

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



مؤسسه آموزش عالی انرژی
دانشکده فنی و مهندسی
پایان نامه دوره کارشناسی ارشد

مهندسی سیستم های انرژی – سیستم انرژی

عنوان:

**افزایش راندمان توربین های گازی مولد برق در
پالایشگاه امام خمینی شازند از طریق بازیافت بخار آب
کم فشار مازاد در فصل گرم با مصرف در چیلر جذبی**

استاد راهنما:

دکتر مجتبی میرزایی

استاد مشاور:

دکتر رضا علایی

پژوهشگر:

مسعود نصیریانی

پائیز ۱۳۹۶

تقدیر و تشکر:

به مصداق «من لم یشکر المخلوق لم یشکر الخالق» بسی شایسته است از استاد فرهیخته و فرزانه جناب آقای دکتر مجتبی میرزایی که با کرامتی چون خورشید، سرزمین دل را روشنی بخشیدند و گلشن سرای علم و دانش را با راهنمایی های کار ساز و سازنده بارور ساختند ؛ تقدیر و تشکر نمایم. همچنین از جناب آقای دکتر رضا علایی که به عنوان مشاور در کنار من بودند نیز تشکر می نمایم.

و در پایان از استادان محترمی که در طول دوران تحصیل، جهت آموزش و ارتقای علمی بنده، زحمت کشیده اند سپاسگزارم

تقدیم به

همسر مهربانم

که همواره در طول تحصیل متحمل زحماتم بود و تکیه گاه من در مواجهه با مشکلات،
و وجودش مایه دلگرمی من می باشد و تمام زحمات تایپ را برعهده داشته و راهنمایم در
رعایت اصول پایان نامه نویسی بود.

چکیده

توربین های گاز در صنعت استفاده روزافزونی دارند و افزایش راندمان آنها از اهمیت ویژه ای برخوردار است. بازدهی میزان هزینه سرمایه گذاری و تعمیراتی کم و وزن کم امکان کاربرد سوخت دوگانه از جمله محاسن توربینهای گازی در مقایسه با سایر مولد های برق است از آنجا که در طرح توسعه شرکت پالایش نفت امام خمینی شازند به منظور تامین انرژی الکتریکی طرح از سه دستگاه توربین گازی زیمنس STG-700 سه دستگاه بویلر بازیاب در انتهای توربین نصب شده است تا خط مشی اصلی طرح که یکی از بندهای آن کاهش مصرف انرژی در حداقل است تحقق یابد. لذا افزایش راندمان و به پیامد آن کاهش مصرف سوختهای فسیلی و انرژی SAVING در توربینهای گازی در اولویت بوده است. نظر به اینکه این شرکت در دشت شازند تاسیس شده است و منطقه از آب و هوای کوهستانی و خشک برخوردار است که تابستان گرم و زمستان سرد را می گذراند، لذا گرمی هوا در تابستان در تاسیسات به ۴۳ درجه سانتیگراد نیز می رسد این افزایش دما با کاهش راندمان توربین های گازی روبرو خواهد بود.

نظر به آن که مصرف کننده های بخار فشار پایین LP را سیستم های گرمایشی تشکیل داده اند که در فصل تابستان از سرویس خارج می شوند لذا مازاد تولید ۱۰ تن در ساعت بخار فشار ۴,۵ بار و دمای ۲۴۰ درجه سانتیگراد مشهود است، که به منظور حفظ شبکه آن باید از شبکه خارج تا سبب افزایش فشار در خروجی توربین ها و کاهش دور آنها و افت کارکرد آنها نگردد و تنها راهکار موجود تخلیه به اتمسفر است این عمل تخلیه با اتلاف ذخایر آب و سوخت های فسیلی همراه خواهد بود.

که چنان چه از چیلرهای جذبی تک اثره که منبع UTILITY مصرفی آن بخار با فشار ۱,۵ بار و دمای ۱۵۰ درجه سانتیگراد و آب کولینگ با دمای ۳۰ درجه سانتی گراد می باشد تحت عنوان سیستم خنک کاری هوای ورودی به توربین های گازی استفاده شود همزمان با خنک کاری هوای ورودی به توربین و افزایش راندمان آن ها این تناژ بخار مصرف و کاندنس حاصل از آن به شبکه بازگردانده و همزمان با استفاده از انرژی گرمایشی آن از اتلاف ذخایر سوخت های فسیلی پرهیز می شود. نظر به آن که چیلر مذکور نیاز به آب خنک کننده جهت خنک کاری فرایند خود دارد و چنانچه بخواهیم از برج خنک کننده بازاستفاده شود نیاز به مصرف آب دارد که اتلاف منابع آب دربرخواهد داشت، به جهت جلوگیری از این اتلاف چاره اندیشی و از آب تغذیه مصرفی در دیگ های بخار شرکت که بخشی از آن معادل ۵۰۰ متر مکعب در ساعت آب DM که کمتر از دمای محیط است (منبع تامین چاه های شرکت و سد کمال صالح) استفاده که این کار علاوه بر پیش گرم کردن آب و کاهش مصرف بخار را ظروف هوازدا (Dearators) به منظور پیش گرم کردن ازدبی بخار تزریقی به ظرف هوازدا کاسته می شود.

این پیش گرم کردن افزایش دمای معادل ۵ درجه سانتیگراد را در بر خواهد داشت. جهت اثبات ادعاهای مطرح شده در این پروپوزال با استفاده از نرم افزار Thermoflow در گزینه GT PRO که یک نرم افزار طراحی نیروگاه می باشد مورد پردازش و مستندات لازم اخذ شد.

کلمات کلیدی: چیلر جذبی، توربین گازی، پالایشگاه امام خمینی شازند، نرم افزار thearmflow

