱.۷۳۱	فروردین
۱.۷۲۱	۱.۷۲۴	۱.۷۲۴	۱.۷۱۷	اردیبهشت
۱.۷۲۴	۱.۷۲۴	۱.۷۲۴	۱.۷۲۴	خرداد
۱.۷۲۰	۱.۷۱۷	۱.۷۲۴	۱.۷۲۴	تیر
۱.۷۱۹	۱.۷۱۰	۱.۷۲۴	۱.۷۲۴	مرداد
۱.۷۱۷	۱.۷۱۷	۱.۷۲۴	۱.۷۱۰	شهریور

۴-۵-۵ دمای گاز خروجی از ایستگاه CGS دامغان

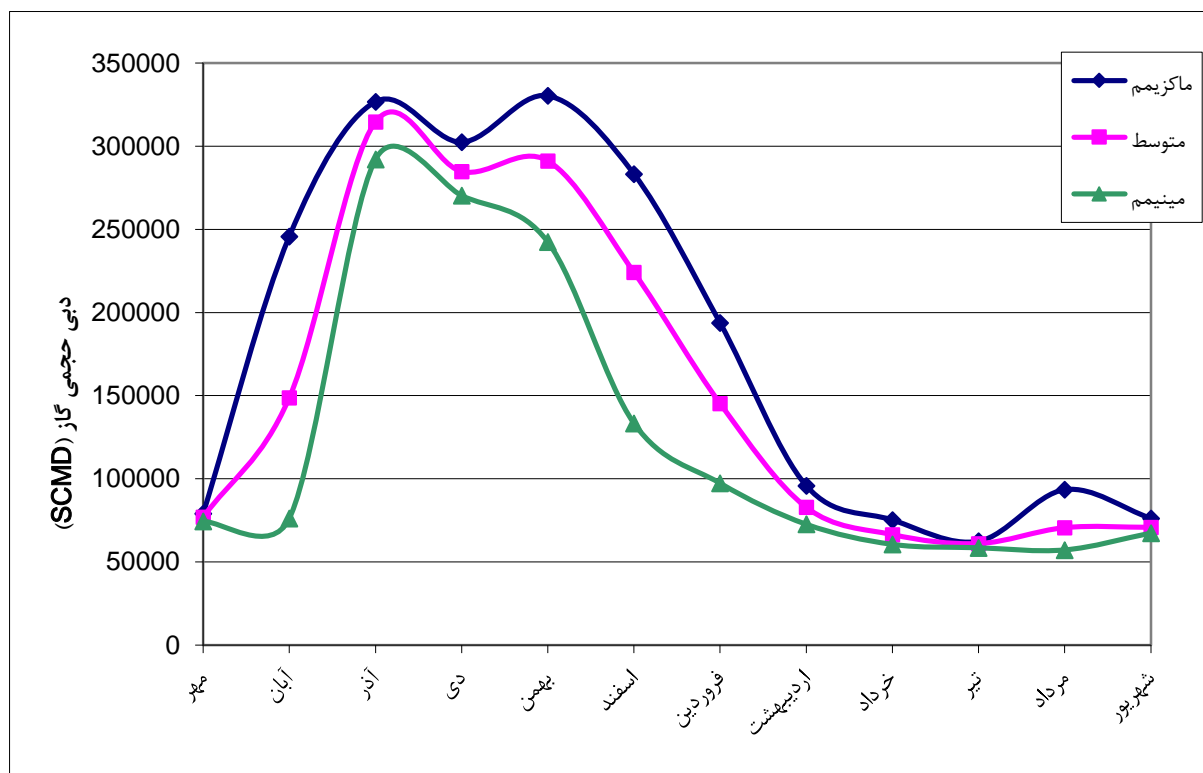
روند تغییرات دمای گاز خروجی از ایستگاه CGS دامغان در طول نیمه دوم سال ۸۸ و نیمه اول سال ۸۹ در جدول زیر آمده است.

جدول ۴-۱۲ تغییرات دمای گاز خروجی ایستگاه CGS دامغان در سال ۸۸-۸۹

متوسط دما (C)	۳۰ دما (C)	۱۵ دما (C)	۱ دما (C)	روز ماه
۱۲.۳۱۷	۱۱.۹۴۴	۱۲.۲۲۲	۱۲.۷۷۸	مهر
۲۰.۶۵۰	۲۴.۱۶۷	۲۵.۵۵۶	۱۲.۲۲۲	آبان
۲۷.۷۷۸	۴۰.۰۰۰	۱۶.۶۶۷	۲۶.۶۶۷	آذر
۳۲.۵۰۰	۲۳.۸۸۹	۳۶.۱۱۱	۳۷.۵۰۰	دی
۳۰.۰۰۰	۳۲.۷۷۸	۳۴.۱۶۷	۲۳.۰۵۶	بهمن
۳۲.۴۰۶	۲۶.۶۶۷	۳۵.۰۰۰	۳۵.۵۵۶	اسفند
۲۵.۰۳۳	۲۲.۵۰۰	۲۴.۵۸۳	۲۵.۲۷۸	فروردین
۲۳.۲۳۹	۲۴.۱۶۷	۲۲.۲۲۲	۲۳.۳۳۳	اردیبهشت
۱۸.۹۸۳	۲۰.۸۳۳	۱۰.۰۰۰	۲۶.۱۱۱	خرداد
۱۸.۷۹۴	۱۶.۱۱۱	۱۵.۸۳۳	۲۴.۴۴۴	تیر
۲۰.۶۵۰	۱۷.۷۷۸	۱۷.۵۰۰	۲۶.۶۶۷	مرداد
۱۳.۸۸۹	۱۲.۵۰۰	۱۵.۵۵۶	۱۳.۶۱۱	شهریور

۴-۶ اطلاعات کارکردی ایستگاه CGS گرمسار

۴-۶-۱ دبی گاز ورودی به ایستگاه CGS گرمسار



شکل ۴-۸ مقایسه بین ماکزیمم، متوسط و مینیمم ماهانه دبی حجمی گاز عبوری از ایستگاه CGS گرمسار در سال ۸۸-۸۹

۴-۶-۲ فشار گاز ورودی ایستگاه CGS گرمسار

روند تغییر فشار گاز ورودی برای سه روز از ماه و برای ماه‌های مختلف سال برای نیمه دوم سال ۱۳۸۸ و نیمه اول سال ۱۳۸۹ در ایستگاه CGS دامغان در جدول زیر آمده است.

جدول ۴-۱۳ تغییرات فشار گاز ورودی به ایستگاه CGS گرمسار در سال ۸۹-۸۸

متوسط فشار (MPa)	۳۰ فشار (MPa)	۱۵ فشار (MPa)	۱ فشار (MPa)	روز ماه
۲.۷۱۸	۲.۵۸۶	۲.۸۱۰	۲.۷۵۸	مهر
۳.۵۳۹	۳.۷۲۳	۲.۹۹۹	۳.۸۹۶	آبان
۳.۸۹۰	۳.۸۷۸	۴.۰۶۸	۳.۷۲۳	آذر
۳.۹۶۵	۳.۴۴۸	۴.۳۷۸	۴.۰۶۸	دی
۴.۲۴۷	۳.۷۹۲	۴.۳۷۸	۴.۵۷۱	بهمن
۳.۷۳۹	۴.۱۷۱	۳.۱۱۷	۳.۹۳۰	اسفند
۴.۰۱۵	۳.۷۷۵	۴.۱۰۳	۴.۲۲۰	فروردین
۳.۶۱۴	۳.۷۰۶	۳.۲۷۵	۳.۷۰۶	اردیبهشت
۳.۹۷۰	۴.۰۵۱	۴.۱۲۰	۳.۷۴۱	خرداد
۴.۰۵۱	۳.۸۶۱	۴.۲۲۳	۴.۰۶۸	تیر
۳.۸۵۵	۳.۴۶۵	۴.۰۳۴	۴.۰۶۸	مرداد
۳.۴۳۰	۲.۷۵۸	۳.۷۹۲	۳.۷۴۱	شهریور

۴-۶-۳ دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS گرمسار

روند تغییر در دمای گاز ورودی به ایستگاه تقلیل فشار گاز گرمسار برای ماه‌های مختلف نیمه دوم سال ۱۳۸۸ و نیمه اول سال ۱۳۸۹ در جدول زیر آمده است.

جدول ۴-۴ تغییرات دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS گرمسار در سال ۸۹-۸۸

متوسط دما (C)	۳۰ دما (C)	۱۵ دما (C)	۱ دما (C)	روز ماه
۲۷.۵۹۴	۲۶.۶۶۷	۲۷.۷۷۸	۲۸.۳۳۳	مهر
۲۳.۱۵۰	۲۰.۰۰۰	۲۳.۸۸۹	۲۵.۵۵۶	آبان
۱۹.۵۳۹	۱۷.۷۷۸	۱۹.۱۶۷	۲۱.۶۶۷	آذر
۱۷.۰۳۹	۱۶.۱۱۱	۱۷.۲۲۲	۱۷.۷۷۸	دی
۱۵.۳۷۲	۱۴.۴۴۴	۱۵.۵۵۶	۱۶.۱۱۱	بهمن
۱۴.۹۰۶	۱۵.۰۰۰	۱۵.۰۰۰	۱۴.۷۲۲	اسفند
۱۶.۷۳۳	۱۷.۷۷۸	۱۷.۲۲۲	۱۵.۵۵۶	فروردین
۱۹.۰۷۲	۲۰.۵۵۶	۱۸.۸۸۹	۱۷.۷۷۸	اردیبهشت
۲۳.۴۲۸	۲۵.۸۳۳	۲۳.۳۳۳	۲۱.۱۱۱	خرداد
۲۶.۹۴۴	۲۸.۳۳۳	۲۶.۹۴۴	۲۵.۵۵۶	تیر
۲۸.۴۲۸	۲۹.۱۶۷	۲۸.۳۳۳	۲۷.۷۷۸	مرداد
۱۳.۸۸۹	۱۲.۵۰۰	۱۵.۵۵۶	۱۳.۶۱۱	شهریور

۴-۶-۴ فشار گاز خروجی از ایستگاه CGS گرمسار

فشار خروجی برای این ایستگاه برابر 250 psi ($1,724 \text{ Mpa}$) می‌باشد.

۵-۶-۴ دمای گاز خروجی از ایستگاه CGS گرمسار

روند تغییرات دمای گاز خروجی از ایستگاه CGS گرمسار در طول نیمه دوم سال ۸۸ و نیمه اول سال ۸۹ در جدول زیر آمده است.

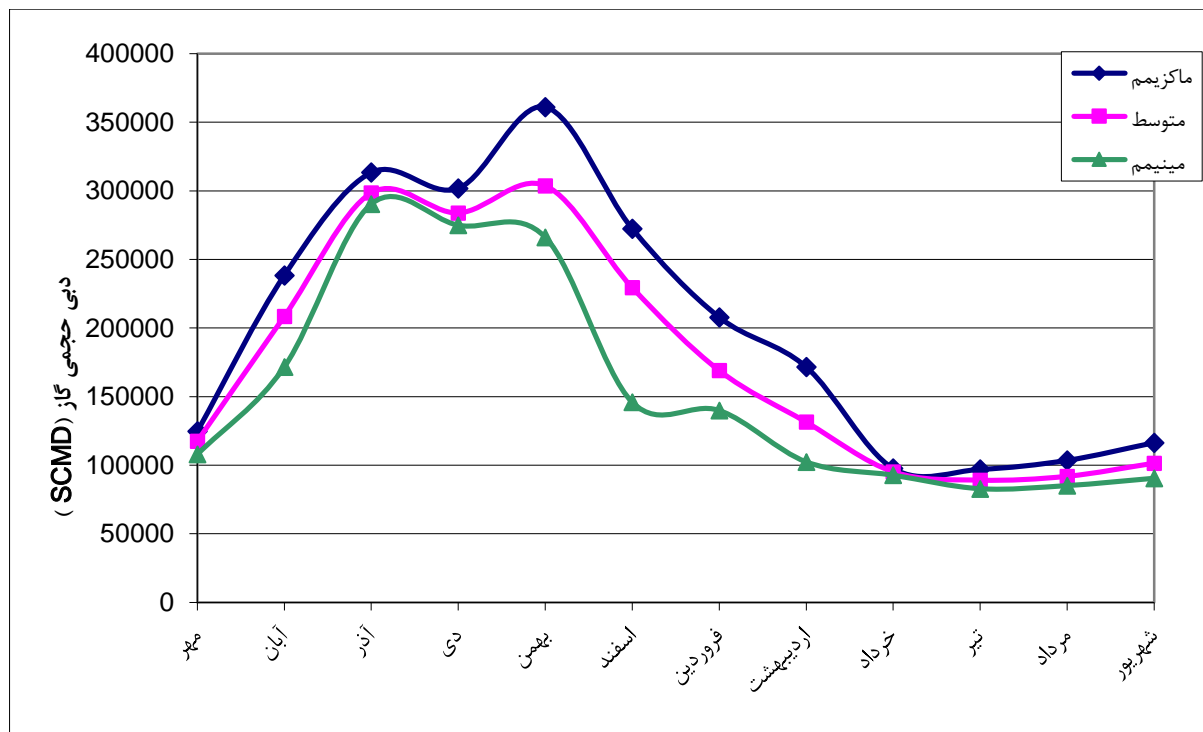
جدول ۴-۱۵ تغییرات دمای گاز خروجی ایستگاه CGS گرمسار در سال ۸۸-۸۹

متوسط دما (C)	۳۰ دما (C)	۱۵ دما (C)	۱ دما (C)	روز ماه
۱۶.۲۹۴	۱۵.۵۵۶	۱۵.۵۵۶	۱۷.۷۷۸	مهر
۶.۶۶۷	۱۱.۱۱۱	۴.۴۴۴	۴.۴۴۴	آبان
۴.۴۴۴	۳.۰۵۶	۳.۸۸۹	۶.۳۸۹	آذر
۴.۱۶۷	۳.۳۳۳	۴.۴۴۴	۴.۷۲۲	دی
۶.۰۱۷	۸.۳۳۳	۱۱.۹۴۴	-۲.۲۲۲	بهمن
۷.۲۲۲	۰.۰۰۰	۱۲.۷۷۸	۸.۸۸۹	اسفند
-۲.۴۳۳	-۲.۲۲۲	-۱.۱۱۱	۰.۰۰۰	فروردین
۸.۷۰۶	۲۴.۴۴۴	۴.۱۶۷	-۲.۵۰۰	اردیبهشت
۱۰.۴۶۱	۱۵.۰۰۰	۱۱.۱۱۱	۵.۲۷۸	خرداد
۱۶.۵۷۲	۱۸.۸۸۹	۱۶.۹۴۴	۱۲.۷۷۸	تیر
۱۸.۷۹۴	۲۱.۶۶۷	۱۸.۸۸۹	۱۵.۸۳۳	مرداد
۱۳.۸۸۹	۱۲.۵۰۰	۱۵.۵۵۶	۱۳.۶۱۱	شهریور

۴-۷ اطلاعات کارکردی ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد

۴-۷-۱ دبی گاز ورودی به ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد

دبی گاز عبوری از ایستگاه تقلیل فشار گاز در طول یک سال بنا بر مصرف گاز در فصول مختلف تغییر می‌کند.



شکل ۴-۹ مقایسه بین ماکزیمم، متوسط و مینیمم دبی گاز عبوری از ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد در سال ۸۹-۸۸

۲-۷-۴ فشار گاز ورودی به ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد

روند تغییر فشار گاز ورودی در سه روز از ماه و برای ماه‌های مختلف سال برای نیمه دوم سال ۱۳۸۸ و نیمه اول سال ۱۳۸۹ در ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد در جدول زیر آمده است.

جدول ۱۶-۴ تغییرات فشار گاز ورودی به ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد در سال ۸۹-۸۸

متوسط فشار (MPa)	۳۰ فشار (MPa)	۱۵ فشار (MPa)	۱ فشار (MPa)	روز ماه
۵.۴۱۳	۵.۱۰۲	۵.۶۸۸	۵.۴۴۷	مهر
۳.۰۵۷	۳.۱۷۲	۲.۴۸۲	۳.۵۱۶	آبان
۳.۲۱۸	۴.۲۴۰	۲.۸۲۷	۲.۵۸۶	آذر
۴.۷۰۶	۴.۸۹۵	۴.۷۲۳	۴.۴۹۹	دی
۵.۰۴۴	۵.۶۷۱	۵.۷۰۲	۳.۷۵۸	بهمن
۵.۱۸۳	۵.۵۸۵	۴.۷۲۳	۵.۲۴۰	اسفند
۵.۰۱۸	۳.۰۶۸	۶.۱۳۷	۵.۶۲۶	فروردین
۳.۷۹۸	۵.۶۵۴	۲.۶۰۳	۳.۱۳۷	اردیبهشت
۴.۸۴۹	۳.۳۷۹	۵.۵۳۳	۵.۶۳۷	خرداد
۴.۶۴۴	۴.۹۴۷	۵.۸۲۶	۳.۱۳۷	تیر
۵.۳۰۳	۴.۸۷۸	۵.۴۱۳	۵.۶۱۹	مرداد
۵.۶۴۲	۵.۳۴۴	۶.۱۰۲	۵.۴۸۲	شهریور

۳-۷-۴ دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد

روند تغییر در دمای گاز ورودی به ایستگاه تقلیل فشار گاز مهدیشهر-شهمیرزاد برای ماه‌های مختلف نیمه دوم سال ۱۳۸۸ و نیمه اول سال ۱۳۸۹ در جدول زیر آمده است.

جدول ۱۷-۴ تغییرات دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد در سال ۸۹-۸۸

متوسط دما (C)	۳۰ دما (C)	۱۵ دما (C)	۱ دما (C)	روز ماه
۲۴.۴۴۴	۲۴.۴۴۴	۲۴.۴۴۴	۲۴.۴۴۴	مهر
۲۵.۵۵۶	۲۳.۰۵۶	۲۶.۳۸۹	۲۷.۲۲۲	آبان
۲۰.۵۵۶	۲۰.۰۰۰	۲۰.۰۰۰	۲۱.۶۶۷	آذر
۱۹.۷۲۲	۱۹.۷۲۲	۱۹.۴۴۴	۲۰.۰۰۰	دی
۱۷.۳۱۷	۱۶.۹۴۴	۱۷.۷۷۸	۱۷.۲۲۲	بهمن
۱۸.۸۸۹	۲۱.۶۶۷	۱۷.۷۷۸	۱۷.۲۲۲	اسفند
۱۸.۵۴۲	۱۸.۶۱۱	۱۹.۷۲۲	۱۸.۰۵۶	فروردین
۲۰.۶۵۰	۲۲.۵۰۰	۲۰.۲۷۸	۱۹.۱۶۷	اردیبهشت
۲۵.۴۶۱	۲۷.۲۲۲	۲۶.۱۱۱	۲۳.۰۵۶	خرداد
۲۹.۱۶۷	۳۰.۲۷۸	۲۸.۸۸۹	۲۸.۳۳۳	تیر
۲۹.۶۲۸	۳۰.۵۵۶	۲۹.۴۴۴	۲۸.۸۸۹	مرداد
۱۳.۸۸۹	۱۲.۵۰۰	۱۵.۵۵۶	۱۳.۶۱۱	شهریور

۴-۷-۴ فشار گاز خروجی از ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد

روند تغییرات فشار گاز خروجی از ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد در طول نیمه دوم سال ۸۸ و نیمه اول سال ۸۹ در جدول زیر آمده است.

جدول ۴-۱۸ تغییرات فشار گاز خروجی ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد در سال ۸۹-۸۸

متوسط فشار (MPa)	۳۰ فشار (MPa)	۱۵ فشار (MPa)	۱ فشار (MPa)	روز ماه
۱.۶۶۶	۱.۶۵۵	۱.۶۸۹	۱.۶۵۵	مهر
۱.۶۹۵	۱.۷۰۷	۱.۶۵۵	۱.۷۲۴	آبان
۱.۷۰۷	۱.۷۲۴	۱.۷۲۴	۱.۶۷۲	آذر
۱.۷۱۲	۱.۶۸۹	۱.۷۲۴	۱.۷۲۴	دی
۱.۶۹۴	۱.۷۲۴	۱.۷۳۸	۱.۶۲۰	بهمن
۱.۷۲۸	۱.۷۲۴	۱.۷۲۴	۱.۷۳۸	اسفند
۱.۶۸۱	۱.۶۵۵	۱.۷۰۷	۱.۷۱۰	فروردین
۱.۶۵۵	۱.۷۲۴	۱.۵۸۶	۱.۶۵۵	اردیبهشت
۱.۶۸۴	۱.۶۷۲	۱.۶۷۲	۱.۷۰۷	خرداد
۱.۶۵۵	۱.۶۳۸	۱.۶۷۲	۱.۶۵۵	تیر
۱.۶۷۲	۱.۶۷۲	۱.۶۷۲	۱.۶۷۲	مرداد
۱.۶۸۹	۱.۶۸۹	۱.۶۸۹	۱.۶۸۹	شهریور

۴-۷-۵ دمای گاز خروجی از ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد

روند تغییرات دمای گاز خروجی از ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد در طول نیمه دوم سال ۸۸ و نیمه اول سال ۸۹ در جدول زیر آمده است.

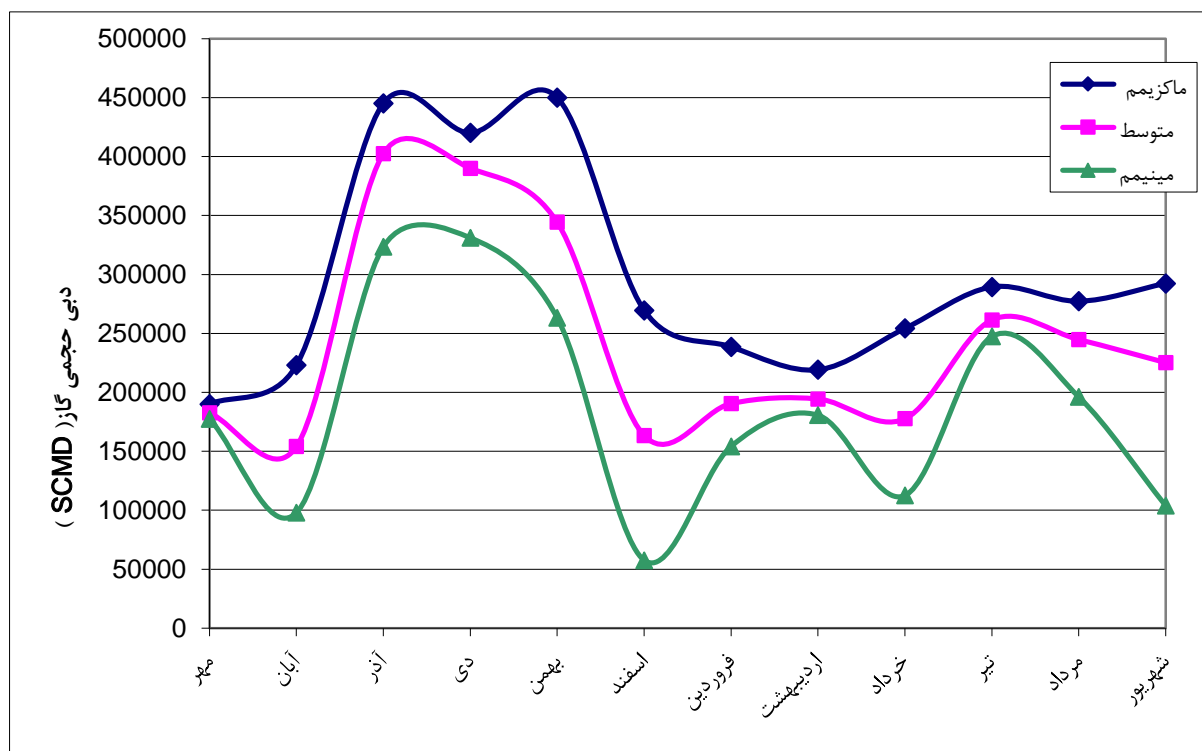
جدول ۴-۱۹ تغییرات دمای گاز خروجی ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد در سال ۸۸-۸۹

متوسط دما (C)	۳۰ دما (C)	۱۵ دما (C)	۱ دما (C)	روز ماه
۲۲.۲۲۲	۲۲.۲۲۲	۲۲.۲۲۲	۲۲.۲۲۲	مهر
۲۰.۰۰۰	۲۱.۱۱۱	۱۸.۸۸۹	۲۰.۰۰۰	آبان
۱۵.۴۶۱	۱۴.۴۴۴	۱۷.۵۰۰	۱۴.۴۴۴	آذر
۱۳.۴۲۸	۱۳.۸۸۹	۱۱.۹۴۴	۱۴.۴۴۴	دی
۱۴.۵۳۹	۱۷.۷۷۸	۹.۷۲۲	۱۶.۱۱۱	بهمن
۱۸.۹۸۳	۱۹.۷۲۲	۲۱.۱۱۱	۱۶.۱۱۱	اسفند
۲۱.۳۱۷	۲۳.۸۸۹	۲۱.۳۸۹	۲۰.۵۵۶	فروردین
۲۵.۸۳۳	۲۳.۳۳۳	۳۰.۲۷۸	۲۳.۸۸۹	اردیبهشت
۲۶.۶۶۷	۳۲.۲۲۲	۲۵.۰۰۰	۲۲.۷۷۸	خرداد
۲۹.۷۲۲	۲۸.۶۱۱	۲۷.۷۷۸	۳۲.۷۷۸	تیر
۲۸.۳۳۳	۲۹.۷۲۲	۲۶.۶۶۷	۲۸.۶۱۱	مرداد

۴-۸ اطلاعات کارکردی ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان

مقایسه ای بین دبی گاز عبوری ماکزیمم، متوسط و مینیمم برای این ایستگاه در طول سال ۸۹-۸۸ را می توان در شکل ۴-۱۰ مشاهده نمود.

۴-۸-۱ دبی گاز ورودی به ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان



شکل ۴-۱۰ مقایسه بین ماکزیمم، متوسط و مینیمم دبی گاز عبوری از ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان در سال ۸۹-۸۸

۲-۸-۴ فشار گاز ورودی به ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان

روند تغییر فشار گاز ورودی برای سه روز از ماه و برای ماه‌های مختلف سال برای نیمه دوم سال ۱۳۸۸ و نیمه اول سال ۱۳۸۹ در ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان در جدول زیر آمده است.

جدول ۲-۴ تغییرات فشار گاز ورودی به ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان در سال ۸۸-۸۹

متوسط فشار (MPa)	۳۰ فشار (MPa)	۱۵ فشار (MPa)	۱ فشار (MPa)	روز ماه
۲.۶۱۳	۲.۵۸۶	۲.۶۸۹	۲.۵۶۵	مهر
۲.۷۳۰	۲.۱۹۳	۲.۵۱۷	۳.۴۸۲	آبان
۲.۹۴۲	۳.۳۷۹	۲.۹۳۰	۲.۵۱۷	آذر
۳.۴۶۶	۲.۹۶۵	۳.۸۹۶	۳.۵۳۷	دی
۳.۷۵۵	۳.۳۷۲	۳.۷۲۳	۴.۱۷۱	بهمن
۳.۳۹۶	۳.۹۱۶	۲.۷۳۷	۳.۵۳۴	اسفند
۳.۶۴۵	۳.۱۱۷	۳.۸۴۴	۳.۹۹۹	فروردین
۳.۱۹۵	۳.۶۵۴	۲.۶۵۵	۳.۲۷۵	اردیبهشت
۳.۸۱۵	۳.۹۳۰	۳.۹۳۰	۳.۵۸۵	خرداد
۳.۷۹۸	۳.۶۸۹	۳.۹۳۰	۳.۷۷۵	تیر
۳.۷۲۹	۳.۳۲۷	۳.۸۶۱	۳.۹۹۹	مرداد
۳.۲۶۹	۲.۵۸۶	۳.۶۷۲	۳.۵۵۱	شهریور

۳-۸-۴ دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان

روند تغییر در دمای گاز ورودی به ایستگاه تقلیل فشار گاز شهرک صنعتی سمنان برای ماه‌های مختلف نیمه دوم سال ۱۳۸۸ و نیمه اول سال ۱۳۸۹ در جدول زیر آمده است.

جدول ۲۱-۴ تغییرات دمای گاز ورودی به ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان در سال ۸۸-۸۹

روز ماه	۱ دما(C)	۱۵ دما(C)	۳۰ دما(C)	متوسط دما(C)
مهر	۲۹	۲۷	۲۶	۲۷.۳
آبان	۲۳	۱۸	۱۶.۵	۱۹.۱۷
آذر	۱۲.۵	۱۳	۱۰.۵	۱۲
دی	۱۲	۱۰	۱۰.۵	۱۰.۸۳
بهمن	۱۱	۱۰	۹	۱۰
اسفند	۱۰	۱۴	۱۴	۱۲.۶۷
فروردین	۱۵	۱۴	۱۳	۱۳.۵
اردیبهشت	۱۲	۲۰.۵	۱۷.۵	۱۶.۶۷
خرداد	۱۹	۲۰.۵	۲۴.۵	۲۱.۳۳
تیر	۲۰	۲۲	۲۷	۲۳
مرداد	۲۵.۵	۲۴	۲۴	۲۴.۵
شهریور	۲۴	۲۷	۲۹.۵	۲۶.۸۳

از آنجایی که دما گاز طی فرایند کاهش فشار در ایستگاه تقلیل فشار افت پیدا می‌کند هر اندازه که دمای گاز ورودی کمتر باشد ایستگاه با شرایط بحرانی‌تری مواجه است، به همین دلیل در نمودار زیر چگونگی تغییر حداقل دمای گاز ورودی به ایستگاه در طی سال آمده است.

۴-۸-۴ فشار گاز خروجی از ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان

روند تغییرات فشار گاز خروجی از ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان در طول نیمه دوم سال ۸۸ و نیمه اول سال ۸۹ در جدول زیر آمده است.

جدول ۲۲-۴ تغییرات فشار گاز خروجی ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان در سال ۸۹-۸۸

متوسط فشار (MPa)	۳۰ فشار (MPa)	۱۵ فشار (MPa)	۱ فشار (MPa)	روز ماه
۱.۶۷۲	۱.۶۷۲	۱.۶۷۵	۱.۶۶۹	مهر
۱.۷۲۴	۱.۷۲۴	۱.۷۲۴	۱.۷۲۴	آبان
۱.۷۰۷	۱.۷۲۴	۱.۷۰۷	۱.۶۸۹	آذر
۱.۷۲۴	۱.۷۲۴	۱.۷۲۴	۱.۷۲۴	دی
۱.۷۱۹	۱.۷۱۰	۱.۷۲۴	۱.۷۲۴	بهمن
۱.۶۸۹	۱.۶۸۹	۱.۶۸۹	۱.۶۸۹	اسفند
۱.۶۹۴	۱.۶۸۹	۱.۶۸۹	۱.۷۱۰	فروردین
۱.۶۷۸	۱.۶۵۵	۱.۶۸۹	۱.۶۸۹	اردیبهشت
۱.۶۸۹	۱.۶۸۹	۱.۶۸۹	۱.۶۸۹	خرداد
۱.۶۸۴	۱.۶۸۹	۱.۶۷۲	۱.۶۸۹	تیر
۱.۶۸۹	۱.۶۸۹	۱.۷۰۷	۱.۶۷۲	مرداد
۱.۶۸۹	۱.۶۸۹	۱.۶۸۹	۱.۶۸۹	شهریور

۵-۸-۴ دمای گاز خروجی از ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان

روند تغییرات دمای گاز خروجی از ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان در طول نیمه دوم سال ۸۸ و نیمه اول سال ۸۹ در جدول زیر آمده است.

جدول ۴-۲۳ تغییرات دمای گاز خروجی ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان در سال ۸۹-۸۸

متوسط دما(C)	۳۰ دما(C)	۱۵ دما(C)	۱ دما(C)	روز ماه
۲۴.۸۳	۲۲.۵	۲۵	۲۷	مهر
۲۰.۱۷	۲۴	۱۶.۵	۲۰	آبان
۱۹	۱۶.۵	۲۰	۲۰.۵	آذر
۱۳.۵	۱۲.۵	۱۳	۱۵	دی
۱۵	۱۸	۱۵	۱۲	بهمن
۱۳.۱۷	۶	۱۸	۱۵.۵	اسفند
۹.۲۵	۱۱	۱۴	۵	فروردین
۱۳.۱۷	۱۶.۵	۱۲	۱۱	اردیبهشت
۱۷.۶۷	۱۸.۵	۱۷	۱۷.۵	خرداد
۲۱.۱۷	۲۵.۵	۲۱	۱۷	تیر
۲۲.۳۳	۲۳	۲۱	۲۳	مرداد
۲۲.۱۷	۲۱.۵	۲۴	۲۱	شهریور

۵- فصل پنجم

بحث و

بررسی نتایج

۵-۱ مقدمه

در این فصل به بررسی و تحلیل سناریوها و طرح های گوناگون ایستگاه های CGS استان پرداخته می شود. در ابتدا مقایسه ای بین ۶ ایستگاه از جهت میزان مصرف سوخت هیتر برای پیش گرمایش گاز انجام می شود. سپس برای هر ایستگاه به طور جداگانه سناریوهای ممکن بررسی می شود و میزان توان تولیدی، میزان مصرف سوخت این سناریوها و همچنین آنالیز اقتصادی آنها ارائه خواهد شد.

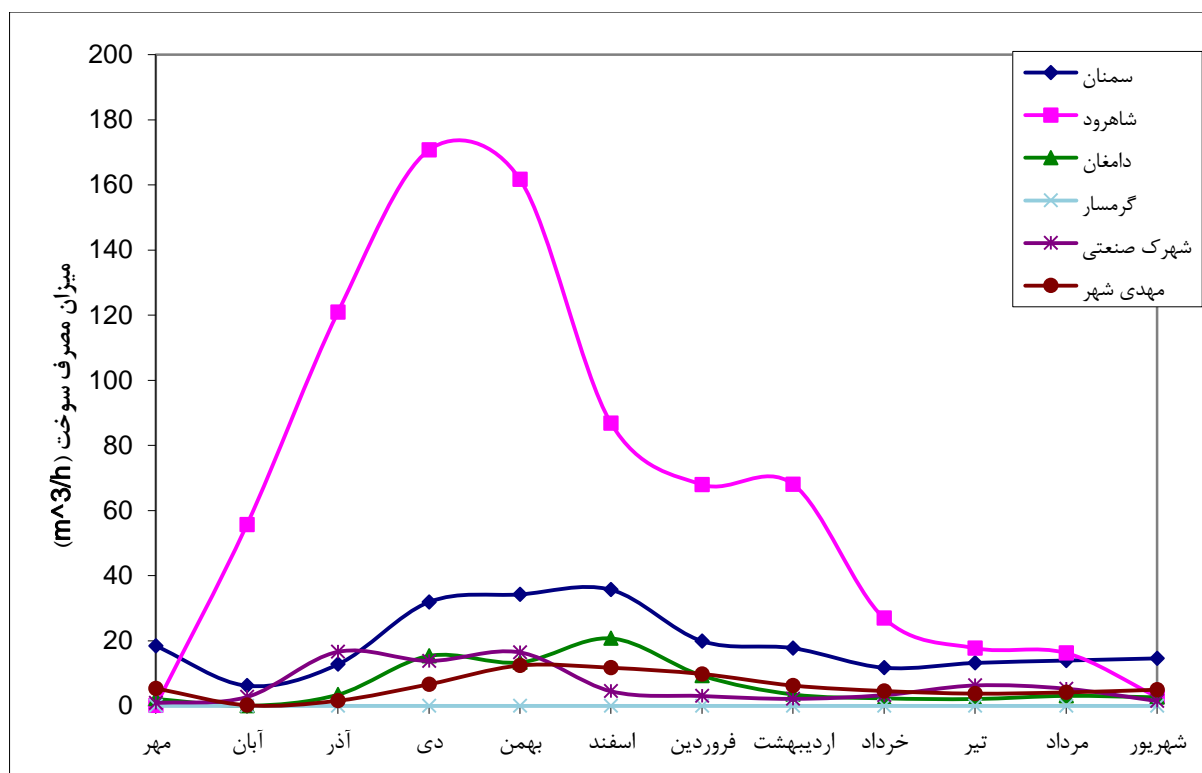
طراحی سیستم CHP براساس نیاز گرمایی می باشد و در ادامه برای مقایسه، کارکرد توربین گاز در حالت بار ماکزیمم نیز برای هر ایستگاه انجام می شود. سه ایستگاه آخر به دلیل دبی پائین، تنها حالت نیاز گرمایی بررسی می شوند و حالت بار ماکزیمم و بررسی اثر پیش سرمایه گذاری و ورودی به دلیل غیر اقتصادی بودن آورده نشده اند.

۵-۲ میزان مصرف سوخت ایستگاه های مورد مطالعه

شبه سازی ایستگاه تقلیل فشار گاز در این حالت، شامل طراحی و شبه سازی شیرهای انبساطی و هیتر موجود در ایستگاه می شود که در فصل ۳ جزئیات مربوط به روش شبه سازی این تجهیزات و روابط حاکم بر آنها، به تفصیل مورد اشاره قرار گرفت. با استفاده از این مدلها، نیاز حرارتی ایستگاه و دمای پیش گرمایش گاز به دقت تعیین می گردد. در نهایت میزان کل مصرف سوخت و هزینه های مرتبط با آن در طول یکسال کاری محاسبه خواهد شد. در حقیقت این سیستم، همان سیستم معمول و مرسوم مورد استفاده در ایستگاههای تقلیل فشار گاز است که تنها وظیفه آن تنظیم و کنترل فشار و کاستن از فشار بالای گاز می باشد. لذا ضمن عبور گاز از ایستگاه، هیچگونه انرژی بازیافت نخواهد شد و از پتانسیل فشاری قابل توجه گاز، بدون هیچ استفاده ای صرف نظر می گردد.

شکل ۵-۱ میزان مصرف سوخت ایستگاه مورد بررسی را در روزهای مختلف سال نشان میدهد. مشاهده می شود که میزان مصرف سوخت ایستگاه در فصول مختلف سال بسیار متفاوت می باشد. بگونه ای که در روزهای سرد سال که دمای گاز ورودی به ایستگاه پایین است، نیاز حرارتی ایستگاه و در نتیجه میزان مصرف سوخت هیتر بمراتب بیشتر از روزهای گرم سال و ماههای تابستان است.

همانطور که در شکل ۵-۱ مشاهده می‌شود ایستگاه CGS شاهرود به طور قابل ملاحظه ای بیشترین میزان مصرف سوخت در بین شش ایستگاه مورد مطالعه در استان سمنان دارا می‌باشد و ایستگاه CGS گرمسار به نظر می‌رسد بدلیل دمای گاز ورودی بالا و دمای گاز خروجی پائین، نیاز به گرمایش نداشته و هیتر در این ایستگاه در تمامی سال خاموش می‌باشد.



شکل ۵-۱ میزان مصرف سوخت ایستگاه‌های مورد مطالعه در طول سال ۸۸-۸۹

در جدول ۵-۱ مقادیر نیاز حرارتی ایستگاه‌های مختلف و همچنین میزان مصرف سالیانه سوخت برای این ایستگاه‌ها آورده شده است. با در نظر گرفتن قیمت ۰,۰۷ دلار بر متر مکعب ($\$/m^3$) برای خرید گاز می توان هزینه سالانه گاز مصرفی را تخمین زد. [20]

جدول ۵-۱ میزان مصرف و هزینه سوخت ایستگاه‌های مورد مطالعه

ایستگاه CGS مورد مطالعه	مقدار نیاز حرارتی (kW)	میزان مصرف سالانه سوخت (m^3)	هزینه مصرف سالانه سوخت (\$)
سمنان	1310	2.02E+06	141159
شاهرود	4529	6.97E+06	487923
دامغان	444.03	683411	47839
گرمسار	0	0	0
مهدیشهر-شهمیرزاد	406.7	625990	43819
شهرک صنعتی سمنان	435.65	670578	46940

۵-۳ ایستگاه CGS سمنان

در فصل قبلی اطلاعات مربوط به این ایستگاه به تفصیل ارائه گردید، در این بخش به بررسی طرح های ممکن برای این ایستگاه می پردازیم. در ابتدا براساس نیاز گرمایی ایستگاه، توربین گاز طراحی و انتخاب می شود و سپس همین سیستم را در معرض بار ماکزیمم قرار می دهیم. همچنین به بررسی پیش سرمایه های ورودی به توربین گاز بوسیله گاز های خروجی از توربین انبساطی می پردازیم.

۵-۳-۱ طراحی براساس نیاز گرمایی

در این تحقیق طراحی سیستم CHP براساس نیاز گرمایی است به این معنی که توربین گاز را با توجه به مقدار حرارتی که ایستگاه نیاز دارد انتخاب می کنیم و تولید انرژی الکتریکی و برق در اولویت بعدی قرار می گیرد.