_Toc496726798

فصل اول: کلیات.....	۱
۱-۱ مقدمه.....	۲
۲-۱ بیان مساله.....	۴
۳-۱ اهداف و ضرورت تحقیق.....	۷
۴-۱ روش شناسی تحقیق.....	۸
فصل دوم: مبانی نظری تحقیق.....	۱۰
۱-۲ مبانی نظری توربین های گازی و قوانین حاکم بر عملکرد آن ها.....	۱۱
۲-۲ روشهای متداول سردسازی هوای ورودی به کمپرسور.....	۱۲
۱-۲-۲ سیستم ایرواشر Air Washer.....	۱۳
۲-۲-۲ سیستم Media.....	۱۵
۳-۲-۲ سیستم فشار قوی فاگ - Fog.....	۱۶
۳-۲ سیستم های خنک کننده برودتی (چیلری).....	۱۹
۱-۳-۲ چیلرهای تراکمی.....	۲۰
۲-۳-۲ چیلرهای جذبی (Absorption).....	۲۳
۴-۲ سیستم های ذخیره سازی سرما.....	۲۵
۵-۲ استفاده از سیکل تبرید جذبی برای سرمایش هوای ورودی به کمپرسور.....	۲۷
۶-۲ محاسبات فنی سیستم چیلر جذبی مورد استفاده در پالایشگاه امام خمینی.....	۲۸
۱-۶-۲ محاسبه راندمان کلی سیکل.....	۲۹
۱-۶-۲-۱ چرخه گازی برایتون.....	۳۰
۷-۲ نحوه کارکرد چیلرهای جذبی.....	۳۵
۸-۲ پیشینه تحقیق.....	۳۸
فصل سوم: نتایج و یافته ها ی حاصل از محاسبات و پردازش نرم افزار.....	۴۱
۱-۳ تبیین و تشریح مساله.....	۴۲
۲-۳ بررسی راهکار.....	۴۴
۳-۳ محاسبات مربوط به پارامترهای انرژی مصرفی (بخار و آب کولینگ) چیلر جذبی متناسب با نیاز پروژه.....	۴۴
۱-۳-۳ شرح قسمت های مختلف چیلرهای جذبی و محاسبات مربوط به آنها.....	۴۴
۲-۳-۳ نمودار تعادل.....	۴۶
3-4 پردازش پروژه با استفاده از نرم افزار thermoflow.....	۵۲
۱-۴-۳ طراحی جدید (New design).....	۵۲

۳-۴-۲	توان خروجی واحد (Approximate plant out put)	۵۲
۳-۴-۳	آرایش کلی نیروگاه (General plant configuration)	۵۲
۳-۴-۴	فراخوانی فایل های موجود (Existing file)	۵۳
۳-۴-۵	روش استفاده از نرم افزار (Mode)	۵۳
۳-۴-۶	انتخاب سوخت واحدهای گازی (Primary Gas Turbine Fuel)	۵۳
۳-۴-۷	تعریف سوخت مصرفی نیروگاه	۵۳
۳-۴-۸	تأثیرات حضور سولفور در سوخت بر روی شبیه سازی	۵۴
۳-۴-۹	افزودن واحدهای جانبی (General plant configuration)	۵۴
۳-۴-۱۰	نمای گرافیکی نوع واحد	۵۵
۳-۴-۱۱	روش محاسبه افت فشارها (Methodology)	۵۵
۳-۵-۵	شروع طراحی نیروگاه	۵۶
۳-۵-۱	تعیین سطوح فشار بویلر و توربین بخار	۵۶
۳-۵-۲	تنظیمات سایت نیروگاه (plant criteria)	۵۷
۳-۵-۳	انتخاب نوع سیستم خنک کننده نیروگاه	۵۸
۳-۵-۴	گزینه های محاسباتی	۵۹
۳-۵-۵	روش های طراحی خودکار و تعریف شده توسط کاربر	۵۹
۳-۵-۶	افت های فشار در سیستم انتقال بخار	۶۱
۳-۵-۷	مصارف داخلی و افت های کلی توان در نیروگاه	۶۱
۳-۵-۸	هزینه های ساخت نیروگاه	۶۲
۳-۵-۹	شرایط زمین و آب در نیروگاه	۶۲
۳-۵-۱۰	ساختمان نیروگاه	۶۲
۳-۵-۱۱	ویرایش آرایش سیکل	۶۲
۳-۵-۱۲	انتخاب نوع توربین گاز	۶۳
۳-۵-۱۳	تنظیمات توربین گاز	۶۳
۳-۵-۱۴	تنظیمات اصلی توربین	۶۳
۳-۵-۱۵	سیستم خنک کن هوای توربین گاز	۶۴
۳-۵-۱۶	تغییر منطق کنترل توربین گاز	۶۶
۳-۵-۱۷	گرمایش سوخت و خنک کاری توربین	۶۶
۳-۵-۱۸	برداشت هوا از کمپرسور	۶۷
۳-۵-۱۹	مصارف داخلی و سایر تنظیمات گاز	۶۷

۲۰-۵-۳	مشخصات تجهیز توربین گاز	۶۷
۲۱-۵-۳	تنظیمات فرآیندی توربین بخار و بویلر بازیاب	۶۷
۲۲-۵-۳	داده های فرآیندی بویلر بازیاب	۶۸
۲۳-۵-۳	تنظیمات مدار آب تغذیه بویلر	۶۹
۲۴-۵-۳	تعیین آرایش المان های بویلر	۷۰
۲۵-۵-۳	طراحی سیستم خنک کن نیروگاه	۷۱
۲۶-۵-۳	تنظیمات و طراحی توربین بخار	۷۱
۲۷-۵-۳	تنظیمات آلاینده ها و مسائل زیست محیطی (Environment)	۷۱
۲۸-۵-۳	تنظیمات اختصاصی بخش PEACE	۷۲
۲۹-۵-۳	محاسبات اقتصادی نیروگاه (Economics)	۷۳
۶-۳	انجام محاسبات	۷۳
۱-۶-۳	ایجاد و بررسی سناریو جهت اثبات فرضیه	۷۴
	سناریوی شماره یک	۷۴
	سناریو شماره ۲	۷۵
	سناریو شماره ۳	۷۷
	سناریو شماره ۴	۷۸
	سناریو شماره ۵	۸۰
	سناریو شماره ۶	۸۱
۷-۳	تحلیل داده های خروجی از نرم افزار و ارائه نمودارهای مربوطه	۸۳
	فصل چهارم: نتیجه گیری و پیشنهادات	۸۷
۱-۴	نتیجه گیری	۸۸
	منابع و مآخذ	۹۱

جدول ۱-۱ لیست مسائل و فرصت های موجود در مساله	۶
جدول ۱-۳ داده های مربوط به ماشین جذبی لیتیوم پروماید	۴۷
جدول ۲-۳ تغییرات توان خروجی، گرمای تولیدی در محفظه احتراق، سرمایش مورد نیاز و راندمان توربین بر حسب کاهش دمای هوای ورودی به بخش کمپرسور	۸۲
جدول ۳-۳ چیلرهای مدل 16JH	۸۵

نمودار ۱-۱	اثر دمای محیط بر تغییر توان و دبی جرمی و نرخ حرارتی	۳
نمودار ۱-۲	تراکم در یک روز سرد و گرم	۳۳
نمودار ۱-۳	نمودار تعادل لیتیوم بروماید	۴۶
نمودار ۲-۳	گرمای ویژه محلول لیتیوم بروماید	۴۹
نمودار ۳-۳	گرمای ویژه محلول مایع لیتیوم بروماید	۴۹
نمودار ۴-۳	تاثیر کاهش دمای هوای ورودی بر توان خالص خروجی	۸۳
نمودار ۵-۳	تغییرات راندمان برحسب دمای ورودی به توربین	۸۴
نمودار ۶-۳	تاثیر تغییرات دمای ورودی بر میزان حرارت مصرفی به ازای کیلووات تولیدی در ساعت	۸۴