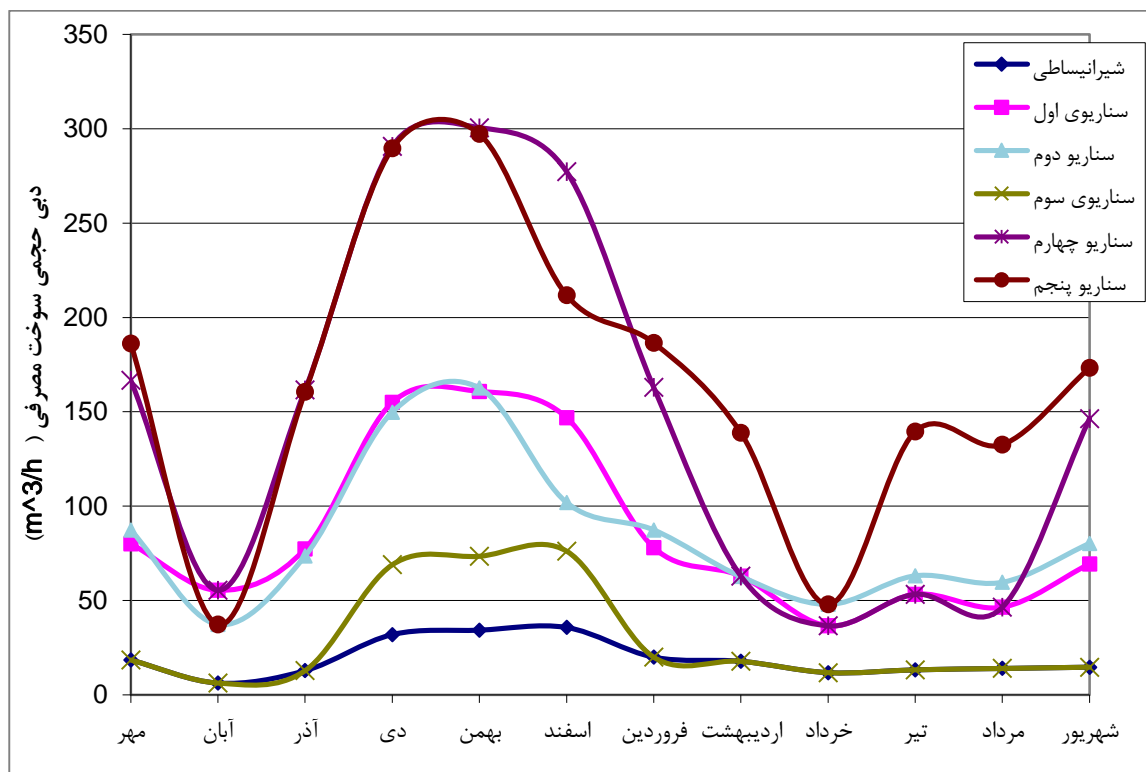
برای این ایستگاه با توجه به اطلاعات کارکردی و طراحی های صورت گرفته پنج سناریو در نظر شده است، که در جدول ۵-۲ این طرح ها و نوع و سایز توربوواکسپنדרها و توربین های گاز نشان داده شده است. نحوه شبیه سازی و طراحی براساس روابط ارائه شده در فصل ۳ انجام گرفته است.

جدول ۲-۵ سناریو های مختلف برای ایستگاه CGS سمنان

سناریو	تعداد توربوآکسپندر	تعداد توربین	مبنای طراحی	توان توربوآکسپندر (kW)	دبی طراحی (m^3/h)	توان توربین (kW)	نرخ گرمایی توربین گاز (Btu/kWh)
اول	۱	-	۵۳٪	۷۷۰	۲۱۰۰۰	-	-
دوم	۲	-	۳۷٪	۴۸۰	۱۵۰۰۰	-	-
سوم	-	۱	-	-	-	۲۰۰	۲۰۷۴۰
چهارم	۱	۱	۵۳٪	۷۷۰	۲۱۰۰۰	۶۴۰	۱۵۱۶۸
پنجم	۲	۱	۳۷٪	۴۸۰	۱۵۰۰۰	۵۷۰	۱۶۳۰۰

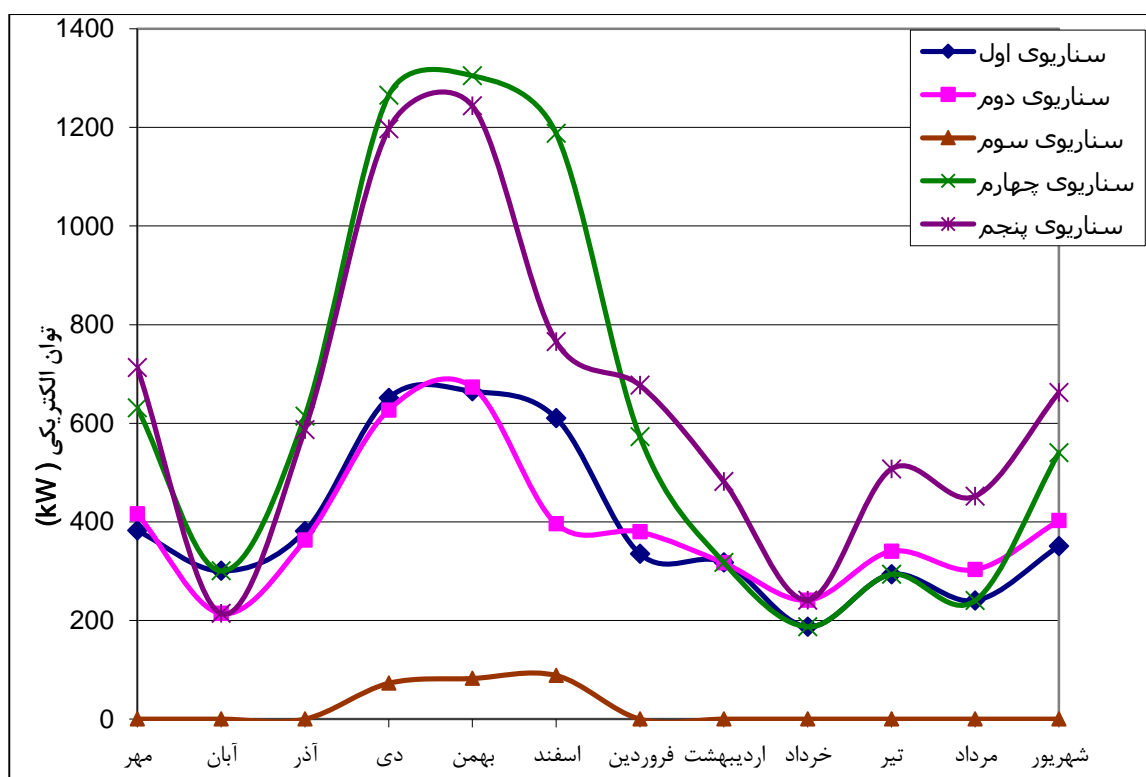
همانطور که ملاحظه می شود مبنای طراحی توربوآکسپندرهای ۵۳ و ۳۷ درصد می باشد به این معنی است که دبی طراحی توربوآکسپندرهای، ۵۳ و ۳۷ درصد دبی ماکزیمم گاز عبوری از ایستگاه CGS در طول سال می باشد.

شکل ۵-۲ مقدار دبی گاز مصرفی سناریوهای مختلف در یک سال کاری را نشان می دهد و می توان این مقادیر را با حالت کارکرد فعلی این ایستگاه (حالت شیر انبساطی) مقایسه نمود.



شکل ۵-۲ میزان مصرف سوخت ماهانه برای سناریوهای مختلف ایستگاه CGS سمنان در سال ۸۸-۸۹

در شکل ۳-۵ میزان توان تولید برق در سناریو و طرح های گوناگون را می توان مشاهده کرد این مقادیر به صورت متوسط ماهانه می باشد. به علت پائین بودن نیاز گرمایی ایستگاه، توربین گاز در سناریوی سوم فقط سه ماه از سال می تواند روشن باشد که این موضوع در شکل مشخص است. ضمن اینکه در دو سناریو دیگر استفاده از توربین گاز نیز، ماههایی وجود دارند که ناچار به خاموش کردن توربین گاز می شویم.



شکل ۳-۵ توان الکتریکی تولیدی ماهانه برای سناریوهای مختلف ایستگاه CGS سمنان در سال ۸۹-۸۸

در جدول ۳-۵ درآمدها و هزینه های مربوط به سناریوهای مختلف برای ایستگاه CGS سمنان آورده شده است، قیمت ها همگی بر حسب دلار می باشند. برق تولیدی به شبکه سراسری فروخت خواهد شد و قیمت فروش برق به شبکه ۰,۰۶۷ دلار به ازای هر کیلووات ساعت ($\frac{\$}{kWh}$) در نظر گرفته شده است [20]. ضمن اینکه با توجه به جدول ۱-۵، میزان صرفه جویی برای این ایستگاه ۱۴۱۱۵۹ دلار است.

میزان توان تولید برق در طول سال برای سناریوی چهارم که سناریوی انتخابی می باشد، مقدار ۴,۷۵۶ MW برای توربو اکسپندر و ۲,۷۴ MW برای توربین گاز می باشد که در مجموع ۷,۴۹۶ MW می باشد.

جدول ۳-۵ درآمد ها و هزینه ها برای سناریو های مختلف ایستگاه CGS سمنان

سناریو	درآمد حاصل از فروش برق (\$)	هزینه سوخت مصرفی (\$)	هزینه سرمایه گذاری اولیه (\$)	هزینه تعمیر و نگهداری (\$)
اول	1137000	626690	1539000	30784
دوم	1127000	621172	2506000	50128
سوم	58737	212676	356000	6674
چهارم	1800000	1080000	2680000	52142
پنجم	1870000	1175000	3520000	69150

در جدول ۴-۵ نتایج آنالیز اقتصادی ایستگاه تقلیل فشار سمنان برای سناریوهای مختلف آورده شده است. همانطور که ملاحظه می شود سناریوی سوم (استفاده از توربین گاز بدون توربوآکسپندر) برای این ایستگاه به هیچ وجه اقتصادی نیست، در حقیقت منفی بودن SPB نشان از این دارد که پروژه سود دهی نداشته و دیگر نیازی به محاسبه DPB و سایر پارامترها نیست. ملاحظه می شود سایر سناریوها حتی برای نرخ بهره های بالاتر نیز اقتصادی خواهند بود.

همانطور که پیشتر اشاره شد، IRR نرخ بهره ای را مشخص می کند که تا آن مقدار NPV مثبت و پروژه اقتصادی خواهد بود و بایستی نرخ بهره از مقدار آن کمتر باشد.

جدول ۴-۵ نتایج آنالیز اقتصادی سناریو های مختلف ایستگاه CGS سمنان

سناریو	SPB	DPB(3%)	NPV(3%)	IRR(%)
اول	2.478	2.613	7.70E+06	40.31
دوم	4.197	4.552	6.38E+06	23.48
سوم	-18.3	-14.8	-6.45E+05	غیراقتصادی
چهارم	3.319	3.548	9.33E+06	29.97
پنجم	4.607	5.032	7.85E+06	21.24

۵-۳-۱-۱ کارکرد توربین گاز در حالت بار ماکزیمم

همانطور که ذکر شد پس از انتخاب نوع وسایز توربین گاز بر مبنای نیاز گرمایی، توربین گاز را در حالت کارکرد بار ماکزیمم قرار می دهیم تا مقایسه ای بین این حالت و حالت بار جزئی داشته باشیم.

درآمدها و هزینه های مرتبط با این طرح در جدول زیر آورده شده است برای این حالت هزینه سرمایه گذاری اولیه و تعمیر و نگهداری تغییری نمی کند و تنها درآمد ناشی از فروش برق و هزینه خرید گاز مصرفی با حالت نیاز گرمایی فرق کرده است.

جدول ۵-۵ درآمدها و هزینه ها در حالت کارکرد توربین گاز با بار ماکزیمم برای ایستگاه CGS سمنان

سناریو	درآمد حاصل از فروش برق (\$)	هزینه سوخت مصرفی (\$)	هزینه سرمایه گذاری اولیه (\$)	هزینه تعمیر و نگهداری (\$)
سوم	578880	945554	356000	6674
چهارم	2990000	2212000	2680000	52142
پنجم	2780000	2117000	3520000	69150

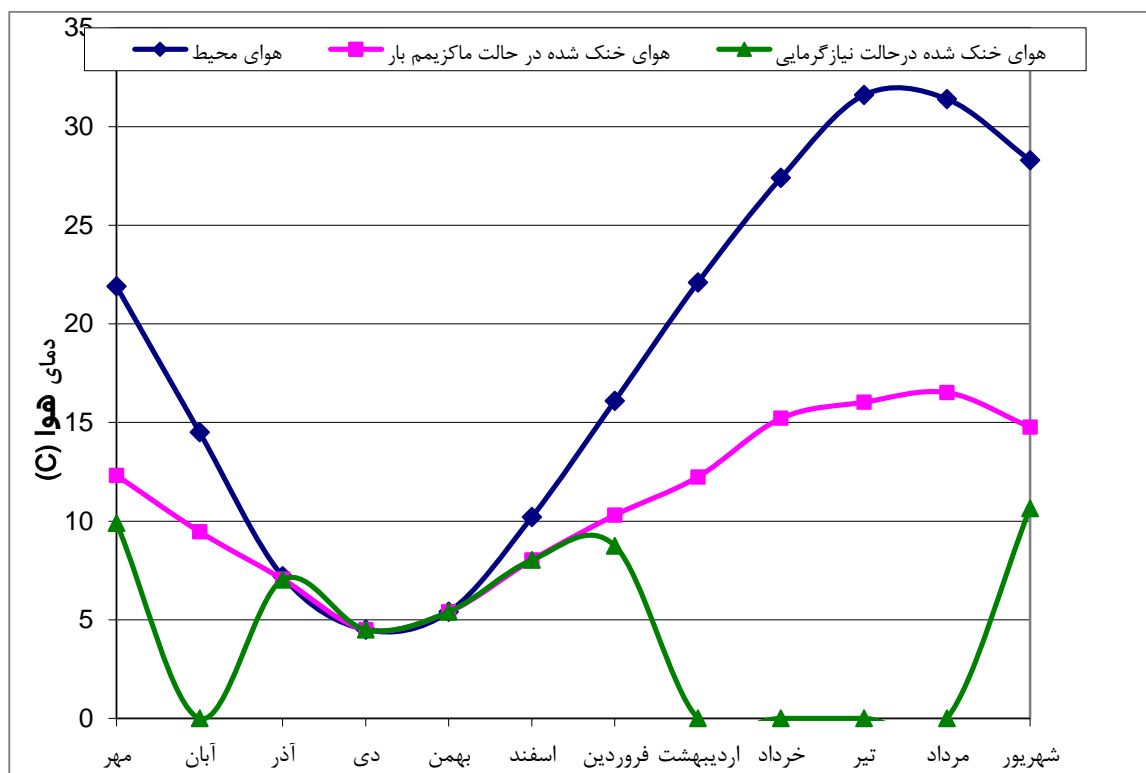
با توجه به جدول ۵-۶ ملاحظه می شود که سناریوی سوم همچنان غیر اقتصادی خواهد بود، سناریوی چهارم مقادیر بازگشت سرمایه و NPV آن بهتر شده و در سناریوی پنجم نتایج حاکی از این است کارکرد با بار ماکزیمم مقادیر بازگشت سرمایه را افزایش خواهد داد.

جدول ۵-۶ نتایج آنالیز اقتصادی در حالت کارکرد توربین گاز با بار ماکزیمم برای ایستگاه CGS سمنان

سناریو	SPB	DPB(3%)	NPV(3%)	IRR(%)
سوم	-1.533	-1.521	-3.81E+06	-
چهارم	3.092	3.294	1.02E+07	32.22
پنجم	4.809	5.27	7.37E+06	20.28

۵-۳-۱-۲ پیش سرمایه‌های هوای ورودی به توربین گاز

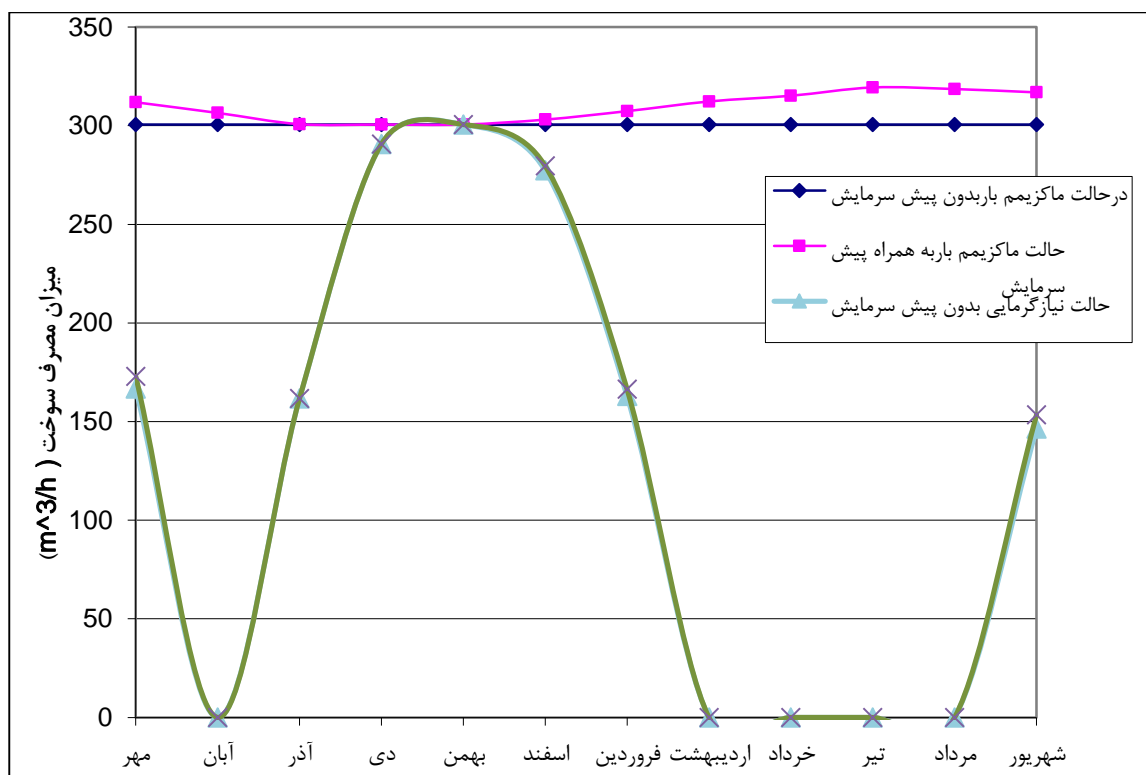
همانطور که ملاحظه شد سناریوی چهارم (یک توربوآکسپندر و یک توربین گاز) اقتصادی ترین سناریویی بود که از سیستم CHP استفاده می‌کرد. بنابراین این سناریو مدل انتخابی ما برای این ایستگاه می‌باشد و اثر پیش سرمایه‌های هوای ورودی به توربین گاز تنها برای این سناریو بررسی شد. در شکل ۴-۵ میزان کاهش دمای هوای محیط بوسیله گاز های خروجی از توربوآکسپندر را در حالت بار ماکزیمم و بار جزئی می‌توان ملاحظه کرد.[35]



شکل ۴-۵ میزان کاهش دمای هوای ورودی به توربین گاز در ایستگاه CGS سمنان در سال ۸۸-۸۹

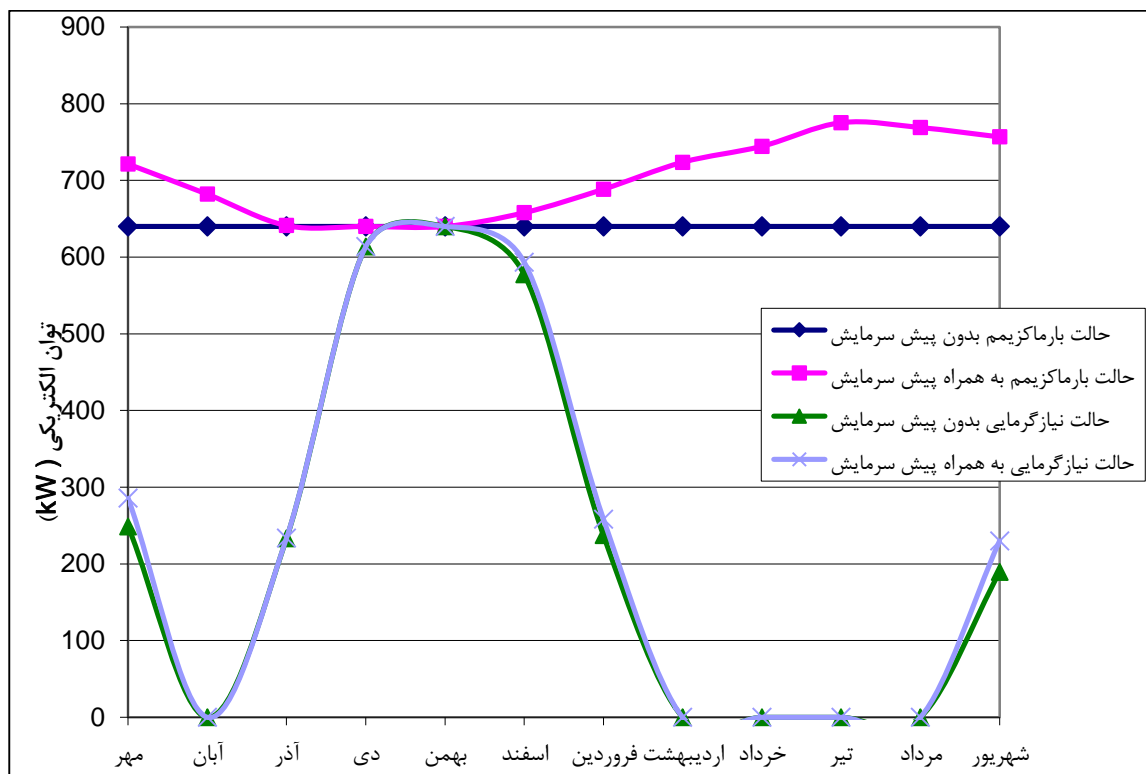
در شکل ۵-۵ میزان مصرف سوخت توربین گاز نشان داده شده است. در ماههایی که میزان مصرف گاز صفر می‌باشد به این معنی است که توربین گاز خاموش می‌باشد.

ضمن اینکه در ماه‌های آذر، دی و بهمن به دلیل پائینتر بودن دمای هوای محیط از دمای گازهای خروجی از توربوآکسپندر عملاً نمی‌توان از مبدل حرارتی استفاده کرد و مبدل از مدار خارج می‌شود این مسئله را در شکل ۴-۵ بهتر می‌توان دید.



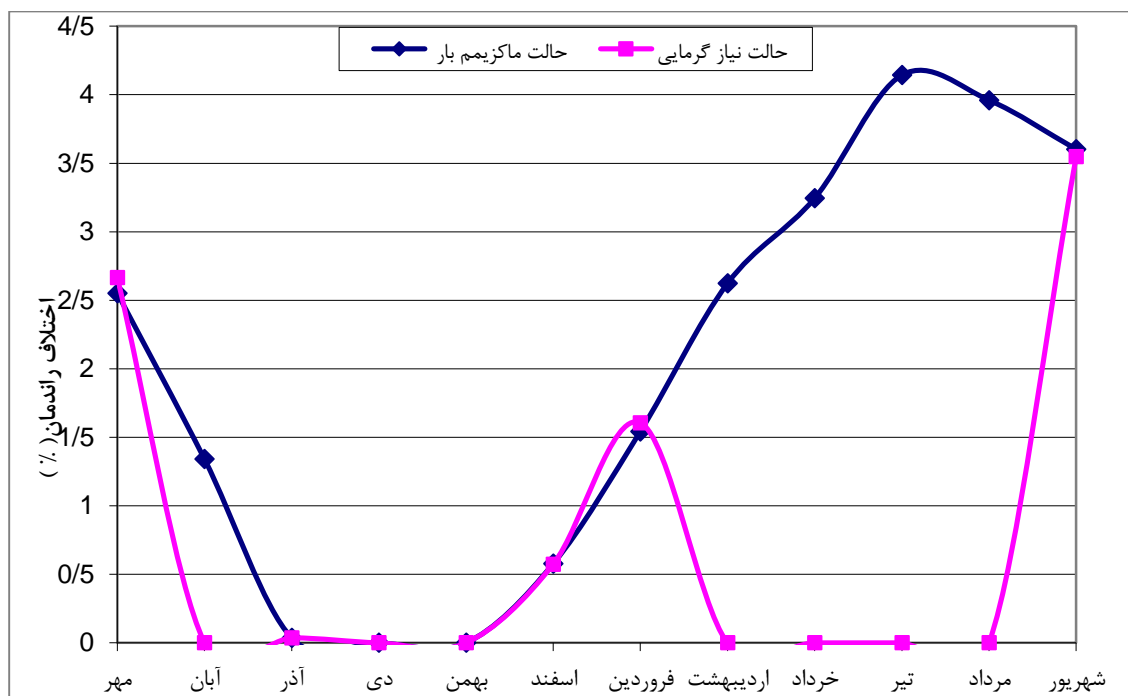
شکل ۵-۵ تاثیر پیش سرمایه‌گذاری هوای ورودی بر میزان مصرف سوخت توربین گاز در ایستگاه CGS سمنان در سال ۸۸-۸۹

در شکل ۵-۶ منحنی توان تولید الکتریکی سناریوی انتخابی برای حالت های ذکر شده، رسم گردیده است. همانطور که ذکر شد توربین گاز در ماه های ۸، ۲، ۳، ۴ و ۵ سال ۸۸-۸۹ خاموش می باشد.



شکل ۵-۶ تاثیر پیش سرمایه هوای ورودی بر توان الکتریکی توربین گاز در ایستگاه CGS سمنان در سال ۸۸-۸۹

در شکل ۵-۷ تاثیر پیش سرمایه‌های ورودی به توربین گاز بر راندمان آن را $(\eta_2 - \eta_1)$ در دو حالت بار جزئی و بار ماکزیمم می‌توان مشاهده کرد. با توجه به شکل در حالت بار ماکزیمم و در فصول گرم سال بیشتر از ۴ درصد، می‌توان راندمان توربین گاز را افزایش داد.



شکل ۵-۷ تاثیر پیش سرمایه‌های ورودی در دو حالت، بر راندمان توربین گاز در ایستگاه CGS سمنان در سال ۸۸-۸۹

در جدول ۵-۷ هزینه‌ها و درآمدهای سناریوی انتخابی (سناریوی چهارم) در صورت استفاده از سیستم پیش سرمایه‌های هوای ورودی به توربین گاز آورده شده است.

جدول ۵-۷ درآمدها و هزینه‌ها در حضور سیستم پیش سرمایه‌های برای سناریوی چهارم در ایستگاه CGS سمنان

هزینه سوخت مصرفی (\$)	درآمد تولید برق (\$)	هزینه تعمیر و نگهداری (\$)	هزینه اولیه (\$)	نوع کارکرد توربین گاز
1091000	1.83E+06	52142	2.70E+06	نیاز گرمایی
2277000	3.17E+06	52142	2.70E+06	بار ماکزیمم

جدول ۵-۸ نتایج آنالیز اقتصادی در صورت استفاده از مبدل برای پیش سرمایه‌های را ارائه می‌دهد. به طور مثال مقدار SPB در حالت عدم استفاده از پیش سرمایه‌های در حالت بار جزئی و بار ماکزیمم به ترتیب ۳,۳۱۹ و ۳,۰۹۲ می‌باشد، همانطور که ملاحظه می‌شود SPB در دو حالت بهبود پیدا کرده است. البته مقدار بهبود SPB و دیگر پارامترها برای حالت بار ماکزیمم بیشتر است چرا که در این حالت توربین گاز در کل سال روشن است.

جدول ۵-۸ مقایسه نتایج آنالیز اقتصادی در حضور سیستم پیش سرمایه‌های برای سناریوی چهارم برای ایستگاه CGS سمنان

IRR (%)	NPV (3%)	DPB (3%)	SPB	نوع کارکرد توربین گاز
30.32	9551000	3.506	3.282	نیاز گرمایی
36.37	1.20E+07	2.906	2.744	بار ماکزیمم

۴-۵ ایستگاه CGS شاهرود

برای این ایستگاه همانند ایستگاه CGS سمنان پنج سناریو در نظر گرفته شده و روند کار همانند آن است. ابتدا طراحی براساس نیاز گرمایی و سپس کارکرد توربین گاز در بار ماکزیمم و بعد از آن اثر پیش سرمایه‌گذاری بر مدل انتخابی بررسی خواهد شد.

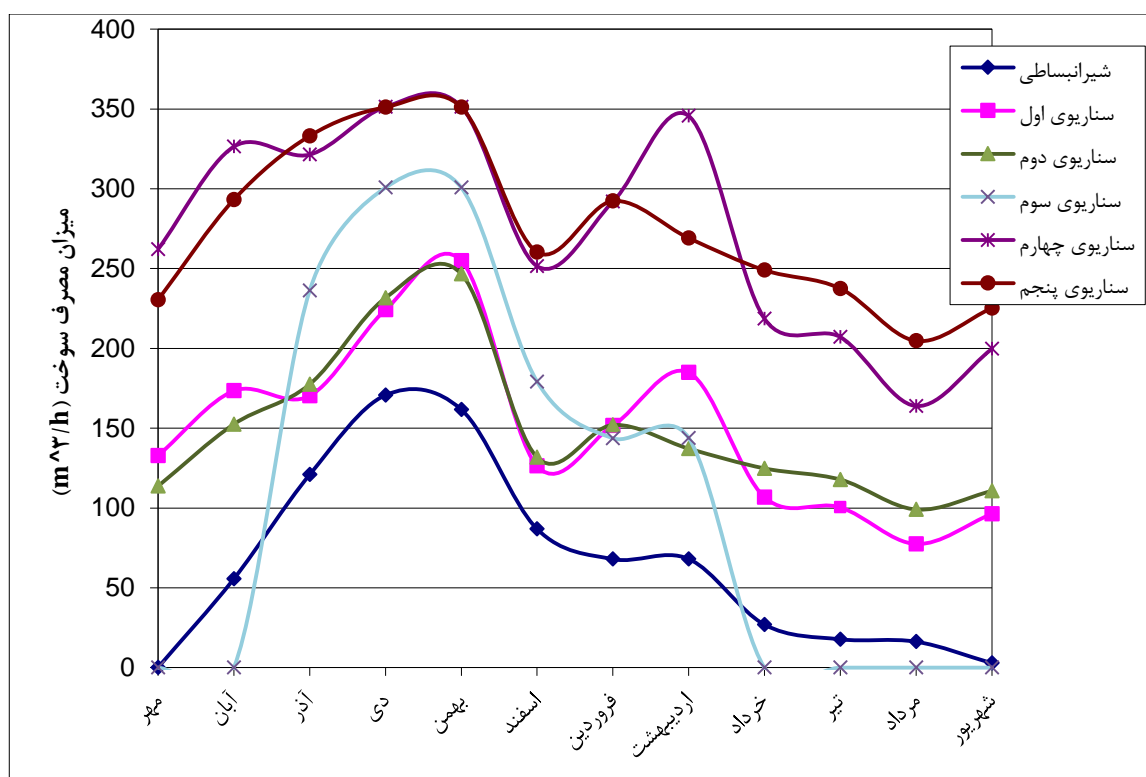
۱-۴-۵ طراحی براساس نیاز گرمایی

سناریو ها، نوع و سایز توربواکسپندر ها و توربین گاز برای ایستگاه تقلیل فشار شاهرود در جدول ۹-۵ معرفی و ارائه شده است. مبنای طراحی و توان نامی توربواکسپندر و همچنین توان اسمی و نرخ حرارتی توربین گاز در جدول مشخص است.

جدول ۹-۵ سناریو های مختلف برای ایستگاه CGS شاهرود

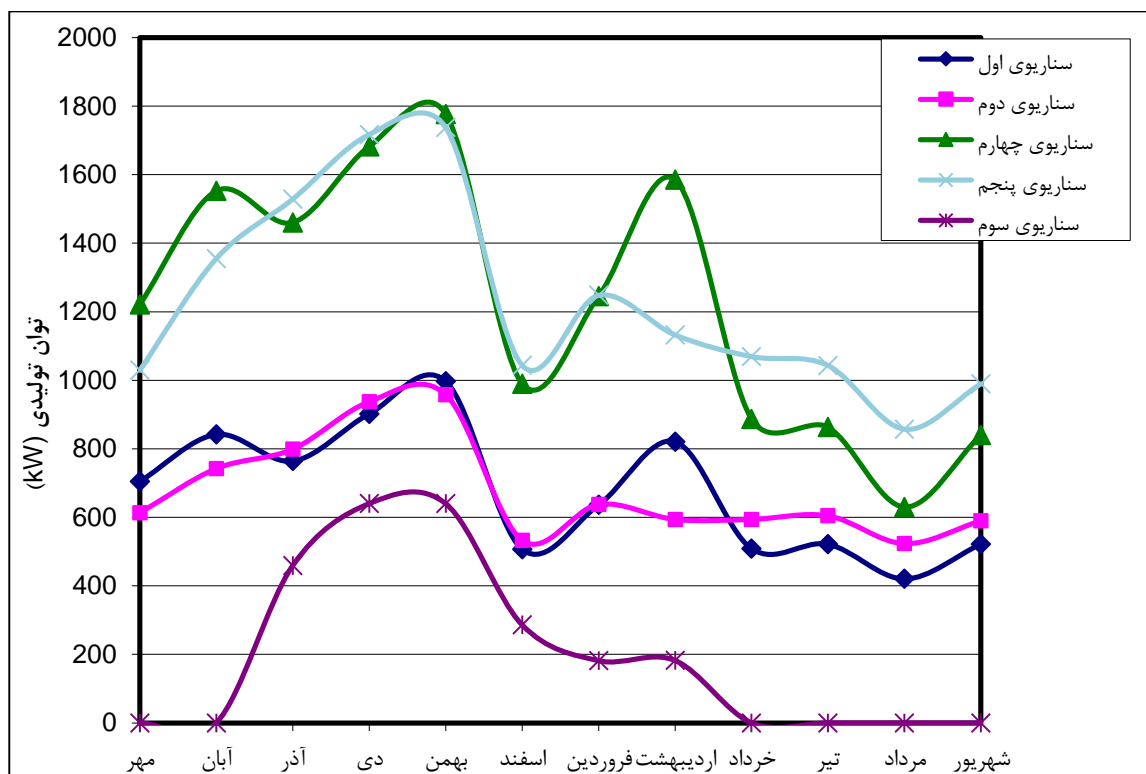
سناریو	تعداد توربواکسپندر	تعداد توربین گاز	مبنای طراحی	توان توربواکسپندر (kW)	دبی طراحی (m ³ /h)	توان توربین گاز (kW)	نرخ گرمایی توربین گاز (Btu/kWh)
اول	۱	-	%۵۵	۱۱۶۵	۴۴۰۰۰	-	-
دوم	۲	-	%۳۳	۶۸۰	۳۰۰۰۰	-	-
سوم	-	۱	-	-	-	۶۴۰	۱۵۱۶۸
چهارم	۱	۱	%۵۵	۱۱۶۵	۴۴۰۰۰	۷۸۰	۱۴۵۳۸
پنجم	۲	۱	%۳۳	۶۸۰	۳۰۰۰۰	۷۸۰	۱۴۵۳۸

در شکل ۵-۸ میزان مصرف سوخت سناریوهای مختلف و همچنین شرایط فعلی ایستگاه به صورت متوسط ماهیانه آورده شده است. همانطور که مشخص است در این ایستگاه به علت دبی گاز عبوری قابل ملاحظه اش، در سناریوی چهارم و پنجم در هیچ ماهی بار جزئی کمتر از ۲۵ درصد نخواهد شد و دیگر مجبور به خاموش کردن توربین گاز نیستیم.



شکل ۵-۸ مصرف سوخت ماهانه برای سناریوهای مختلف ایستگاه CGS شاهرود در سال ۸۹-۸۸

در سناریوی سوم (استفاده از توربین گاز بدون توربوآکسپندر) در ماه‌های ۷، ۸، ۳، ۴، ۵، ۶ توربین گاز خاموش می‌باشد، همانطور که در شکل ۹-۵ مشاهده می‌شود. همچنین در این شکل توان تولید برق برای سناریوهای مطرح شده در طول سال ۸۸-۸۹ را می‌توان ملاحظه کرد.



شکل ۹-۵ توان الکتریکی تولیدی ماهانه برای سناریوهای مختلف ایستگاه CGS شاهرود در سال ۸۸-۸۹

درآمد حاصل از فروش برق به شبکه، هزینه سوخت مصرفی و همچنین هزینه‌های مربوط به سرمایه‌گذاری اولیه و تعمیر و نگهداری را در جدول ۱۰-۵ می‌توان ملاحظه کرد.

جدول ۱۰-۵ درآمد ها و هزینه ها برای سناریو های مختلف ایستگاه CGS شاهرود

سناریو	درآمد حاصل از فروش برق (\$)	هزینه سوخت مصرفی (\$)	هزینه سرمایه گذاری اولیه (\$)	هزینه تعمیر و نگهداری (\$)
اول	1965000	1104000	1843000	36860
دوم	1960000	1101000	2916000	58328
سوم	576227	879613	1139000	21358
چهارم	3.23E+06	2081000	3.55E+06	62890
پنجم	4.30E+06	2084000	3.56E+06	84358

عمر مفید قطعات و تجهیزات ۲۰ سال در نظر گرفته شده است و مقدار صرفه جویی برای این ایستگاه با توجه به جدول ۱-۵ مقدار ۴۸۷۹۲۳ دلار می باشد و با توجه به این مقادیر، آنالیز اقتصادی این ایستگاه انجام شد که نتایج آن را می توان در جدول ۱۱-۵ مشاهده کرد.

جدول ۱۱-۵ نتایج آنالیز اقتصادی سناریو های مختلف ایستگاه CGS شاهرود

سناریو	SPB	DPB(3%)	NPV(3%)	IRR(%)
اول	1.405	1.456	1.77E+07	71.19
دوم	2.263	2.379	1.63E+07	44.16
سوم	6.981	7.951	1.29E+06	13.1
چهارم	1.703	1.744	2.50E+07	58.72
پنجم	2.292	2.410	2.36E+07	43.59

مقدار SPB و دیگر پارامتر های اقتصادی برای ایستگاه CGS شاهرود نسبت به سایر ایستگاه های استان دارای بهترین مقادیر هستند. علت این امر نیز اولاً بالا بودن دبی گاز عبوری از ایستگاه و ثانياً میزان مصرف قابل توجه هیتر برای پیش گرمایش گاز می باشد.

همانطور که ملاحظه می شود همه سناریوها از لحاظ اقتصادی مرقون به صرفه می باشند ولی سناریوی اول که استفاده از توربین انبساطی بدون توربین گاز می باشد و سناریوی چهارم که استفاده همزمان از یک توربوآکسپندر و یک توربین گاز می باشد مقادیر بهتری دارند. همه سناریوها به جز سناریوی سوم دارای

مقادیر بالای IRR می‌باشند و این نشان می‌دهد که حتی برای نرخ بهره‌های بالا نیز طرح اقتصادی خواهد بود. سناریوی چهارم بدلیل استفاده از توربین گاز مد نظر این تحقیق می‌باشد و در ادامه به بررسی بیشتر این طرح پرداخته می‌شود.

۵-۴-۱-۱ کارکرد توربین گاز در حالت بار ماکزیمم

همانطور که در مورد ایستگاه CGS سمنان گفته شد، طرح‌هایی که دارای توربین گاز می‌باشند را در معرض کارکرد بار ماکزیمم قرار می‌دهیم تا مقایسه‌ای بین بار جزئی و بار ماکزیمم داشته باشیم. در جدول ۵-۱۲ درآمدها و هزینه‌های مربوط به حالت بار ماکزیمم و در جدول ۵-۱۳ خلاصه نتایج اقتصادی آن آورده شده است.

جدول ۵-۱۲ درآمدها و هزینه‌ها در حالت کارکردن توربین گاز با بار ماکزیمم ایستگاه CGS شاهرود

سناریو	هزینه اولیه (\$)	هزینه تعمیر و نگهداری (\$)	درآمد تولید برق (\$)	هزینه سوخت مصرفی (\$)
سوم	1139000	21358	1852000	2219000
چهارم	3.23E+06	62890	4.22E+06	2647000
پنجم	4.30E+06	84358	4.22E+06	2647000

همانطور که در جدول زیر دیده می‌شود نتایج نسبت به حالت بار جزئی برای سناریوی چهارم و پنجم بهبود پیدا کردند ولی برای سناریوی سوم این طور نیست و مقدار SPB بیشتر از حالت قبلی شده است.