شکل ۱-۲	نمای شماتیک یک توربین.....	۱۱
شکل ۲-۲	تغییرات عملکرد توربین گاز نسبت به دمای ورودی کمپرسور.....	۱۳
شکل ۳-۲	شماتیک ساده سیستم خنک کننده تبخیری Media به همراه قطره گیرها.....	۱۵
شکل ۴-۲	نازل فاگ در حال اسپری کردن آب.....	۱۷
شکل ۵-۲	شماتیک سیستم فاگ نصب شده بر روی توربین گاز.....	۱۸
شکل ۶-۲	چیدمان یکنواخت نازل های فاگ درون اتاق فیلتر.....	۱۹
شکل ۷-۲	فلودیاگرام سیستم چیلر تراکمی.....	۲۰
شکل ۸-۲	فلودیاگرام چیلر جذبی.....	۲۳
شکل ۹-۲	شماتیک سیستم جذبی به کار رفته برای خنک کردن هوای ورودی توربین گازی.....	۲۴
شکل ۱۰-۲	نمونه تانک های یخ مورد استفاده در سیستم ذخیره سازی سرما.....	۲۶
شکل ۱۱-۲	نحوه بکارگیری چیلر جذبی برای سرمایش هوای ورودی کمپرسور توربین گازی.....	۲۷
شکل ۱۲-۲	چرخه باز توربین گاز.....	۳۰
شکل ۱۳-۲	نمودار P-V و T-S چرخه برایتون.....	۳۱
شکل ۱۴-۲	مراحل انجام فرآیند در چیلر جذبی.....	۳۶
شکل ۱۵-۲	چرخه کارکرد چیلر جذبی تک اثره.....	۳۷
شکل ۱۶-۲	چرخه کارکرد چیلر جذبی تک اثره با تغذیه بخار.....	۳۷
شکل ۱-۳	سیکل جذبی لیتیوم بروماید.....	۴۵
شکل ۲-۳	صفحه آغازین پروژه طراحی سیستم خنک کاری توربین های گازی شرکت پالایش نفت امام خمینی شازند با استفاده از نرم افزار GT-Pro.....	۵۶
شکل ۳-۳	تعیین سطوح فشاری بویلر.....	۵۷
شکل ۴-۳	تنظیمات کلی مشخصات سایت و روشهای خنک کن.....	۵۸
شکل ۵-۳	صفحه انتخاب نوع توربین گاز.....	۶۳
شکل ۶-۳	صفحه تنظیمات چیلر.....	۶۵
شکل ۷-۳	داده های بویلر بازیاب.....	۶۸
شکل ۸-۳	تنظیمات مدار آب تغذیه بویلر.....	۷۰

شکل ۹-۳ تعیین آرایش المان های بویلر	۷۰
شکل ۱۰-۳ بخش داده های زیست محیطی و آلاینده ها	۷۲
شکل ۱۱-۳ پنجره تنظیمات تجهیزات بخش الکتریکی	۷۲
شکل ۱۲-۳ تنظیمات محاسبات اقتصادی و بازگشت سرمایه در پروژه پروژه طراحی سیستم خنک کاری توربین های گازی شرکت پالایش نفت امام خمینی شازند با استفاده از نرم افزار GT-Pro	۷۳
شکل ۱۳-۳ نتایج حاصل از سناریو اول	۷۵
شکل ۱۴-۳ نتایج حاصل از سناریو دوم	۷۶
شکل ۱۵-۳ نتایج حاصل از سناریو سوم	۷۸
شکل ۱۶-۳ نتایج حاصل از سناریو چهارم	۷۹
شکل ۱۷-۳ نتایج حاصل از سناریو پنجم	۸۱
شکل ۱۸-۳ نتایج حاصل از سناریو پنجم	۸۲

فصل اول

کلیات

۱-۱ مقدمه

توربین های گاز در صنعت استفاده روز افزون دارند و افزایش راندمان آنها اهمیت ویژه ای دارد. سرعت در نصب و بازدهی، میزان هزینه سرمایه گذاری و تعمیراتی کم، وزن کم و امکان کاربرد سوخت چند گانه از جمله محاسن توربین های گازی در مقایسه با سایر مولدهای برق (مثلاً واحدهای بخار) می باشد. توربین های گازی امروزی با گاز طبیعی، گازوئیل، نفت، متان، سوخت خام، گازهای با ارزش حرارتی پایین مانند نفت گاز تقطیر شده کار می کنند. در مورد معایب توربین های گازی می توان به پایین بودن راندمان و لزوم تعمیرات اساسی بعد از تعداد ساعات کارکرد کمتر و تغییرات قدرت و راندمان آن بر اثر تغییرات جوی اشاره کرد. همچنین کاهش آلودگی محیط زیست از مهمترین اهداف صنعتی دانشمندان امروزی می باشد و برای پیش بینی عملکرد توربین های گاز در شرایط مختلف و بهینه سازی آنها، روش های مدل سازی اهمیت ویژه ای دارد.

راندمان سیکل گازی به متغیرهای زیر بستگی دارد:

۱-نسبت فشار

۲. بازده توربین

۳. دمای ورودی به توربین

۴. دمای ورودی به کمپرسور

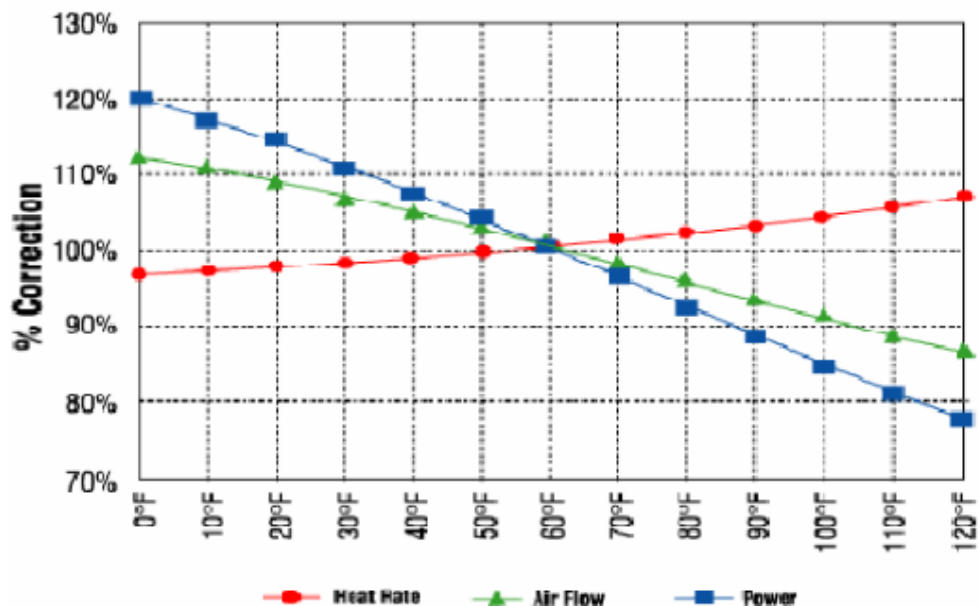
۵. بازده کمپرسور

۶. مصرف ویژه سوخت.

عامل اصلی محدود کننده در مورد اغلب توربین های گاز، درجه حرارت و نسبت فشار می باشد. در این مورد دمای محیط بسیار تعیین کننده و تاثیر گذار است به عنوان مثال به ازای هر درجه سانتی گراد افزایش دمای محیط (در ورودی به کمپرسور) حدود ۰.۵٪ - ۱٪ از قدرت خروجی توربین گاز کاسته می شود.^۱ در نتیجه در ماه های گرم تابستان که دمای محیط افزایش

^۱ - Mustapha Chaker Cyrus B. Meher-Homji, Thomas Mee III "Inlet Fogging of Gas Turbine Engines—Part I: Fog Droplet, Thermodynamics, Heat Transfer, and Practical Considerations"

می یابد، ظرفیت واحد های گازی کاهش می یابد. اثر دمای محیط بر تغییر توان و دبی جرمی و نرخ حرارتی خروجی یک نوع توربین گاز نسبت به شرایط جوی ایزو((iso)) دمای ۶۰ درجه فارنهایت (۱۶ درجه سانتیگراد) و رطوبت نسبی (۶۰ درصد) (در شکل ۱) نشان داده شده است:



نمودار ۱-۱ اثر دمای محیط بر تغییر توان و دبی جرمی و نرخ حرارتی

در نیروگاهها همواره تلاشهای زیادی در راستای افزایش راندمان سیکل کاری توربین های گازی صورت پذیرفته است . یکی از مهم ترین راههای افزایش راندمان توربین های گاز خنک کردن هوای ورودی به کمپرسور می باشد. از اصلی ترین روش های خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور استفاده از چیلر جذبی می باشد. روشهای مختلف به کار گرفته شده جهت کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور بسته به موقعیت جغرافیایی محل نصب و شرایط آب و هوایی منطقه متغیر و استفاده از روش مناسب تابع منابع انرژی در دسترس نیز می باشد.

خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور روشی کارا جهت بهبود عملکرد سیکل توربین گاز میباشد. خنک کاری هوای ورودی در توربینهای گازی عمدتاً به یکی از روشهای زیر و یا ترکیبی از آنها انجام میپذیرد ::

۱-خنک کاری تبریدی

خنک کاری با استفاده از چیلر مکانیکی

خنک کاری با استفاده از چیلر جذبی

خنک کاری به وسیله سیستم ذخیره سرما (آب - یخ)

۲- خنک کاری تبخیری

سیستم فاک

سیستم مدیا^۲

توربین های مد نظر در این پژوهش ۳ دستگاه توربین گاز از نوع زیمنس (STG-700) با ظرفیت توان تولیدی ۸۰ مگا وات در ساعت می باشد که در ارتفاع ۱۹۶۰ متر از سطح دریا در دشت شازند استان مرکزی در شرکت پالایش نفت امام خمینی نصب شده است . منطقه در فصل تابستان از آب و هوای گرم و خشک برخوردار است .با توجه به منابع انرژی قابل دسترس در شرکت که بخار فشار ۴,۵ بار و دمای ۲۴۰ درجه سانتی گراد و آب DM با دمای ۲۰- ۲۵ درجه سانتی گراد به عنوان خنک کننده می باشد لذا روش استفاده از چیلر جذبی می تواند پیشنهادی برای تحقق بخشیدن این موضوع باشد که بررسی و طراحی آن مد نظر این پژوهش می باشد.

۲-۱ بیان مساله

شرکت پالایش نفت امام خمینی (ره) با ظرفیت پالایشی روزانه ۲۵۰ هزار بشکه تفت خام مدرن ترین پالایشگاه نفت کشور و از جمله پالایشگاه های به روز منطقه می باشد به طوری که مطابق مشخصات کیفی محصولات تولیدی این پالایشگاه با استانداردهای اروپا (یورو۴ و یورو ۵) اهمیت آن را دو چندان می نماید.

از سال ۱۳۸۵ طرح ارتقا کیفی محصولات این شرکت با هدف حداکثرسازی تولید بنزین، کاهش نفت کوره و ایجاد ارزش افزوده با تشکیل کنسرسیومی منسجم از ۲ شرکت ایرانی سازه و odcc و شرکت چینی Sei آغاز گردید. از مشخصه های بارز این طرح بالا رفتن حدود ۱۰۰ درصدی ضریب پیچیدگی پالایشگاه بود که نمایانگر افزایش بهره وری و سوددهی طرح است .همچنین راه اندازی اولین واحد RCD و RFCC در کشور با ظرفیت کم نظیر در دنیا ویژگی منحصر به فرد دیگر این طرح می باشد.

-کریمی، محمد، تحلیل انرژی خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور توربین گاز با استفاده از روشهای فاک، مدیا و چیلر جذبی،

^۲پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه صنعت آب و برق (شهید عباسپور)، ۱۳۸۸، ص ۲

خط مشی اصلی در راهبری واحد های فرایندی این طرح استفاده از حداقل انرژی که از سوخت های فسیلی تولید و شامل بخار و برق می باشد و هم چنین کاهش آلاینده های زیست محیطی و حفظ ذخایر آب منطقه است.

در راستای تحقق بخشیدن به این خط مشی کار های ارزنده ای صورت گرفته است. که از جمله نصب سه دستگاه توربین گازی با بویلرهای بازیافت حرارتی می باشد. که در مقایسه با توربین های بخار مولد برق از راندمان بالاتری برخوردارند.

استفاده از گاز های داغ حاصل از فرایند ها در بویلر های ویژه و بازیافت حرارت خروجی از کوره ها با نصب بویلر های کوچک از دیگر کار های صورت گرفته است.

همان طور که اشاره گردید حفظ ذخایر آب و محیط زیست و منابع سوخت های فسیلی از مهم ترین اهداف طراحان این طرح بوده و تدابیر ارزنده ای علاوه بر کارهای صوت گرفته توسط طراحان اقداماتی نیز توسط کارکنان اندیشیده شده است که حفظ ذخایر مذکور تحقق یابد.