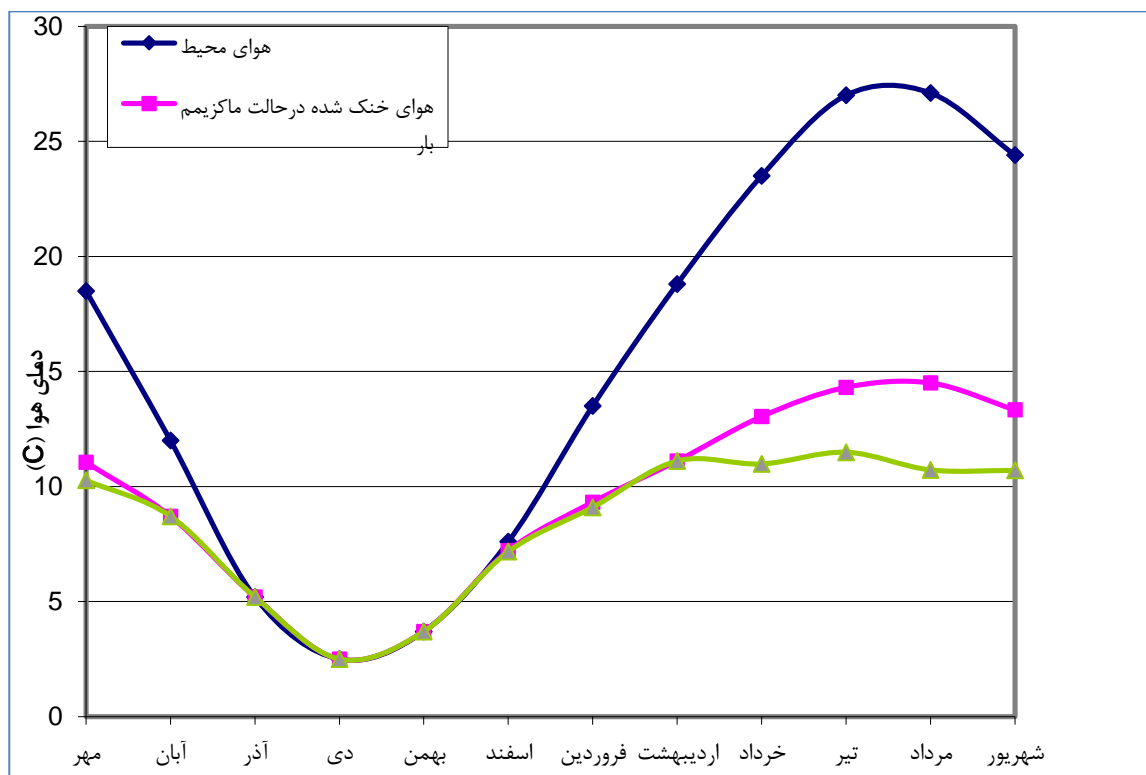
جدول ۵-۱۳ نتایج آنالیز اقتصادی در حالت کارکردن توربین گاز با بار ماکزیمم ایستگاه CGS شاهرود

سناریو	SPB	DPB(3%)	NPV(3%)	IRR(%)
سوم	11.41	14.18	3.46E+05	6.062
چهارم	1.615	1.680	2.65E+07	61.91
پنجم	2.18	2.288	2.51E+07	45.85

۵-۴-۱-۲ اثر پیش سرمایه‌های ورودی بر مدل انتخابی

سناریوی انتخابی سیستمی شامل یک توربین انبساطی و یک توربین گاز می‌باشد که مطابق جدول ۵-۹ سناریو چهارم می‌باشد. با پیش سرمایه‌های می‌توان راندمان توربین گاز را بهبود داد.

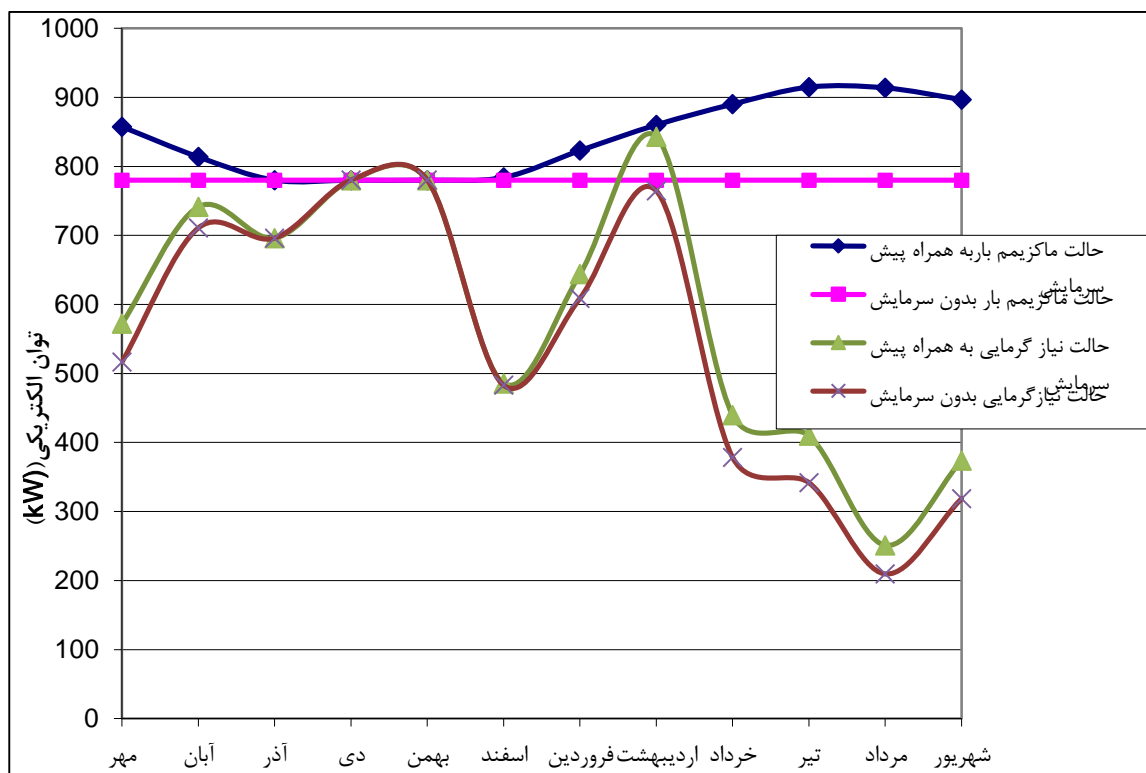
همانطور که در شکل ۵-۱۰ دیده می‌شود، بدلیل پائین تر بودن دمای هوای محیط از دمای گازهای خروجی از توربین انبساطی، نمی‌توان از مبدل حرارتی استفاده کرد و مطابق شکل دمای هوای ورودی به توربین همان دمای هوای محیط خواهد بود. [35]



شکل ۵-۱۰ تاثیر پیش سرمایه‌های ورودی بر دمای هوای ورودی به توربین گاز در ایستگاه CGS شاهرود در سال ۸۸-۸۹

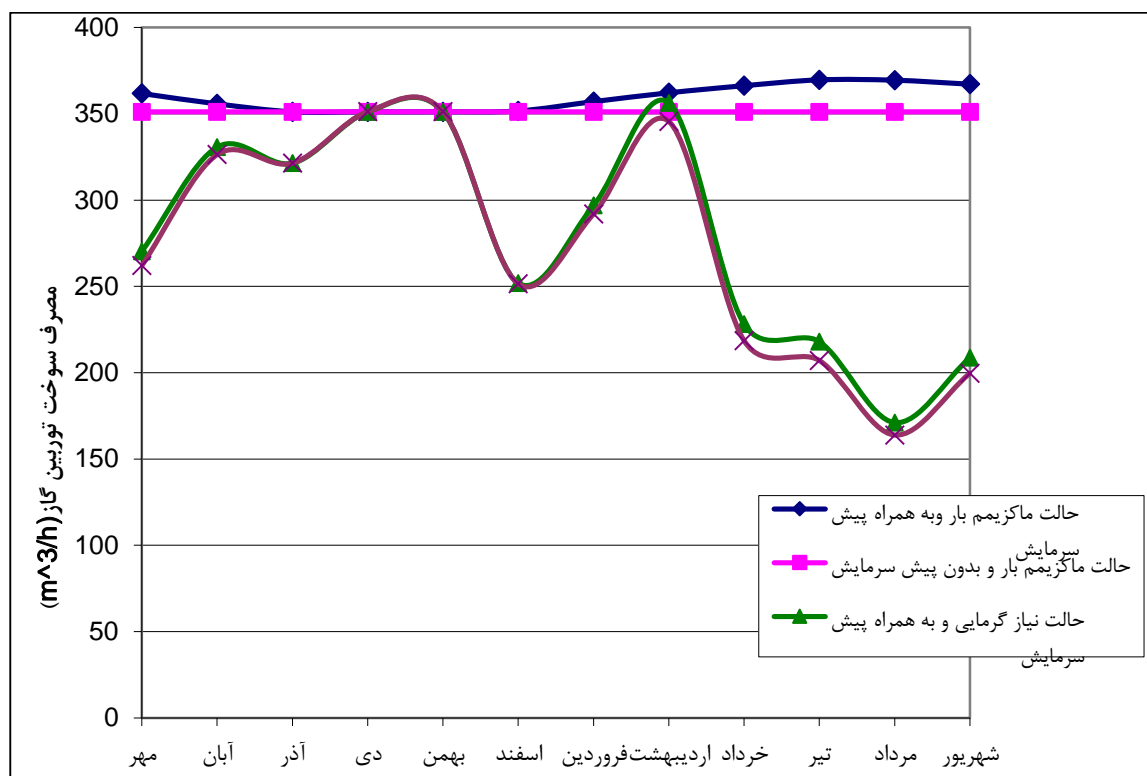
در شکل ۵-۱۱ تاثیر پیش سرمایه‌ش بر توان الکتریکی تولیدی توربین گاز را به وضوح می‌توان مشاهده کرد.

در هر دو حالت بار ماکزیمم و بار جزئی، با خنک کردن هوای ورودی به توربین گاز، توان تولید برق بیشتر می‌شود. در فصل تابستان بدلیل گرم بودن هوای محیط این اثر چشمگیرتر است.



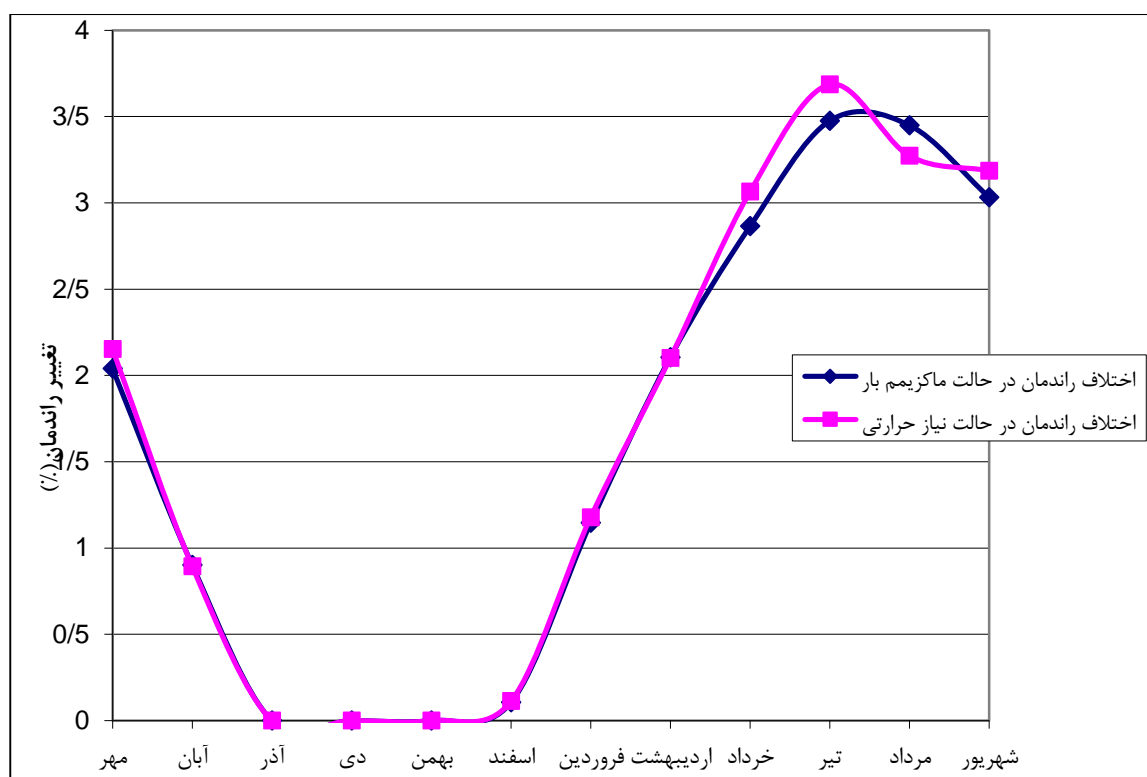
شکل ۵-۱۱ تاثیر پیش سرمایه‌ش بر توان الکتریکی توربین گاز در ایستگاه CGS شاهرود در سال ۸۸-۸۹

با خنک کردن هوای ورودی به توربین گاز، مصرف سوخت توربین گاز بیشتر می‌شود شکل ۵-۱۲، ولی به دلیل افزایش کار خروجی، در مجموع راندمان توربین گاز افزایش پیدا می‌کند.



شکل ۵-۱۲ تاثیر پیش‌سرمایش بر سوخت مصرفی توربین گاز بکار گرفته شده در ایستگاه CGS شاهرود در سال ۸۹-۸۸

اثر پیش سرمایش هوای ورودی به توربین گاز بر راندمان آن در ماه‌های سال ۸۸-۸۹ را برای ایستگاه CGS شاهرود در شکل ۵-۱۳ می‌توان مشاهده کرد. همانطور که ذکر شد در ۳ ماه بدلیل پائین بودن دمای هوای محیط از دمای گازهای خروجی از توربوآکسپندر مبدل حرارتی از مدار خارج بوده و از سیستم پیش سرمایش نمی‌توان استفاده کرد.



شکل ۵-۱۳ تاثیر پیش سرمایش بر راندمان توربین گاز در ایستگاه CGS شاهرود در سال ۸۸-۸۹

در جدول ۵-۱۴ هزینه‌ها و درآمدهای سناریوی انتخابی (سناریوی چهارم)، در صورت استفاده از سیستم پیش سرمایه‌گذاری هوای ورودی به توربین گاز آورده شده است.

جدول ۵-۱۴ درآمدها و هزینه‌ها در حضور سیستم پیش سرمایه‌گذاری برای سناریوی چهارم ایستگاه CGS شاهرود

نوع کارکرد توربین گاز	هزینه اولیه (\$)	هزینه تعمیر و نگهداری (\$)	درآمد تولید برق (\$)	هزینه سوخت مصرفی (\$)
نیاز گرمایی	3.26E+06	62890	3.66E+06	2121000
بار ماکزیمم	3.26E+06	62890	4.34E+06	2709000

میزان توان تولید برق در طول سال برای سناریوی چهارم این ایستگاه، که سناریوی انتخابی طرح می‌باشد، مقدار ۸,۱۴۶ MW برای توربو اکسپندر و ۷,۰۱۷ MW برای توربین گاز می‌باشد که در مجموع ۱۵,۱۶۳ MW می‌باشد.

جدول ۵-۱۵ نتایج آنالیز اقتصادی در صورت استفاده از مبدل برای پیش سرمایه‌گذاری را ارائه می‌دهد. مقدار SPB در حالت عدم استفاده از پیش سرمایه‌گذاری در حالت بار جزئی و بار ماکزیمم به ترتیب ۱,۷۰۳ و ۱,۶۱۵ می‌باشد، همانطور که ملاحظه می‌شود SPB در دو حالت بهبود پیدا کرده است.

جدول ۵-۱۵ مقایسه نتایج آنالیز اقتصادی در حضور سیستم پیش سرمایه‌گذاری برای سناریوی چهارم ایستگاه CGS شاهرود

نوع کارکرد توربین گاز	SPB	DPB(3%)	NPV(3%)	IRR(%)
نیاز گرمایی	1.661	1.73	2.59E+07	60.19
بار ماکزیمم	1.54	1.601	2.82E+07	64.92

۵-۵ ایستگاه CGS دامغان

برای این ایستگاه چهار سناریو در نظر گرفته شده است ولی روال کار همانند دو ایستگاه قبلی است. ابتدا طراحی براساس نیاز گرمایی و سپس کارکرد توربین گاز در بار ماکزیمم و بعد از آن اثر پیش سرمایه‌گذاری بر مدل انتخابی بررسی خواهد شد.

۱-۵-۵ طراحی براساس نیاز گرمایی

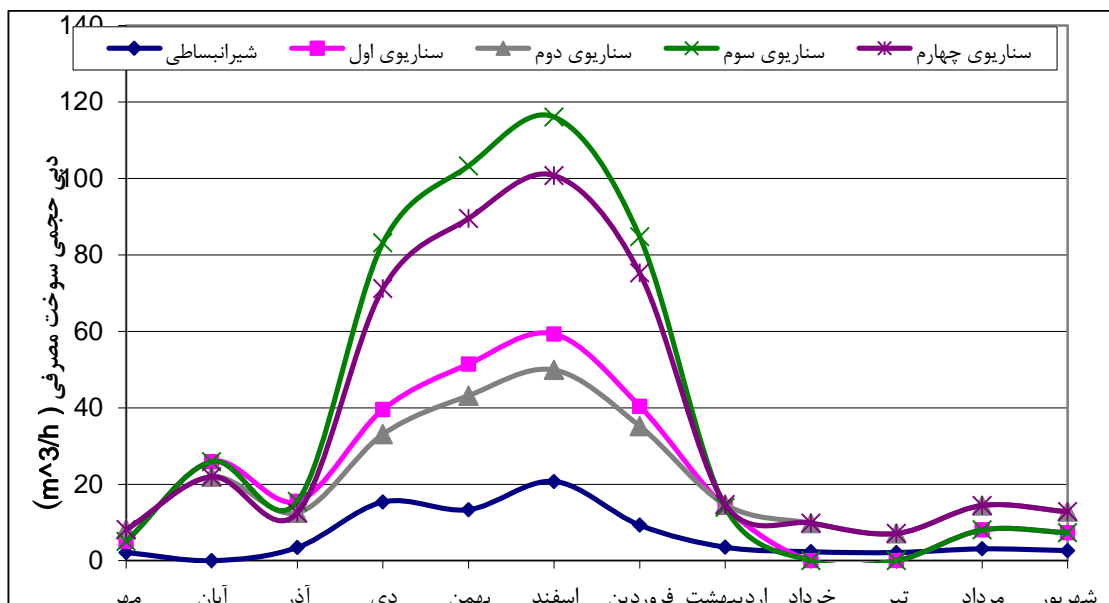
برای این ایستگاه چهار سناریو مطالعه و مورد بررسی قرار گرفت که در جدول ۱۶-۵ این سناریو ها و نوع و سائز توربین های مورد استفاده در این ایستگاه مشخص است.

دو سناریوی اول مربوط به طرح استفاده از توربین انبساطی بدون سیستم CHP و سناریوهای بعدی استفاده همزمان از توربوآکسپندر و توربین گاز می شود. استفاده از توربین گاز بدون توربوآکسپندر از لحاظ فنی امکان پذیر نمی باشد. علت این امر این است که نیاز حرارتی این ایستگاه بسیار کم می باشد.

جدول ۱۶-۵ سناریو های مختلف برای ایستگاه CGS دامغان

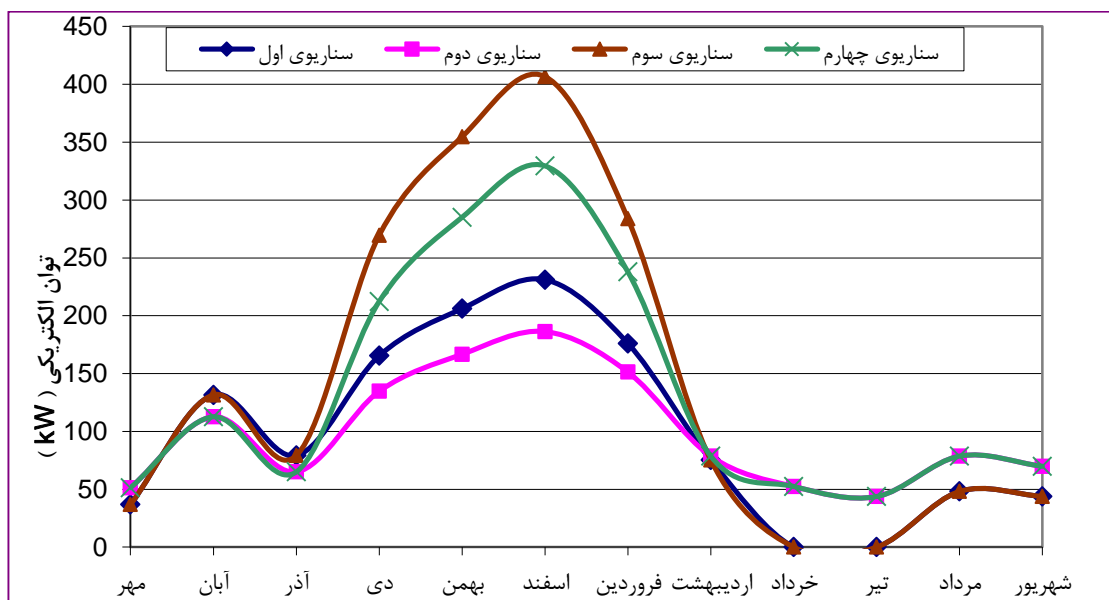
سناریو	تعداد توربوآکسپندر	تعداد توربین گاز	مبنای طراحی	توان توربوآکسپندر (kW)	دبی طراحی (m ³ /h)	توان توربین گاز (kW)	نرخ گرمایی توربین گاز (Btu/kWh)
اول	۱	-	۴۸٪	۳۲۵	۱۰۰۰۰	-	-
دوم	۲	-	۳۷٪	۱۵۰	۵۰۰۰	-	-
سوم	۱	۱	۴۸٪	۳۲۵	۱۰۰۰۰	۲۰۰	۲۰۷۴۰
چهارم	۲	۱	۳۷٪	۱۵۰	۵۰۰۰	۲۰۰	۲۰۷۴۰

مصرف متوسط ماهیانه سوخت در ایستگاه CGS دامغان در شکل ۱۴-۵ را می توان مشاهده کرد. در سناریوی سوم و چهارم که از توربین گاز استفاده شده است در ماه های گرم سال بدلیل پائین بودن نیاز گرمایی توربین گاز خاموش می باشد و نمودار آنها با نمودار سناریوی اول و دوم در این ماه ها همپوشانی دارد. در تیر و خرداد بدلیل پائینتر بودن دبی عبوری از ایستگاه از دبی مینیمم توربوآکسپندر، توربوآکسپندر هم قادر به کارکردن نیست و بایستی برای تقلیل فشار از شیر انبساطی موازی با آن استفاده کرد.