از آنجا که بخار مصرفی در این پالایشگاه توسط بویلر های فشار بالا و بخش دیگری از آن توسط بویلر های بازیافت تولید میشود و فشار آن ۴۳ بار و دما ۳۹۷ درجه ی سانتی گراد می باشد لذا از آن جا که نیاز به بخار با فشار متوسط ۲۱/۵ بار جهت چرخاندن توربین های کوچک و استفاده از گرمایشی در فرایند های دما بالا و هم چنین بخار با فشار پایین ۴/۵ بار و دمای ۲۴۰ درجه ی سانتی گراد جهت گرمایش مخازن و خطوط انتقال در (STEAM TRACING) می باشد.

بخشی از بخار فشار متوسط و فشار پایین توسط مصرف کننده های بخار فشار بالا تولید و بخش دیگر در ایستگاه تقلیل فشار با تزریق آب به بخار فشار بالا صورت می پذیرد و در نهایت ۳ حلقه ی مجزای بخار در شرکت با فشار تثبیت شده به کار خود ادامه می دهد.

نظر به آن که در فصل تابستان به علت گرمی هوا سیستم های گرمایشی از سرویس خارج می شوند که عمده آن را گرم کننده های خطوط و مخازن تفت خام دربرمی گیرند و از آن طرف بخشی از ادوات دوار که تولید بخار LPS می کنند و ناچار باید در سرویس قرار داشته باشند، این تولید بخار LPS و عدم مصرف آن سبب افزایش فشار شبکه شده و جهت جلوگیری از آسیب رساندن به سیستم در نهایت باید به اتمسفر ونت شود که متوسط تناژ آن ۸ الی ۱۰ تن بخار با فشار ۴/۵ بار و دمای ۲۴۰ درجه سانتیگراد می باشد .

از طرف دیگر، از آن جا که آب مصرفی در فرآیند تولید بخار در این شرکت از آب چاه و بخشی از آن از آب سد کمال صالح تامین می شود، لذا قبل از مصرف در فرآیند تولید بخار نیاز به فیلترینگ به منظور گرفتن ذرات معلق و گل و لای و سپس در فرآیند DM ملاح معلق گرفته شده و این سیستم علاوه بر سرمایه گذاری اولیه مصارفی چون برق، مواد شیمیایی (جهت احیا رزین)، آب جهت احیا، رزین، و در بازه زمانی کاهش سطح رزین و MAKE UP کردن آن را دربر خواهد داشت. تقریباً ۱۰ درصد آب خام ورودی در پروسه تولید آب DM دور ریز خواهد شد و هزینه استهلاک و تعمیرات تجهیزات نیز بخش دیگری از هزینه ها خواهد بود. علاوه بر این که تامین و هزینه نیروی انسانی نیز یک مساله مهم در این موضوع است.

نکته دیگر در تولید بخار انرژی می باشد که منبع آن سوخت های فسیلی است که غالباً گاز طبیعی، مازوت، برش های میان تقطیری نفت خام است که به ازای تولید هر تن بخار ۰/۰۷ تن گاز طبیعی به طور متوسط می باشد که خود در فرآیند تولید بخار نیاز به تجهیزات که علاوه بر مصرف برق و هزینه نگهداشت و استهلاک، سرمایه اولیه، آلودگی زیست محیطی را در فرآیند سوختن سوخت فسیلی دربر خواهد داشت که خود شامل ۱- انتشار گازهای آلاینده و ۲- انتشار انرژی گرمایی در اتمسفر خواهد بود.

با توجه به این که ذخایر آب شیرین محدود می باشند لذا صرفه جویی در مصرف از اهداف کلی بوده و چنانچه بتوان از هدر رفت این انرژی (۱۰ تن بخار) جلوگیری کرد علاوه بر جلوگیری از هدر رفت ۱۰ تن آب مفطر در ساعت از سوختن ۰/۷ تن در ساعت گاز طبیعی پرهیز خواهد شد. حال مساله اصلی این تحقیق این است که چگونه می توان از اتلاف این انرژی و آب مقطر کاسته و از این بخار در چه بخش های دیگری از پالایشگاه استفاده کرد؟

جدول ۱-۱ لیست مسائل و فرصت های موجود در مساله

فرصت ها	مسائل
۱- رها سازی ۱۰ تن بخار آب ۴/۵ بار با دمای ۲۴۰ درجه سانتیگراد به اتمسفر در فصل تابستان	وجود بخار آب ۴,۵ بار مازاد که می توان آن را بازیاب و از
۲- هدر رفت آب در فرآیند تولید آب DM	انرژی و آب مقطر آن استفاده کرد.
۳- هزینه سرمایه گذاری تاسیسات جهت تولید آب تصفیه شده و بخار	
۴- هزینه انرژی، استهلاک، تعمیرات، مواد شیمیایی، نیروی انسانی در فرآیند تولید بخار	
تولید آلاینده های زیست محیطی و رها کردن آن در محیط	
۵- کاهش ذخایر سوخت های فسیلی	
۶- محدود بودن ذخایر آب شیرین	

۱-۳ اهداف و ضرورت تحقیق

از آن جا که یکی از سیاست های وزارت نفت حفظ منابع انرژی کشور و مصرف آن است، در راستای این سیاست سازمانی به نام سازمان بهینه سازی مصرف انرژی تاسیس شده است تا بحث مصرف انرژی را نظارت کند. لذا مصرف انرژی در صنایع انرژی بر به خصوص پالایشگاه ها از اهمیت خاصی برخوردار است.

انرژی مصرفی در پالایشگاه ها را برق و بخار تشکیل داده و از آن جا که برق مصرفی نیز در داخل پالایشگاه تولید می شود که اغلب از توربین های بخار و جدیداً "توربین های گازی می باشد و راندمانی نهایتاً ۳۸٪ را دارا می باشد، لذا بحث مصرف آب و سوخت های فسیلی که یکی از سیاست های کلی اقتصاد مقاومتی نیز است دارای اهمیت ویژه ای می باشد. شرکت پالایش نفت امام خمینی شازند که از صنایع انرژی بر می باشد در فصل تابستان به علت مازاد تولید LPS حاصل از ادوات دوار و عدم مصرف آن که به علت از سرویس خارج شدن سیستم های گرمایشی و خطوط و مخازن است به جهت کنترل فشار شبکه بخار LPS ۴,۵ بار با ونت آن به اتمسفر روبرو است که علاوه بر هدررفت انرژی گرنایشی سبب اتلاف آب مقطر نیز می گردد.

هدف از اجرای این پروژه جلوگیری از هدر رفت منابع آب و انرژی می باشد. جلوگیری از هدر رفت این میزان انرژی صرفه جویی های زیر را در بر خواهد داشت که اهمیت و ضرورت این تحقیق را نشان می دهد:

۱- حفظ منابع آب های زیر زمینی که در فرآیند تولید بخار مصرف می شود و قابل برگشت نمی باشد.

۲- حفظ منابع سوخت های فسیلی که سوختن آن ها علاوه بر آلودگی های زیست محیطی و کاهش منابع آنها پیامدی در بر نخواهد داشت.

۳- نیاز به سرمایه گذاری اولیه تاسیسات به منظور تولید آب مقطر و تولید بخار

۴- مصرف مواد شیمیایی در فرآیند تولید آب مقطر و دیگ های بخار به جهت کنترل PH و اکسیژن زدایی از آن

۵- هزینه نیروی انسانی به منظور راهبری سیستم ها

۶- هزینه تعمیرات و نگهداری و استهلاک سیستم ها

۴-۱ روش شناسی تحقیق

داده های مورد نیاز در این پژوهش در چارچوب روش توصیفی - تحلیلی با استفاده از روش کتابخانه ای و با مراجعه به منابع و سازمان مربوطه (شرکت پالایش مفت امام خمینی شازند) گردآوری شده است. جهت آزمون فرضیات از مدارک، اسناد و منابع آماری شرکت استفاده و جهت طراحی چیلر جذبی از نرم افزار THERMUFLOW استفاده شده است. این نرم افزار در حال حاضر به عنوان معتبرترین نرم افزار طراحی و شبیه سازی نیروگاه در جهان مورد استفاده قرار می گیرد. این نرم افزار برای اولین بار در سال ۱۹۸۷ توسط جمعی از مهندسان نیروگاه و دانش آموختگان دانشگاه MIT به سرپرستی دکتر ماهر المصری، طراحی و تدوین گردید و در حال حاضر توسط بسیاری از شرکت های معتبر جهانی مانند GE، Mitsubishi، SIEMENS، ALSTHOM و ANSALDO مورد استفاده قرار می گیرد. در ایران نیز این نرم افزار توسط غالب شرکت های مشاور، پیمانکار، کارفرما و بهره بردار، مورد استفاده قرار می گیرد. کسب نتایج صحیح و قابل اعتماد در این نرم افزار نیازمند دانش کافی در حیطه های مختلف نیروگاه و تسلط لازم بر ماژول های مختلف این نرم افزار است. ماژول های مختلف نرم افزار عبارتند از: GT PRO، GT Master، Steam pro، Steam Master و... در نهایت ماژول Thermoflex که هر یک بسته به نوع و آرایش نیروگاه مورد استفاده قرار می گیرد.

ماژول GT PRO

این ماژول یکی از ماژول های پرکاربردترین نرم افزارهای خانواده THERMOFLOW است که در شبیه سازی نیروگاه های گازی سیکل ترکیبی و واحدهای آب شیرین کن و IGCC برپایه توربین گاز مورد استفاده قرار می گیرد. با استفاده از GT PRO می توان واحدهای بازیافت انرژی و تولید توان از محصولات احتراق خروجی از کارخانجاتی مانند فولاد و سیمان را نیز شبیه سازی نمود. این ماژول شامل انواع آرایش های ممکن برای سیکل های ترکیبی، بسیاری از سیستم های خنک کن رایج و کتابخانه ای از توربین گازی، شامل بیش از ۵۰۰ مدل از سازندگان مختلف می باشد. در این ماژول می توان شرایط طراحی سیکل های ترکیبی بر پایه غالب توربین های گازی مورد استفاده در کشور و سیستم های خنک کن یک بار

گذر (مانند نیروگاههای سیکل ترکیبی حاشیه خزر) و ACC (مانند بسیاری از واحدهای سیکل های ترکیبی جدید) را شیهه سازی نمود.

با استفاده از ماژول GT PRO عملیات طراحی چیلر جذبی یک مرحله ای که منابع Utility آن رابخار مازاد فشار پایین موجود در شرکت در فصل تابستان به عنوان عامل گرمایش و آب تغذیه ی دیگ های بخار به عنوان عامل خنک کننده چیلیر که آب DM در دمای ۲۵-۲۰ درجه سانتی گراد می باشد، انجام و داده های خروجی از نرم افزار در فصل ۳ آورده خواهد شد.

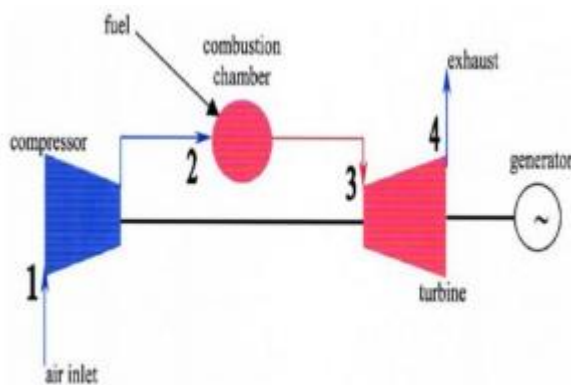
فصل دوم

مبانی نظری تحقیق

۱-۲ مبانی نظری توربین های گازی و قوانین حاکم بر عملکرد آن ها

ساختار اصلی توربین گازی

طبق تعاریف ترمودینامیکی توربین گازی یک نوع موتور گرمایی است که انرژی حرارتی حاصل از ترکیب همه نوع سوخت و هوا را به انرژی مکانیکی تبدیل می کند. سوخت مصرفی توربین گازی می تواند جامد، مایع و یا گاز باشد و صرفنظر از نوع آن چون ترکیب سوخت و هوا در نهایت منجر به تولید گاز داغ پرفشار می شود به آن توربین گازی می گویند. مبناي اصلی سیکل توربین گازی بر پایه سیکل برایتون می باشد. قسمت های اصلی توربین شامل ۴ بخش کمپرسور محفظه احتراق، توربین و ژنراتور می باشد که در شکل زیر یک نمای شماتیک از آن دیده میشود.^۳



شکل ۱-۲ نمای شماتیک یک توربین

همانطور که در این شکل مشخص است این سیکل شامل موارد زیر می باشد:

افزایش فشار آیزنتروپیک (کمپرسور هوا)

افزایش دمای فشار ثابت (محفظه احتراق)

کاهش فشار آیزنتروپیک (توربین)

^۳فرزانه گرد، محمود ودیمی دشت بیاض، مهدی، مقایسه دو روش استاندارد سازی خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور توربین های گازی پالایشگاه گاز خانگیران، ۱۳۸۸، مجموعه مقالات اولین کنفرانس صنعت نیروگاه حرارتی، ص ۲

کاهش دمای فشار ثابت (تخلیه سیال به اتمسفر)

طبق این سیکل در توربین گاز ابتدا هوای تصفیه شده محیط وارد کمپرسور هوا شده و متراکم میگردد و سپس این هوای پرفشار وارد محفظه احتراق شده و با ترکیب با سوخت محترق می گردد. پس از آن سیال داغ پرفشار به پره های توربین خورده و ضمن از دست دادن فشار خود تبدیل به کار می شود که مقداری از این کار صرف چرخاندن کمپرسور هوا و مابقی توان برای تولید برق بکار می رود.