شکل ۵-۱۴ مصرف سوخت ماهانه برای سناریوهای مختلف ایستگاه CGS دامغان در سال ۸۸-۸۹

بنابر شکل ۵-۱۵ ماکزیمم توان تولید برق در این ایستگاه در اسفند ماه و بیشتر ۴۰۰ کیلووات خواهد بود. ضمن اینکه توان تولیدی این ایستگاه در طول سال ۸۸-۸۹ به صورت متوسط ماهانه را می توان در شکل زیر مشاهده کرد.



شکل ۵-۱۵ توان الکتریکی تولیدی ماهانه برای سناریوهای مختلف ایستگاه CGS دامغان در سال ۸۸-۸۹

درآمدها و هزینه‌های مربوط به چهار سناریوی مطرح شده در جدول ۵-۱۷ آورده شده است.

جدول ۱۷-۵ درآمد ها و هزینه ها برای سناریو های مختلف ایستگاه CGS دامغان

سناریو	درآمد حاصل از فروش برق (\$)	هزینه سوخت مصرفی (\$)	هزینه سرمایه گذاری اولیه (\$)	هزینه تعمیر و نگهداری (\$)
اول	287993	164583	1058000	21153
دوم	287269	161210	1511000	30223
سوم	4.17E+05	284047	1.41E+06	27827
چهارم	3.90E+05	268766	1.87E+06	36897

میزان توان تولید برق در طول سال برای سناریوی سوم این ایستگاه، که سناریوی انتخابی طرح می باشد، مقدار ۱,۱۹۳ MW برای توربو اکسپندر و ۰,۵۳۶ MW برای توربین گاز می باشد که در مجموع ۱,۷۲۹ MW می باشد.

عمر مفید قطعات و تجهیزات ۲۰ سال در نظر گرفته شده است و مقدار صرفه جویی برای این ایستگاه با توجه به جدول ۱-۵ مقدار ۴۷۸۳۹ دلار می باشد و با توجه به این مقادیر، آنالیز اقتصادی این ایستگاه انجام شد که نتایج آن را می توان در جدول ۱۸-۵ مشاهده کرد.

جدول ۱۸-۵ نتایج آنالیز اقتصادی سناریو های مختلف ایستگاه CGS دامغان

سناریو	SPB	DPB(3%)	NPV(3%)	IRR(%)
اول	7.047	8.035	1.18E+06	12.95
دوم	10.52	12.83	623376	7.093
سوم	9.226	10.96	866196	8.852
چهارم	14.13	18.66	98671	3.564

همانطور که ملاحظه می شود همه سناریوها اقتصادی می باشند، سناریوی اول و سناریوی سوم شرایط بهتری دارند. چنانچه نرخ بهره کمتر از میزان IRR باشد پروژه مرقون به صرفه می باشد.

۵-۱-۱-۵ کارکرد توربین گاز در حالت بار ماکزیمم

همانطور که در مورد ایستگاه CGS سمنان گفته شد، طرح هایی که دارای توربین گاز می باشند را در معرض کارکرد بار ماکزیمم قرار می دهیم تا مقایسه ای بین بار جزئی و بار ماکزیمم داشته باشیم.

در جدول ۱۹-۵ درآمدها و هزینه های مربوط به حالت بار ماکزیمم سناریوهای سوم و چهارم برآورد شده است.

جدول ۱۹-۵ درآمدها و هزینه ها در حالت کارکردن توربین گاز با بار ماکزیمم در ایستگاه CGS دامغان

سناریو	هزینه اولیه (\$)	هزینه تعمیر و نگهداری (\$)	درآمد تولید برق (\$)	هزینه سوخت مصرفی (\$)
سوم	1.41E+06	27827	8.67E+05	945554
چهارم	1.87E+06	36897	8.66E+05	945554

با توجه به جدول ۲۰-۵ مشاهده می شود که اگر توربین گاز به صورت بار ماکزیمم کار کند به هیچ وجه صرفه اقتصادی ندارد و حتی SPB آن هم منفی است.

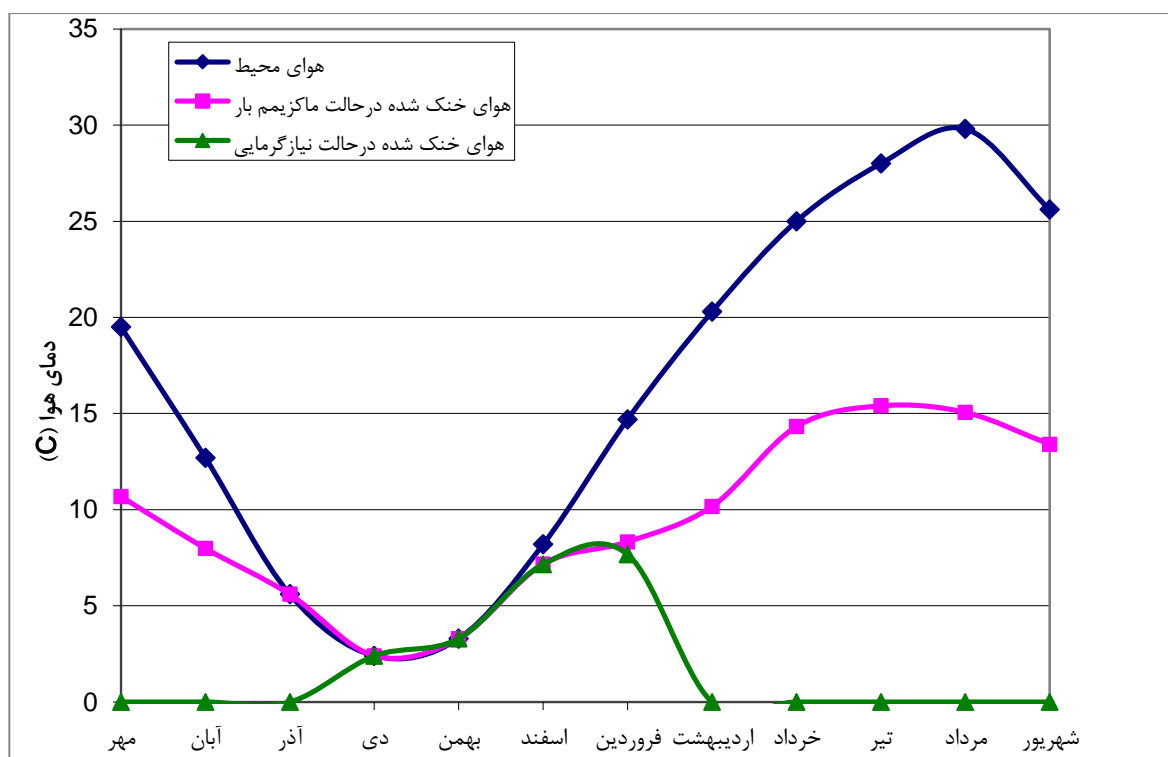
جدول ۲۰-۵ نتایج آنالیز اقتصادی در حالت کارکردن توربین گاز با بار ماکزیمم در ایستگاه CGS دامغان

سناریو	SPB	DPB(3%)	NPV(3%)
سوم	-24.1	-18.41	-2.29E+06
چهارم	-27.7	-20.22	-2.89E+06

۵-۱-۲-۵ اثر پیش سرمایه‌ش هوای ورودی بر مدل انتخابی

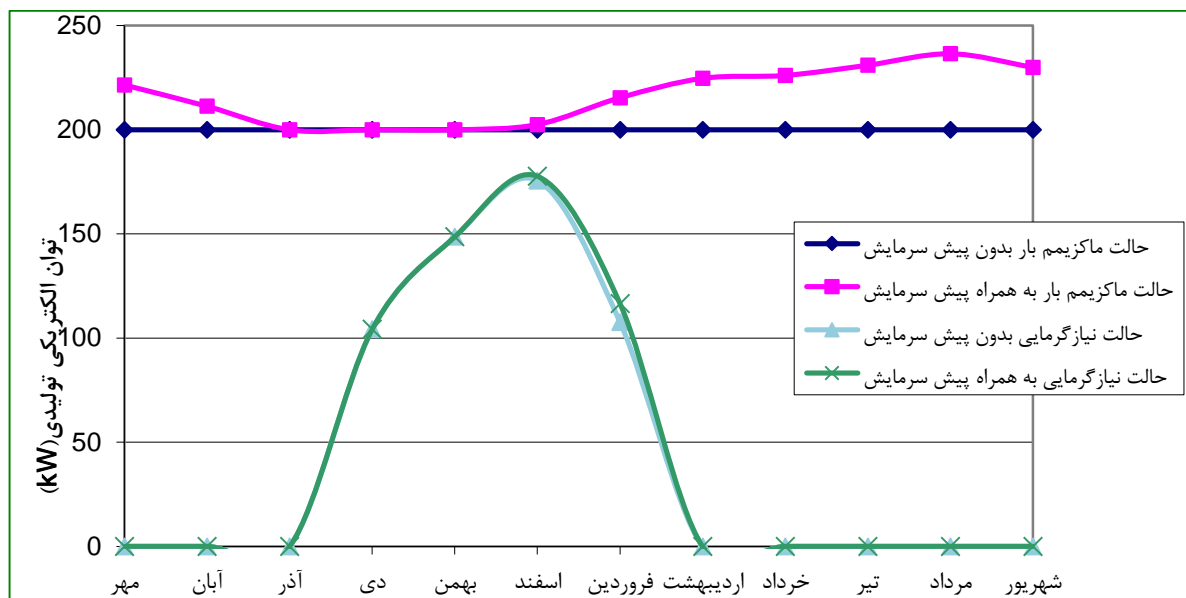
سناریوی انتخابی سیستمی شامل یک توربین انبساطی و یک توربین گاز می‌باشد که مطابق جدول ۵-۱۶ سناریوی سوم می‌باشد. با پیش سرمایه‌ش می‌توان راندمان توربین گاز را بهبود داد.

همانطور که در شکل ۵-۱۶ دیده می‌شود، در ماه‌های سرد سال بدلیل پائین تر بودن دمای هوای محیط از دمای گازهای خروجی از توربین انبساطی، نمی‌توان از مبدل حرارتی استفاده کرد و مطابق شکل دمای هوای ورودی به توربین همان دمای هوای محیط می‌باشد. ضمن اینکه مشاهده می‌شود از توربین گاز تنها در ماه‌های محدودی می‌توان استفاده نمود. [35]

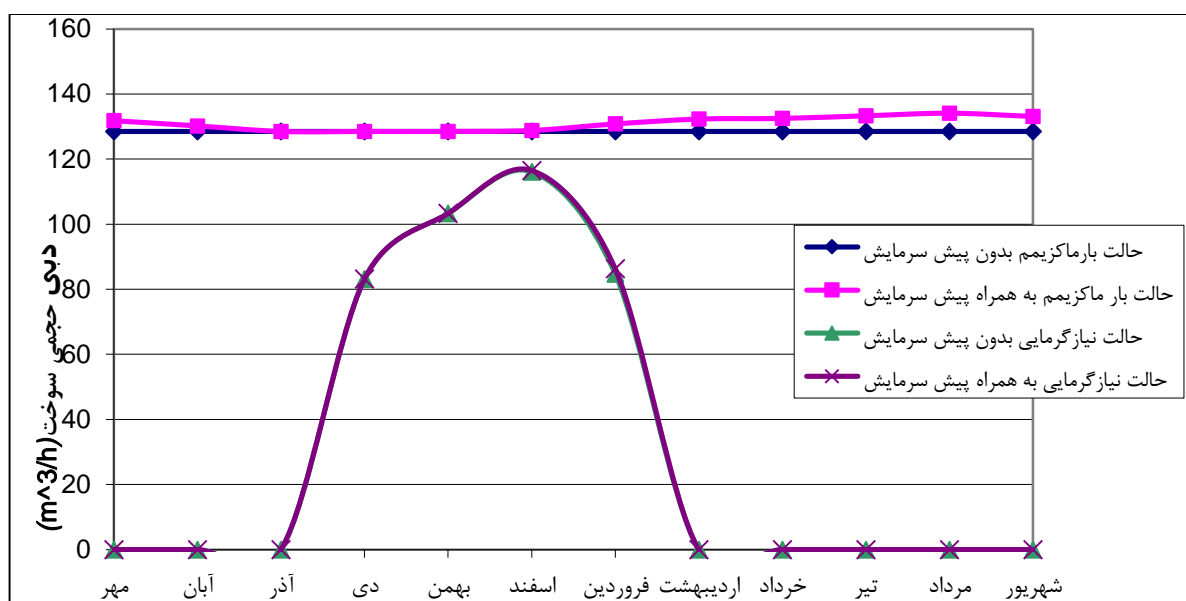


شکل ۵-۱۶ تاثیر پیش سرمایه‌ش بر هوای ورودی به توربین گاز در ایستگاه CGS دامغان در سال ۸۸-۸۹

در شکل ۵-۱۷ تاثیر پیش سرمایه‌ش بر توان الکتریکی تولیدی توربین گاز و در شکل ۵-۱۸ تاثیر پیش سرمایه‌ش بر میزان مصرف سوخت توربین گاز در حالت‌های مختلف را می‌توان مشاهده کرد.

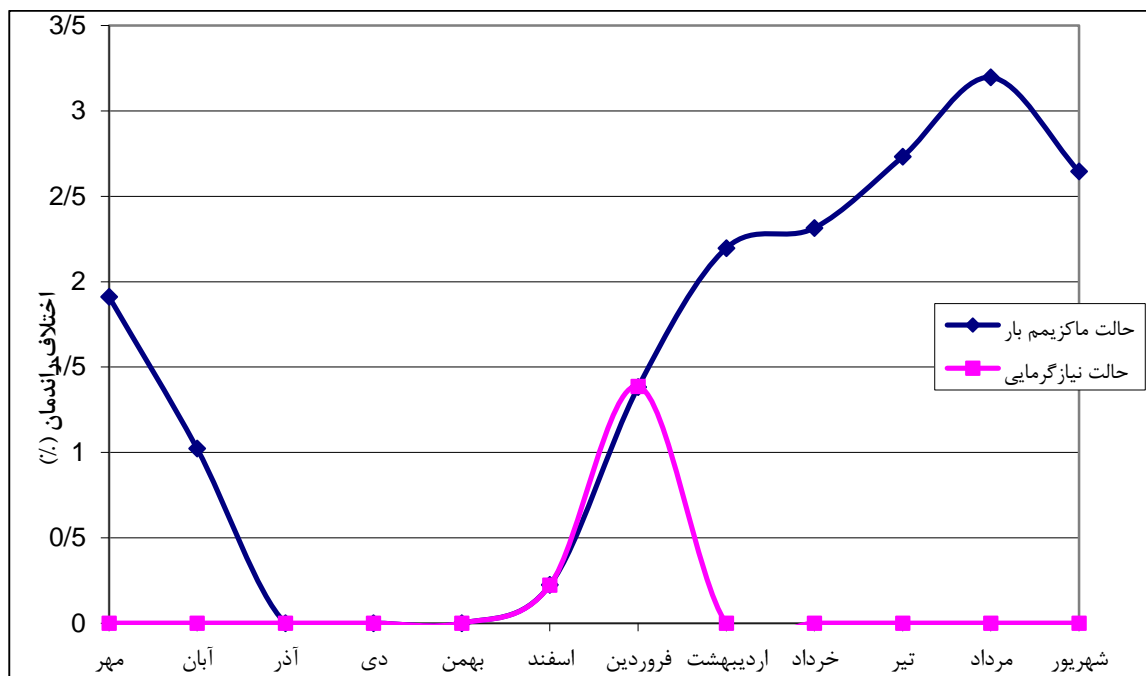


شکل ۵-۱۷ تاثیر پیش سرمایه‌اش بر توان الکتریکی توربین گاز در ایستگاه CGS دامغان در سال ۸۸-۸۹



شکل ۵-۱۸ تاثیر پیش سرمایه‌اش بر سوخت مصرفی توربین گاز بکار گرفته شده در ایستگاه CGS دامغان در سال ۸۸-۸۹

اثر پیش سرمایه‌اش هوای ورودی به توربین گاز بر راندمان آن در ماه‌های سال ۸۸-۸۹ را برای ایستگاه CGS دامغان در شکل ۵-۱۹ می‌توان مشاهده کرد. همانطور که ذکر شد در ۳ ماه بدلیل پائین بودن دمای هوای محیط از دمای گازهای خروجی از توربوواکسپندر مبدل حرارتی از مدار خارج بوده و از سیستم پیش سرمایه‌اش نمی‌توان استفاده کرد.



شکل ۱۹-۵ تاثیر پیش سرمایه‌ش براندامان توربین گاز در ایستگاه CGS دامغان در سال ۸۹-۸۸

درآمدها و هزینه‌های سناریوی سوم در دو حالت بار جزئی و بار ماکزیمم در جدول ۵-۲۱ ارائه شده است.

جدول ۵-۲۱ درآمدها و هزینه‌ها در حضور سیستم پیش سرمایه‌ش برای سناریوی سوم ایستگاه CGS دامغان

نوع کارکرد توربین گاز	هزینه اولیه (\$) (\$)	هزینه تعمیر و نگهداری (\$) (\$)	درآمد تولید برق (\$) (\$)	هزینه سوخت مصرفی (\$) (\$)
نیاز گرمایی	1.44E+06	27827	4.20E+05	285150
بار ماکزیمم	1.44E+06	27827	9.15E+05	963950

با توجه به جدول ۵-۲۲ نتایج آنالیز اقتصادی نشان می‌دهد که در حالت بار جزئی به دلیل درمداار نبودن توربین گاز در بیشتر ماه‌های سال و هزینه مربوط به سرمایه‌گذاری مبدل حرارتی، پیش سرمایه‌ش از لحاظ اقتصادی مناسب نیست همچنین در حالت بار ماکزیمم نیز کمکی به اقتصادی شدن طرح نمی‌کند.

جدول ۲۲-۵ مقایسه نتایج آنالیز اقتصادی در حضور سیستم پیش سرمایه‌گذاری برای سناریوی سوم ایستگاه CGS دامغان

IRR(%)	NPV(3%)	DPB(3%)	SPB	نوع کارکرد توربین گاز
8.749	864478	11.06	9.294	نیاز گرمایی
-	-1.87E+06	-30.8	-49.51	بار ماکزیمم

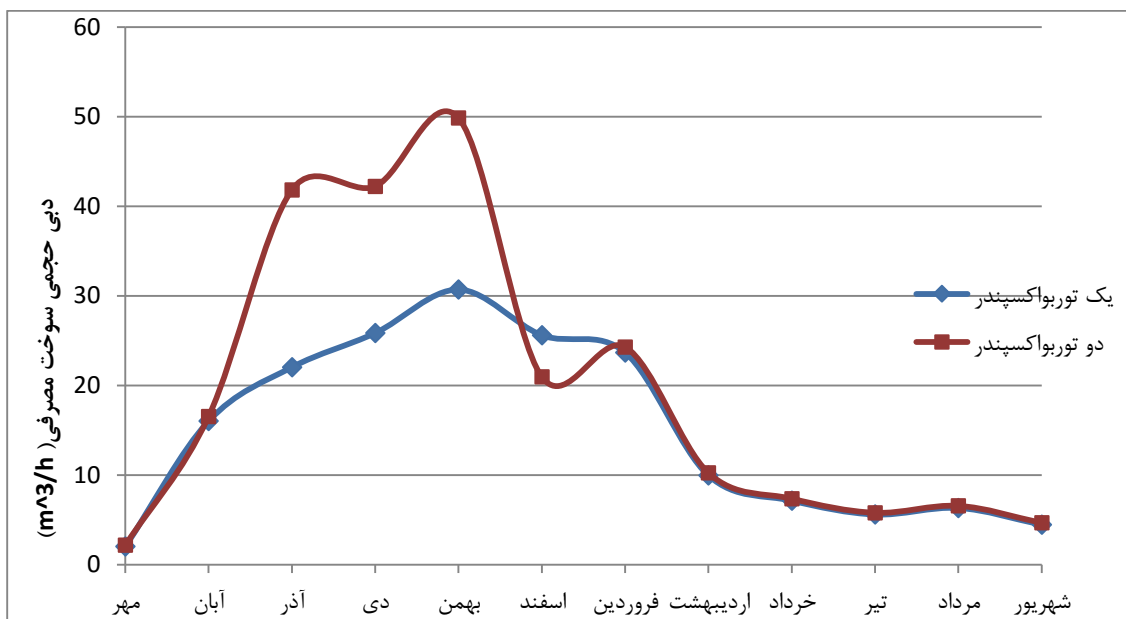
۵-۶ ایستگاه CGS گرمسار

جریان گاز عبوری از ایستگاه CGS گرمسار نسبت به سایر ایستگاه‌های مورد مطالعه کمتر است و به همین دلیل سناریوها و طرح‌های مربوط به این ایستگاه تنها محدود به دو سناریو می‌شود، که هردوی آن مربوط به استفاده از توربین انبساطی بدون سیستم CHP می‌باشد که یکی دارای یک توربین انبساطی و دیگری دو توربین انبساطی است. نیاز حرارتی برای سناریوهای موجود چنان کم است که دیگر استفاده از سیستم CHP و توربین گاز امکان پذیر نمی‌باشد. در جدول زیر نوع و سائز توربین انبساطی مشخص شده است.

جدول ۲۳-۵ سناریو ها مختلف برای ایستگاه CGS گرمسار

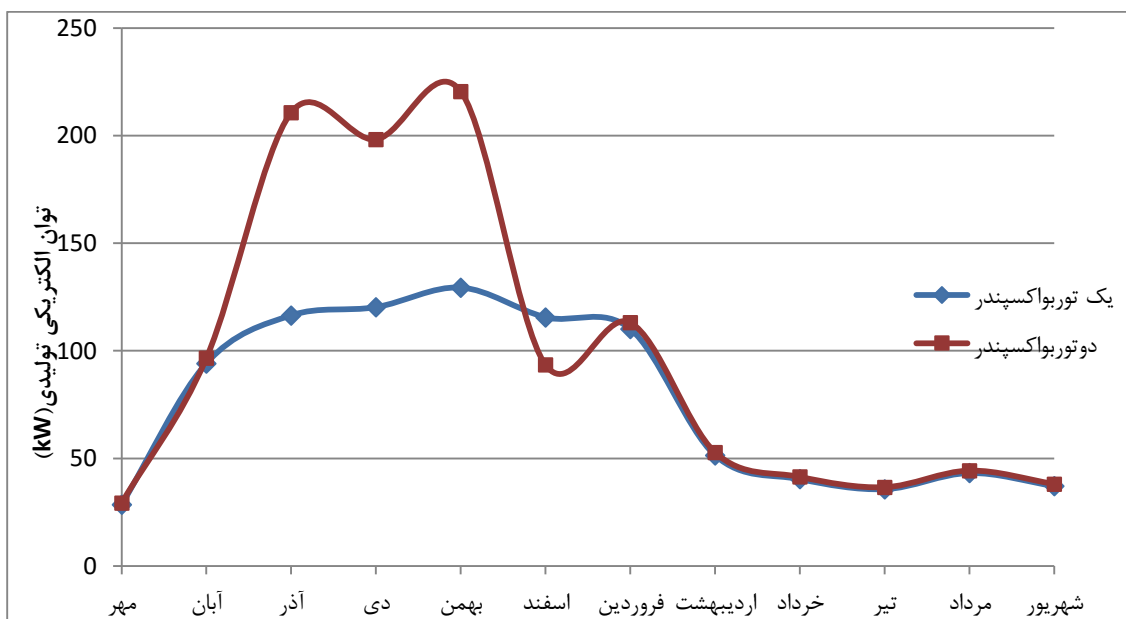
سناریو	مبنای طراحی	توان توربین	دبی طراحی
یک توربوآکسپندر	37%	130	5000
دو توربوآکسپندر	37%	125	5000

میزان متوسط گاز مصرفی هیت‌ر در دو سناریوی مطرح شده برای یک سال کاری در شکل ۵-۲۰ مشخص شده است. همپوشانی نمودارها حاکی از این است در آن ماه‌ها به علت پائین بودن دبی عبوری از ایستگاه تنها یکی از توربین‌های انبساطی در مدار می‌باشد. زیرا زمانی که دبی عبوری از توربین انبساطی کمتر از دبی مینیمم آن باشد، توربین انبساطی از مدار خارج می‌شود.



شکل ۵-۲۰ دبی حجمی سوخت مصرفی ایستگاه CGS گرمسار برای دو سناریو در سال ۸۸-۸۹

میزان متوسط توان تولید برق در طول یک سال کاری در دو حالت استفاده از یک توربوآکسپندر و دو توربوآکسپندر را می توان در شکل ۵-۲۱ مشاهده کرد.



شکل ۵-۲۱ توان الکتریکی تولید شده در ایستگاه CGS گرمسار در سال ۸۸-۸۹

هزینه‌ها و درآمدهای دو سناریوی ممکن در ایستگاه CGS گرمسار در جدول ۵-۲۴ آورده شده است.

جدول ۵-۲۴ درآمدها و هزینه‌ها برای ایستگاه CGS گرمسار

سناریو	هزینه اولیه (\$)	هزینه تعمیر و نگهداری (\$)	درآمد تولید برق (\$)	هزینه سوخت مصرفی (\$)
یک توربواکسپندر	726357	14527	222386	109763
دو توربواکسپندر	1.51E+06	30223	283410	142569

میزان توان تولید برق در طول سال برای سناریوی یک توربواکسپندر این ایستگاه، که سناریوی انتخابی طرح می‌باشد، که در مجموع ۰,۹۲۲MW می‌باشد.

نتایج آنالیز اقتصادی برای این ایستگاه حاکی از این است که سناریوی استفاده از یک توربواکسپندر برای نرخ بهره ۳ درصد اقتصادی بوده و تا نرخ بهره ۱۲ درصد نیز همچنان NPV مثبت خواهد بود و در سناریوی استفاده از دو توربواکسپندر چنانچه نرخ بهره بیشتر از ۳,۹ شود پروژه دیگر اقتصادی نخواهد بود و NPV منفی می‌شود.

جدول ۵-۲۵ نتایج آنالیز اقتصادی ایستگاه CGS گرمسار

سناریو	SPB	DPB(3%)	NPV(3%)	IRR(%)
یک توربواکسپندر	7.405	8.498	7.33E+05	12.14
دو توربواکسپندر	13.66	17.84	134573	3.94

۷-۵ ایستگاه CGS مهدی شهر و شه میرزاد

برای این ایستگاه چهار سناریو مطالعه و مورد بررسی قرار گرفت که در جدول ۵-۲۶ این سناریو ها و نوع و سائز توربین های مورد استفاده در این ایستگاه آمده است. ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد همانند ایستگاه CGS دامغان بدلیل کم بودن دبی گاز عبوری از آن، دیگر کارکرد توربین گاز در حالت بار ماکزیم سوددهی نداشته و به هیچ وجه اقتصادی نمی‌باشد و همچنین توربین گاز انتخابی، در ماه‌های کمی از سال درمدار است؛ بنابراین نتایج مربوط به دو الگوی کارکرد توربین گاز در شرایط بار ماکزیم و استفاده از سیستم پیش سرمایه‌ش برای خنک کردن هوای ورودی به توربین گاز برای این ایستگاه آورده نشد است.

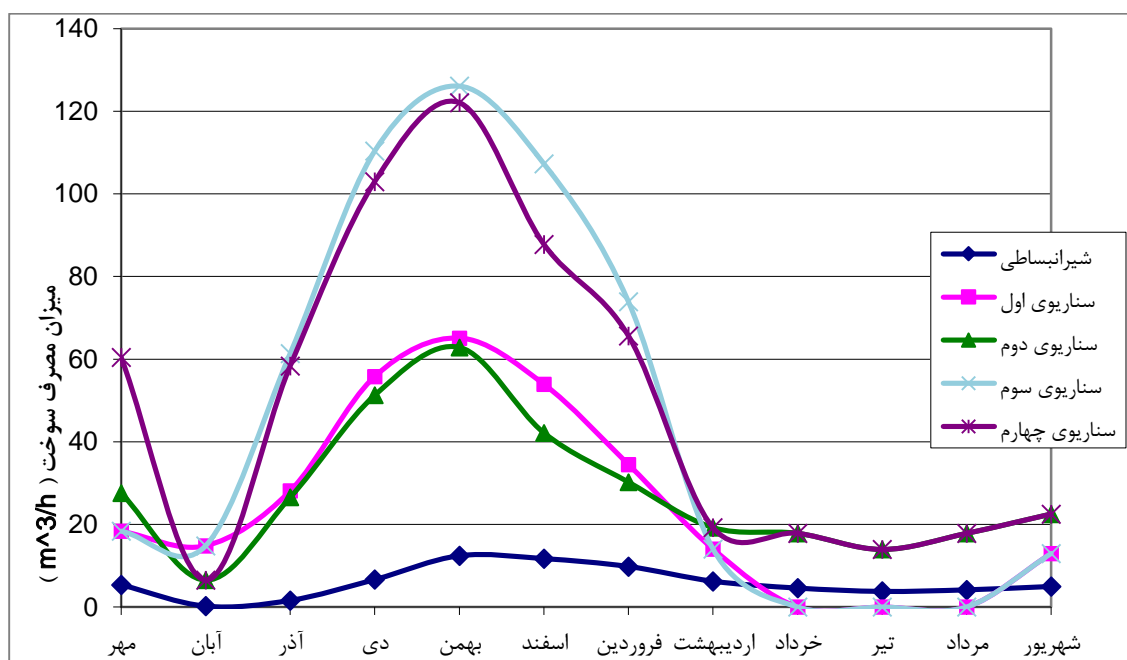
در حالت کاهش فشار بوسیله شیر انبساطی و بدون استفاده از توربین انبساطی مقدار نیاز حرارتی به حدی کم است که حتی بکارگیری کوچکترین توربین گاز هم از لحاظ فنی ممکن نیست و توربین گاز در شرایط

زیر بار مینیمم ($p_l=25$) قرار می‌گیرد. بنابراین طرح استفاده از سیستم CHP به تنهایی و بدون استفاده از توربین انبساطی عملاً صرفه اقتصادی نخواهد داشت.

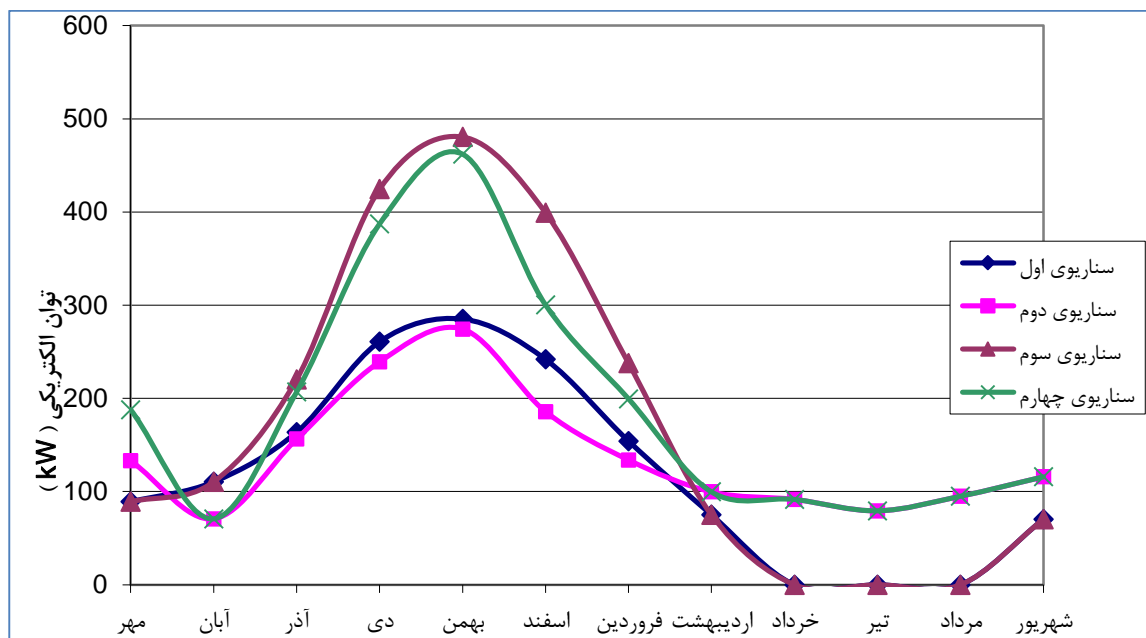
جدول ۵-۲۶ سناریو های مختلف برای ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد

سناریو	تعداد توربوآکسپندر	تعداد توربین	مبنای طراحی	توان توربوآکسپندر (kW)	دبی طراحی (m^3/h)	توان توربین (kW)	نرخ گرمایی توربین (Btu/kWh) گاز
اول	۱	-	۶۶٪	۴۰۰	۱۰۰۰۰	-	-
دوم	۲	-	۳۳٪	۱۶۰	۵۰۰۰	-	-
سوم	۱	۱	۶۶٪	۴۰۰	۱۰۰۰۰	۲۰۰	۲۰۷۴۰
چهارم	۲	۱	۳۳٪	۱۶۰	۵۰۰۰	۲۰۰	۲۰۷۴۰

در شکل ۵-۲۲ میزان مصرف گاز ماهیانه این ایستگاه در طول سال ۸۸-۸۹ برای چهار سناریوی ذکر شده برحسب متر مکعب بر ساعت نشان داده شده است و در شکل ۵-۲۳ میزان توان تولید برق برای چهار سناریوی مورد مطالعه این ایستگاه نشان داده شده است. مشاهده می‌شود حتی برای سناریوی اول توربوآکسپندر در سه ماه گرم سال خاموش می‌باشد



شکل ۵-۲۲ میزان مصرف سوخت برای سناریوهای مختلف در ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد در سال ۸۸-۸۹



شکل ۵-۲۳ میزان توان تولید برق برای سناریوهای مختلف در ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد در سال ۸۹-۸۸

درآمدها و هزینه‌های مرتبط با سناریوهای مطرح شده در جدول ۵-۲۷ آورده شده است.

جدول ۵-۲۷ درآمد ها و هزینه‌ها برای سناریو های مختلف ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد

سناریو	هزینه سوخت مصرفی (\$)	درآمد حاصل از فروش برق (\$)	هزینه تعمیر ونگهداری (\$)	هزینه سرمایه‌گذاری اولیه (\$)
اول	189570	349740	23153	1158000
دوم	207568	404010	31083	1554000
سوم	338375	5.08E+05	29827	1.51E+06
چهارم	353208	5.54E+05	37757	1.91E+06

میزان توان تولید برق در طول سال برای سناریوی سوم این ایستگاه، که سناریوی انتخابی طرح می‌باشد، مقدار $1,450\text{ MW}$ برای توربوآکسپندر و $0,656\text{ MW}$ برای توربین گاز می‌باشد که در مجموع $2,107\text{ MW}$ می‌باشد.

و در جدول ۵-۲۸ نتایج آنالیز اقتصادی آورده شده است. میتوان مشاهده کرد که سناریوی اول برای حالت استفاده از توربین انبساطی بدون توربین گاز و سناریوی سوم برای حالت استفاده همزمان از توربین انبساطی و توربین گاز اقتصادی تر هستند. با توجه به جدول ۵-۱ مقدار ۴۳۸۱۹ دلار به عنوان صرفه جویی این ایستگاه، در روابط مربوط به تحلیل اقتصادی در نظر گرفته شده است.

جدول ۵-۲۸ نتایج آنالیز اقتصادی سناریو های مختلف ایستگاه CGS مهدیشهر-شهمیرزاد

IRR(%)	NPV(3%)	DPB(3%)	SPB	سناریو
14.60	1.53E+06	7.215	6.402	اول
12.08	1.56E+06	8.532	7.43	دوم
10.48	1.22E+06	9.606	8.239	سوم
8.83	1.17E+06	10.98	9.242	چهارم

کارکرد توربین گاز در حالت بار ماکزیمم به هیچ وجه صرفه اقتصادی ندارد به همین دلیل نتایج آورده نشده است.

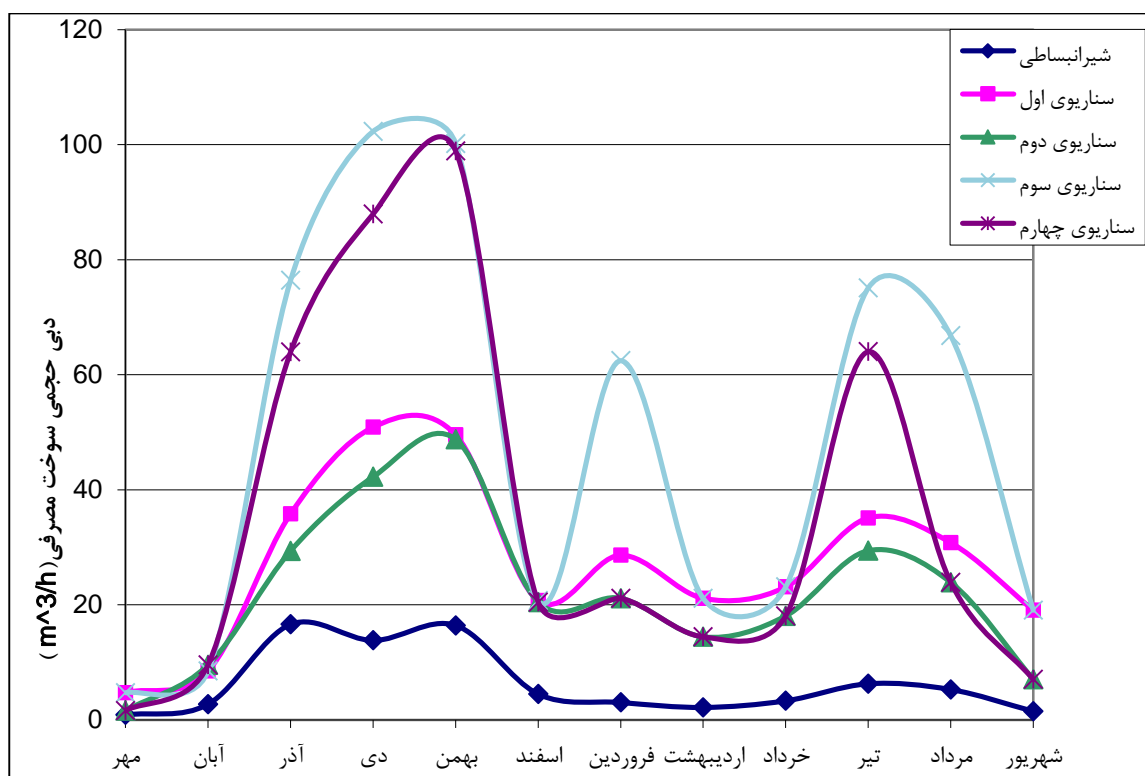
۵-۸ ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان

برای این ایستگاه چهار سناریو مطالعه و مورد بررسی قرار گرفت که در جدول ۵-۲۹ این سناریو ها و نوع و سایز توربین های مورد استفاده در این ایستگاه آمده است. در حالت کاهش فشار بوسیله شیر انبساطی و بدون استفاده از توربین انبساطی مقدار نیاز حرارتی به حدی کم است که حتی بکارگیری کوچکترین توربین گاز هم از لحاظ فنی ممکن نیست و توربین گاز در شرایط زیر بار مینیمم ($p=25$) قرار می گیرد. بنابراین طرح استفاده از سیستم CHP به تنهایی و بدون استفاده از توربین انبساطی عملاً صرفه اقتصادی نخواهد داشت.