شرایط استاندارد هوای ورودی توربین گازی

شرایط استاندارد محیطی و ترمودینامیکی یکی از مهمترین عوامل مؤثر بر راندمان توربینهای گازی می باشد. سازمان جهانی استاندارد (ISO) شرایط استاندارد مشخصی را برای کارکرد توربین های گازی تعریف نموده است که آقای پائول فلتچر (Fletcher Paul) در کتاب عملکرد توربین های گازی بدانها اشاره نموده است و مهمترین آنها در زیر آمده است :

دمای خشک ۱۵° درجه سانتی گراد

2- دمای تر ۷/۲

3- رطوبت نسبی ۶۰ درصد

4- فشار محیط 1ATM

5- عدم افت فشار در قسمت های ایزوبار

تحقیقات بدست آمده بیانگر این واقعیت است که با دور شدن از شرایط استاندارد، راندمان سیکل کاهش می یابد^۴.

۲-۲ روشهای متداول سردسازی هوای ورودی به کمپرسور

روش های متفاوتی جهت کاهش دمای هوای ورودی به توربین در فصول گرم سال وجود دارد که به آن اشاره و به تفصیل بیان می گردد:

۱- سیستم Airwashre

۲- سیستم medie

۳- سیستم فشار قوی فاگ (fog)

۴- سیستم های برودتی چیلر

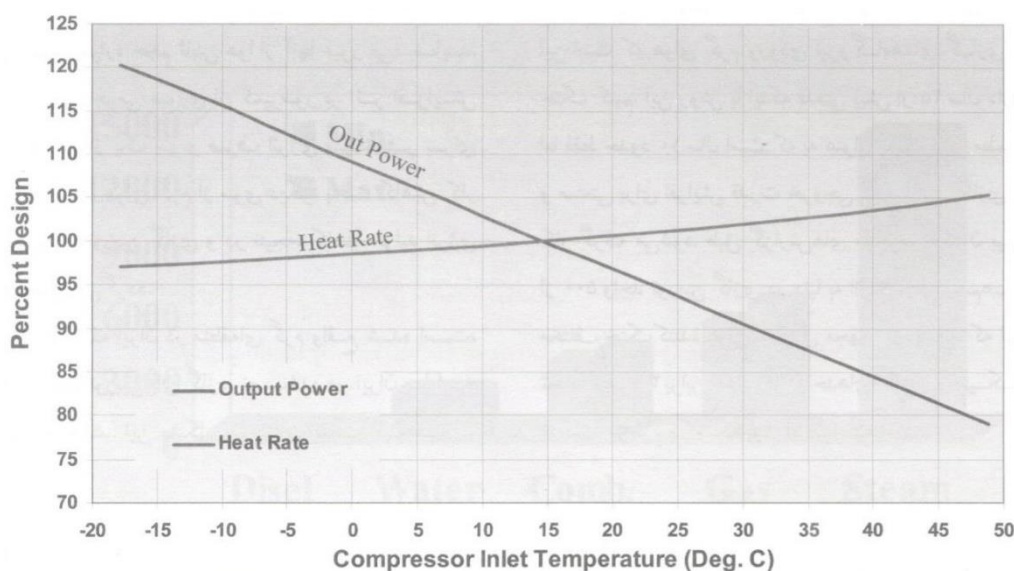
۵- سیستم ذخیره سازی سرما

^۴تشت زره، آزاده، آشنایی با اصول فنی توربین های گازی، شرکت ملی پالایش و پخش فرآورده های نفتی، چاپ اول، ۱۳۹۰، ص ۵۶

۲-۲-۱ سیستم ایرواشر AIR WASHER

در این سیستم، حجم زیادی از آب توسط پمپ هایی با دبی بالا و از طریق نازل هایی که در یک شبکه منظم درون اتاق ایر واشر قرار گرفته اند، روی جریان هوای ورودی پاشیده می شود، این عمل باعث خنک شدن هوای ورودی به کمپرسور می گردد. شماتیک ساده یک ایرواشر که جهت خنک کردن هوای ورودی یک توربین گاز استفاده میشود در شکل ۷ دیده می شود. در این روش به آب با کیفیت بسیار بالا نیازی نیست، اما برای کاهش احتمال گرفتن نازل ها باید ذرات موجود را از آب در گردش سیستم حذف کرد. عملکرد این سیستم به رطوبت هوای محیط وابسته است، به طوری که هر چه محیط خشک تر باشد، قابلیت خنک کنندگی آن که بستگی به تفاوت دمای خشک و تر دارد بیشتر می گردد. در هر حال، این روش معمولاً رطوبت نسبی را حداکثر تا حدود ۹۵ درصد افزایش می دهد.

به طور کلی، امکان استقرار سیستم ایرواشر قبل و بعد از اتاق فیلترها وجود دارد، اما در بیشتر موارد به دلیل حجم نسبتاً بزرگ آن و وجود محدودیت های فضایی در درون اتاق فیلتر، آنرا در بیرون و جلوی فیلترها نصب می کنند. اگر ایرواشر در بیرون اتاق فیلتر قرار گیرد، پاشیدن آب روی هوا باعث شسته شدن هوای ورودی شده که در نتیجه وظیفه فیلترها سبک تر می شود. در این حالت، عمر فیلترها یا دوره تعویض آنها افزایش می یابد.



شکل ۲-۲ تغییرات عملکرد توربین گاز نسبت به دمای ورودی کمپرسور

همچنین نصب ایرواشر قبل از فیلترها می تواند احتمال ورود قطرات آب به داخل کمپرسور را از بین ببرد، چرا که هر چند قطره گیرها طوری طراحی و ساخته می شوند که تمام

قطرات خروجی از ایرواشر را می گیرند، ولی در هر حال با فرض عبور مقداری قطره آب از میان قطره گیرها، فیلترهای هوا باعث به دام افتادن قطعی آنها می شوند.

ایراد عمده ای که نصب ایرواشر قبل از محفظه اتاق فیلتر دارد، افزایش احتمال گرفتگی نازل های پاشیدن آب آن است. در این سیستم گرد و غبار هوای عبوری شسته شده که به درون تشتک ایرواشر ریخته می شود، مجدداً توسط پمپ ها در سیکل به گردش در می آید و از نازل ها عبور می کند که در صورت درشت بودن آنها این آلودگی ها می تواند باعث گرفتگی نازل ها شود.