جدول ۲۹-۵ سناریو های مختلف برای ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان

سناریو	تعداد توربوواکسپندر	تعداد مبنای طراحی توربین گاز	توان توربوواکسپندر (kW)	دبی طراحی (m ³ /h)	توان توربین گاز (kW)	نرخ گرمایی توربین گاز (Btu/kWh)
اول	۱	-	۵۳٪	۲۶۰	۱۰۰۰۰	-
دوم	۲	-	۲۶٪	۱۰۶	۵۰۰۰	-
سوم	۱	۱	۵۳٪	۲۶۰	۱۰۰۰۰	۲۰۷۴۰
چهارم	۲	۱	۲۶٪	۱۰۶	۵۰۰۰	۲۰۷۴۰

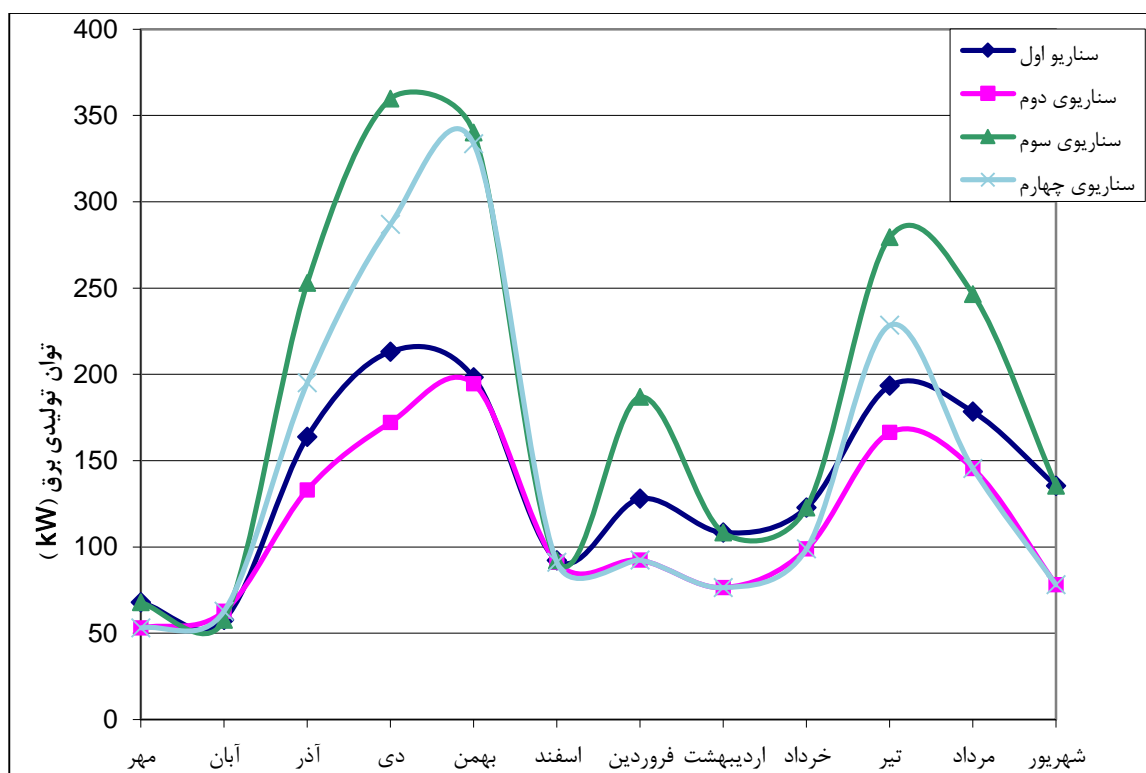
در شکل ۲۴-۵ میزان مصرف گاز ماهیانه این ایستگاه در طول سال ۸۸-۸۹ برای چهار سناریوی ذکر شده برحسب متر مکعب بر ساعت نشان داده شده است. برای سناریوی سوم و چهارم، مجموع مصرف گاز هیتر و توربین گاز در شکل نشان داده شده است.



شکل ۲۴-۵ میزان سوخت مصرفی برای سناریوهای مختلف ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان

در شکل ۵-۲۵ میزان توان تولید برق برای چهار سناریوی مورد مطالعه این ایستگاه نشان داده شده است.

توان تولیدی در سناریوی سوم و چهارم مجموع توان تولیدی توربین انبساطی و توربین گاز می‌باشد. و همچنین در ماههایی که نمودار این سناریوها با نمودار سناریوهای اول و دوم همپوشانی داشته حکایت از این دارد که توربین گاز در آن ماهها خاموش است و نیاز حرارتی ایستگاه بوسیله هیتر تأمین می‌شود. به عنوان مثال برای سناریوی سوم در ماههای مهر، آبان، اسفند، اردیبهشت، خرداد و شهریور توربین گاز خاموش می‌باشد.



شکل ۵-۲۵ میزان تولید توان الکتریکی برای سناریوهای مختلف ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان

درآمدها و هزینه‌های مرتبط با سناریوهای مطرح شده در جدول ۵-۳۰ آورده شده است.

جدول ۵-۳۰ درآمد ها و هزینه‌ها برای سناریو های مختلف ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان

سناریو	هزینه سوخت مصرفی (\$)	درآمد حاصل از فروش برق (\$)	هزینه تعمیر ونگهداری (\$)	هزینه سرمایه‌گذاری اولیه (\$)
اول	201191	399910	19196	959820
دوم	163173	328756	25986	1299000
سوم	355950	5.42E+05	25870	1.32E+06
چهارم	264351	4.20E+05	32660	1.66E+06

میزان توان تولید برق در طول سال برای سناریوی سوم این ایستگاه، که سناریوی انتخابی طرح می‌باشد، مقدار ۱,۶۵۸MW برای توربو اکسپندر و ۰,۵۹MW برای توربین گاز می‌باشد که در مجموع ۲,۲۴۹MW می‌باشد.

و در جدول ۵-۳۱ نتایج آنالیز اقتصادی آورده شده است. میتوان مشاهده کرد که سناریوی اول برای حالت استفاده از توربین انبساطی بدون توربین گاز و سناریوی سوم برای حالت استفاده همزمان از توربین انبساطی و توربین گاز اقتصادی تر هستند. مقدار صرفه جویی برای این ایستگاه با توجه به جدول ۵-۱ مقدار ۴۶۹۴۰ دلار می‌باشد.

جدول ۵-۳۱ نتایج آنالیز اقتصادی سناریو های مختلف ایستگاه CGS شهرک صنعتی سمنان

سناریو	SPB	DPB(3%)	NPV(3%)	IRR(%)
اول	4.233	4.601	2.41E+06	23.23
دوم	6.965	7.93	1.48E+06	13.14
سوم	6.341	7.139	1.77E+06	14.77
چهارم	9.741	11.69	872787	8.11

کارکرد توربین گاز در حالت بار ماکزیمم بررسی شد و با نتایج بدست آمده مشخص شد که این حالت به هیچ وجه صرفه اقتصادی ندارد.

۶- فصل ششم

نتیجه گیری و

ارائه پیشنهادات

۶-۱ جمع بندی و نتیجه گیری

در این پروژه به بررسی فنی و اقتصادی استفاده از سیستم های تولید همزمان در ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی و استفاد از سیستم های تولید انرژی در این ایستگاهها پرداخته شد. دز سیستم های تولید همزمان مبنا استفاده از یک منبع انرژی و بهره گیری دو یا چند گانه از آن می باشد، در این پروژه محرک اولیه سیستم تولید همزمان، توربین گاز است و علاوه بر تولید توان، می توان از حرارت خروجی از آن برای تأمین گرمای مورد نیاز برای پیش گرمایش گاز استفاده نمود چراکه در ایستگاههای تقلیل فشار برای جلوگیری از هیدراته شدن گاز، گاز را در هیترهایی پیش گرم می کنند.

در ایستگاههای تقلیل فشار، پروسه کاهش فشار توسط شیر انبساطی و طی یک فرآیند آنتالپی ثابت انجام می شود. با استفاده از توربین انبساطی می توان از پتانسیل بالای گاز برای تولید انرژی الکتریکی و برق استفاده کرد. در صورت استفاده از توربوکسپندر نیاز حرارتی ایستگاه برای پیش گرمایش گاز بیشتر می شود و هیتر بایستی سوخت بیشتری مصرف کند، بنابراین استفاده از توربین گاز و سیستم تولید همزمان توجیه پذیرتر و اقتصادی تر می شود.

در این تحقیق این طرح ها، یعنی استفاده از توربین گاز به صورت مجزا و استفاده از آن به همراه توربوکسپندر برای ۶ ایستگاه استان سمنان، از دونقطه نظر فنی و اقتصادی به صورت مفصل بررسی شد. شبیه سازی با استفاده نرم افزار معرفی شده و روابط ارائه شده برای طرح ها و سناریوهای مختلف انجام شد. در ابتدا مقدار مصرف سوخت برای ایستگاهها با توجه اطلاعات کارکردی آنها برآورد شد، پارامتر دمایی خروجی ثبت شده برای ایستگاهها در میزان مصرف سوخت بسیار تعیین کننده است. در مرحله دوم سیستم استفاده از توربوکسپندر برای بدترین شرایط کارکردی ایستگاه CGS بررسی و طراحی شد، این شرایط شامل بیشترین دبی، بیشترین فشار و کمترین دما برای ایستگاه است. در مرحله سوم توربوکسپندر انتخابی را در شرایط کارکرد واقعی ایستگاه قرار داده شد و میزان توان تولیدی را برای کل سال بدست آمد. در مرحله بعدی توربوکسپندر های مختلف در این شرایط قرار داده شد تا سبب بهینه توربوکسپندر بدست آید براین اساس که بیشترین توان تولیدی متوسط سالانه را داشته باشد.

برای طراحی توربین گاز و انتخاب آن، نیاز حرارتی چه در حالت شیر انبساطی و چه در حالت استفاده از توربوکسپندر الویت اصلی طراحی بوده است. در مرحله بعدی توربین های کمپانی مختلف برای شرایط

کارکرد ایستگاه CGS امتحان می‌شود تا توربینی که در طول سال بیشترین مقدار و بیشترین کارکرد را داشته باشد شناسایی و گزینش شود.

توربین گاز انتخابی برای ایستگاه با توجه به نیاز گرمایی انتخاب شده و به همین علت با کم شدن نیاز گرمایی، بار توربین گاز نیز کم می‌شود و همین علت باعث کاهش راندمان توربین می‌شود. در این پژوهش بعد از انتخاب توربین گاز براساس نیاز گرمایی، آن را در معرض شرایط بار ماکزیمم در طول سال قرار دادیم تا مقایسه ای بین این دو حالت داشته باشیم.

فرآیند کاهش فشار، به همراه کاهش دما است از این کاهش دما و سرمایش ایجاد شده می‌توان استفاده نمود. در این پژوهش پیشنهاد شده است که از این سرمایش و تبرید، برای خنک کردن هوای ورودی به توربین گاز می‌توان استفاده نمود و تاثیر آن بر راندمان توربین گاز بررسی شد. با کاهش دمای هوای ورودی به توربین گاز راندمان و کار خروجی توربین گاز افزایش پیدا می‌کند.

با توجه به نتایج اقتصادی بدست آمده، در بین ۶ ایستگاه بررسی شده، ایستگاه CGS شاهرود با توجه به دبی قابل ملاحظه آن، بهترین مکان برای پیاده سازی طرح های مذکور می‌باشد. با توجه به این نتایج میزان دبی گاز عبوری مهمترین عامل در استفاده از سیستم تولید همزمان می‌باشد. ایستگاه CGS گرمسار که کمترین دبی در بین این ایستگاه‌ها را دارد برای بکارگیری سیستم تولید همزمان به هیچ وجه مناسب نیست و صرفه اقتصادی ندارد ولی بکارگیری توربوآکسپندر برای این ایستگاه با نرخ بهره‌های پائین مرقون به صرفه می‌باشد. در مجموع برای تمامی این ۶ ایستگاه و با توجه به سناریو انتخابی که شامل استفاده از توربین گاز هم باشد، مقدار $29,666 \text{ MW}$ می‌توان برق وانرژی الکتریکی تولید نمود که با توجه به قیمت $0,067$ دلار به ازای هر کیلووات ساعت مقدار $17,4$ میلیون دلار می‌توان برق به شبکه سراسری فروخت.

۲-۶ ارائه پیشنهادات

- استفاده از سایر روش های بهینه سازی برای انتخاب و سایزینگ سیستم تولید همزمان و توربوآکسپندر مناسب در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی
- بررسی دقیق تر و جزئی تر تجهیزات، مانند در نظر گرفتن انتقال حرارت در لوله‌های انتقال، افت فشار در تجهیزات، تعیین خواص گاز و دیگر پارامترها

- استفاده از اطلاعات کارکردی روزانه و ساعتی ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی به منظور تحلیل دقیق تر و جزئی تر
- بررسی دیگر ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی کشور، به منظور استفاده از توربین گاز و سیستم تولید همزمان در آنها
- بررسی استفاده از دیگر سیستم های تولید همزمان مانند میکروتوربین ها ، توربین بخار،... در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی

- [1]. سایت مدیریت پژوهش و فناوری شرکت ملی گاز ایران. <http://www.research.nigc.ir>
- [2]. **Amini, F, Ghahramani, N and Kaveh, N.** "Iran and World Energy Facts and Figures". tehran : Deputy for Power & Energy Affairs - Power & Energy Planning Department, 2008.
- [3]. مبانی طراحی ایستگاه‌های تقلیل فشار و اندازه‌گیری گاز، شرکت ملی گاز ایران، ۱۳۸۴
- [4]. **Energy Nexus Group.** "Technology Characterization: Steam Turbines". "Catalog of CHP Technologies". Washington, DC : Environmental Protection Agency, 2002.
- [5]. **Goldstein, Larry.** "Gas-Fired Distributed energy resource technology characterizations". s.l. : NREL (National Renewable Energy Laboratory), 2002. Vol. AS73.
- [6]. **Energy and Environmental Analysis.** "Technology Characterization: Gas Turbines". Washington, DC : Environmental Protection Agency, 2008.
- [7]. **Energy Nexus Group.** "Technology Characterization: Reciprocating Engines". "Catalog of CHP Technologies". Washington, DC : Environmental Protection Agency, 2002.
- [8]. **Energy Nexus Group.** "Technology Characterization: Microturbines". "Catalog of CHP Technologies". Washington, DC : Environmental Protection Agency, 2002.
- [9]. **Energy Nexus Group.** "Technology Characterization: Fuel Cells". "Catalog of CHP Technologies". Washington, DC : Environmental Protection Agency, 2002.
- [10]. **Hedman B.A,**(2008), " Waste energy recovery opportunities for interstate natural gas pipeline", Energy and Environmental Analysis Inc., ICF International Company, pp.20-24
- [11]. "Use of expansion turbine in natural gas pressure reduction stations". **Pozivil, Jaroslav.** s.l. : J. Acta Montanistica Slovaca, 2004, Vol. 19. 258-260.
- [12]. "Energy Regeneration in natural gas pressure reduction stations by use of gas turbo-expander". **Khalili, E.** Tehran, Iran : Second Iranian Pipe & Pipeline Conference, Razi International Conference Center, 2009.
- [13]. "امکان سنجی فنی و اقتصادی نصب توربین انبساطی در نیروگاه‌های حرارتی (مطالعه موردی نیروگاه شازند اراک)". عطایی، آ، و همکاران. ایران : بیست و دومین کنفرانس بین المللی برق، ۲۰۰۷.

[14]. "بازیافت انرژی به وسیله توربین انبساطی در نیروگاه بیستون کرمانشاه". صادقی, ح, بهافرید, ف و موسوی آرا, م. ایران : ششمین همایش ملی انرژی, ۱۳۸۶.

[15]. "Selecting the prime movers and nominal powers in combined heat and power systems". **Sanaye, Sepehr, Meybodi, Mehdi Aghaei and Shokrollahi, Shahabeddin.** s.l. : Applied Thermal Engineering , 2008, Vol. 28. 1177-1188.

[16]. "Design of a combined heating, cooling and power system: sizing, operation strategy selection and parametric analysis". **Kavvadias, K C, Tosios, A.P and Maroulis, Z.B.** s.l. : J. Energy Conversion and Management, 2010, Vol. 51. 833-845.

[17]. "An investigation of the performance of a hybrid turboexpander-fuel cell system for power recovery at natural gas pressure reduction stations". **Howard, Clifford, Oosthuizen, Patrick and Peppley, Brant.** s.l. : Applied Thermal Engineering, 2011, Vol. 31. 2165-2170.

[18]. "Feasibility of employing solar energy in natural gas pressure drop stations". **Farzaneh-Gord, M, Arabkoohsar, A and Rezaei, M.** s.l. : Energy Institute, 2011, Vol. 84. 165-173.

[19]. "A Feasibility Study of Employing an Internal Combustion Engine and a Turbo-expander in a CGS". **Eftekhari, H, et al., et al.** s.l. : International Journal of Chemical and Environmental Engineering, 2011, Vol. 2. 5.

[20]. "Modeling and optimizing a CHP system for natural gas pressure reduction plant". **Sanaye, Sepehr and Mohammadi Nasab, Amir.** s.l. : Energy, 2012, Vol. 40. 358-369.

[21]. Cengel Y.A, Boles M.A, "Thermodynamics an Engineerin Approach" ,(fifth edition)

[22]. **Howard C.R,**(2009), Master of Applied Science thesis, "Hybrid TurboExpander and Fuel Cell System For Power Recovery at Natural Gas Pressure Reduction Stations", Queens's University.

[23]. "Examination of energy price policies in Iran for optimal configuration of CHP and CCHP systems based on particle swarm optimization algorithm". **Tichi, S G, Ardehali, M M and Nazari, M E.** s.l. : Energy Policy, 2010, Vol. 38. 6240-6250.

[24]Nye Thermodynamics Corporation, www.gas-turbine.com

[25]. "Thermodynamic performance analysis of gas-turbine power-plant". **Rahman, M M, Ibrahim, T K and Abdalla, A N.** s.l. : International Journal of the Physical Sciences, 2011, Vol. 6(14). 1992 - 1950.

[26]. **Shah, Ramesh K and Sekulic, Dusan P.** "Fundamentals of Heat Exchanger Design". s.l. : John Wiley& Sons , Inc, 2003.

[27]. **Brooks, F J.** "GE Gas Turbine Performance Characteristics". NY : GE Power Systems. GER-3567H.

[28]. **International, Forecast.** "The Market for Gas Turbine Electrical Power Generation". s.l. : Industrial & Marine Turbine Forecast - Gas & Steam Turbines, 2011. F646.

[29]. **Weber, Patrick Thomas.** "Modeling Gas Turbine Engine Performance at Part-Load". Palo Alto, California : Electric Power Research Institute, 2011.

[30]. **Peters, M.S and Timmerhaus, K.L.** "Plant design and economics for chemical engineers". s.l. : McGraw-Hill Publishing, 1991. 137-215.

[31]. **company, Atlas-Copco.** "Atlas-copco gas and process solutions, driving expander technology". s.l. : www.atlascopco.com, 2009.

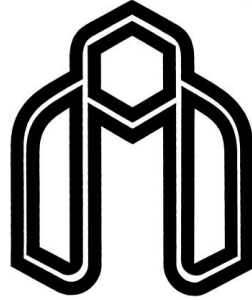
[32]. فرزانه گرد م، خطیب م، شاهمردان م، همکاران، (۲۰۱۲)، "طراحی سیستم های بازیافت انرژی در ایستگاه های تقلیل فشار با استفاده از توربوآکسپندر و سیستم CHP با محرک اولیه موتور احتراق داخلی" بیستمین همایش سالانه بین المللی مهندسی مکانیک ایران، ۲۵۶۵، شیراز

[33]. "Cost Analysis for Pollution Prevention", s.l. : Ecology Information Document, 2002, 95-400

[34]. اطلاعات ثبت شده در ایستگاه تقلیل فشار، شرکت گاز استان سمنان.

[35]. سازمان هواشناسی کشور، اداره کل هواشناسی استان سمنان، www.semnanmet.ir

Abstract from Supplementary Curriculum Dissetation		
Student Name: Mohammad	Student Surname: Saberi	
Supervisors: Dr. Mahmoud Farzaneh-Gord		
Advisor: Dr. Ali Jabbari Moghaddam		
Branch: Mechanical Eng.	Tendency:Energy Conversion	Grad: Msc
Dissertation Title: Feasibility study of using gas turbines in natural gas pressure drop station		
Advocating Date: February 2013		
Keywords: Combined Heat and Power, Gas turbine, Turbo-Expander, City Gate station		
<p>Abstract:</p> <p>In this project, the utilization of combined heat and power systems and turbo-expanders in city gate stations is investigated technically and economically. Usually, high pressure natural gas loses its pressure in city gate stations by using expansion valves, to achieve to an appropriate and reliable pressure for consumption. But, in this expansion method, a considerable amount of pressure exergy of natural gas stream is ignored. Turboexpander is a reliable technology to convert this exergy to a useful form of energy such as mechanical or electrical energy. Because of increasing in heat requirements of station by using this system, it has been suggested to utilize a CHP system to meet the requirements of the station and to generate electricity as a peripheral product.</p> <p>Three different options with some different scenarios are introduced to utilize in CGS. A new algorithm is utilized to simulate and modeling of this options and scenarios. These options are utilization of just an expander in CGS, to utilize just a CHP system in CGS and the last case is to utilize both of them in typical city gate stations.</p> <p>Some city gate stations are investigated as case studies. These stations are some of Semnan province city gate stations.</p> <p>With regard to the discharge and the other parameters of the pressure reduction gas station , 6 stations in the Semnan province, was chosen for this study, that among these stations, Shahrood pressure reduction station with having the greatest discharge of the gas station, is the most suitable for this research and from the economic point of view is quite suitable for carrying proposed designs</p> <p>In total for all the 6 selected CGS stations and scenarios involving the use of gas turbines is also the amount of 29.66 MW electrical power can be produce which according to the selling price of electricity to the grid, the value of 17.4 million dollars electrical power can be sold to the national grid .</p>		



Shahrood University of Technology
Faculty of Mechanical Engineering

Feasibility study of using gas turbines in natural gas pressure drop station

Thesis

Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of
Master of Science (M.Sc)

Mohammad Saberi

Supervisors

Dr. Mahmoud Farzaneh-Gord

Dr. Ali Jabbari-Moghaddam

Date: February 2013