موضوع دیگری که در طراحی سیستم خنک کننده باید مورد توجه قرار گیرد، میزان افت فشار هوای ورودی به کمپرسور است. برای کاهش افت فشار ایجاد شده توسط ایرواشر، می توان شبکه نازل ها را طوری طراحی کرد تا به جای اینکه عمل پاشیدن آب در خلاف جهت جریان هوای ورودی بر روی هوا بپاشند. افت فشار در حالت اول حدود ۲۰ میلی متر آب و در حالت دوم ۱۴ میلی متر آب است.

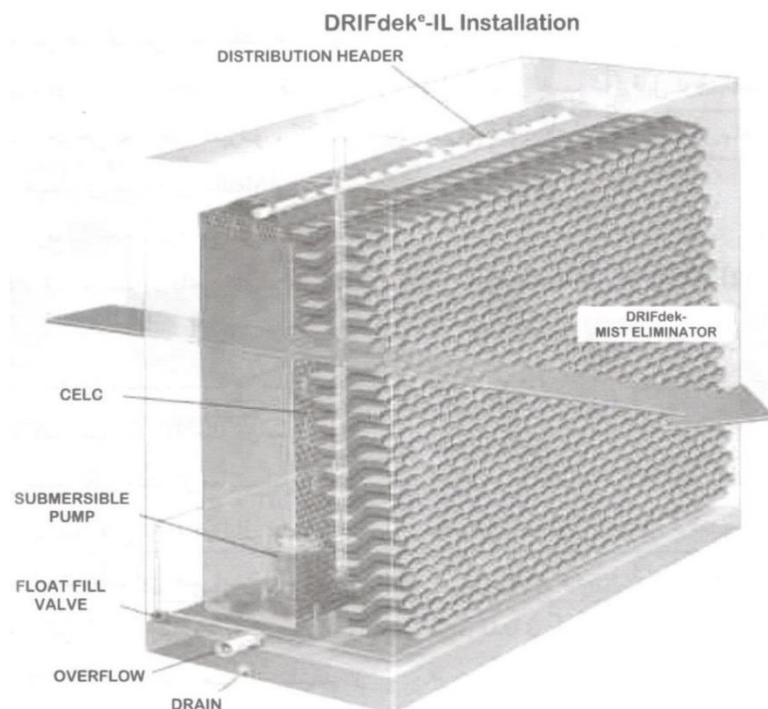
البته باید تمهیداتی اندیشید تا در حالت parallel flow، راندمان اشباع سیستم کاهش نیابد، چرا که در صورت پاشش به این شکل، هوای ورودی فرصت کمتری خواهد داشت تا خنک شود.

عوامل مهم در هنگام انتخاب سیستم AIR WASHER

موجود بودن فضای کافی در جلوی اتاق فیلتر کمپرسور جهت نصب سیستم ایرواشر
امکان تهیه آب مناسب برای سیستم
ارتفاع اتاق فیلتر کمپرسور از سطح زمین
شرایط رطوبت نسبی محل
مصرف انرژی الکتریکی نسبتاً کم سیستم
افت فشار سیستم (حدود ۰,۶ H₂O)
مدت زمان خواب توربین خصوصاً در صورتیکه دستگاه در بیرون اتاق فیلتر نصب شود عملاً صفر است.

آب با کیفیت بالا مورد نیاز نیست.

عملیات نگهداری پیچیده و طولانی نیست (شستوی سیستم تصفیه آب به صورت دوره ای)



شکل ۲-۲ شماتیک ساده سیستم خنک‌کننده تبخیری Media به همراه قطره‌گیرها.

شکل ۳-۲ شماتیک ساده سیستم خنک‌کننده تبخیری Media به همراه قطره‌گیرها

۲-۲-۲ سیستم MEDIA

سیستم خنک‌کننده Media عموماً از تعدادی سلول‌های فایبرگلاس که به شکل شانه عسل است تشکیل شده است. هوای ورودی به کمپرسور پس از پاشش آب روی این سلول‌ها و مرطوب کردن آنها، به روش تبخیری خنک می‌گردد. با افزایش سطوح تماس آب و هوا، سرعت و شدت تبخیر سطحی آب بیشتر خواهد شد. به منظور افزایش سطح تماس آب و هوا، آرایش سلول‌ها به صورت مارپیچ و شانه عسل صورت گرفته است. شماتیک ساده یک سیستم خنک‌کننده Media در شکل ۳-۲ دیده می‌شود.

حداکثر راندمان اشباع ایجاد شده توسط این سیستم ۹۰ درصد است.

سلول‌های Media را می‌توان هم در بیرون و هم درون اتاق فیلتر قرار داد. چنانچه سیستم خنک‌کننده Media در خارج اتاق فیلتر قرار گیرد، خاصیت شویندگی هوا را بر عهده خواهد داشت. این حالت باعث عبور هوای تمیزتر از فیلترها می‌شود که این امر، افزایش عمر فیلترها را به همراه دارد. همچنین در این حالت خطر ورود قطرات آب و همچنین اشیاء خارجی به داخل کمپرسور، کاهش می‌یابد. در عوض شستشوی سلول‌های Media و همچنین تعویض

آنها باید سریع تر انجام گیرد. در هر حال باید توجه داشت که غالبا این سیستم در داخل اتاق فیلتر نصب می گردد.

یکی از معایب عمده این سیستم، نسبت به سایر سیستم های تبخیری ایجاد افت فشار قابل ملاحظه ای در مسیر هوای ورودی کمپرسور است. یکی دیگر از معایب این سیستم، نیاز آن به ایجاد تغییرات قابل توجه در اتاق فیلتر یا داکت خروجی هوا است. علت این امر است که جهت رسیدن به حداکثر راندمان اشباع، سرعت عبور هوا از روی سلول های Media باید مقدار معینی باشد. از این رو با گسترش فضای درون داکت خروجی، سرعت عبور هوا کاهش می یابد و به مقدار مورد نظر می رشد. این گسترش فضا یا تغییر ساختار علاوه بر افزایش هزینه، زمان انجام کار را نیز طولانی می کند.

عوامل مهم هنگام انتخاب سیستم Media عبارتست از:

فضای اشغال شده توسط این سیستم از سیستم ایر وشر کمتر است.

در مناطق خشک به کار برده می شود، زیرا وابستگی شدیدی به رطوبت نسبی دارد.

افت فشار این سیستم از سیستم های دیگر نسبتا بیشتر است.

مصرف برق این سیستم کم است.

آب با کیفیت بسیار بالا مورد نیاز نیست، ولی در هر حال مصرف آب مقطر ترجیح دارد.

عملیات نگهداری زیادی لازم دارد (تعویض سلول ها به صورت دوره ای).

هزینه نصب سیستم نسبت به سایر سیستم های تبخیری بیشتر است.

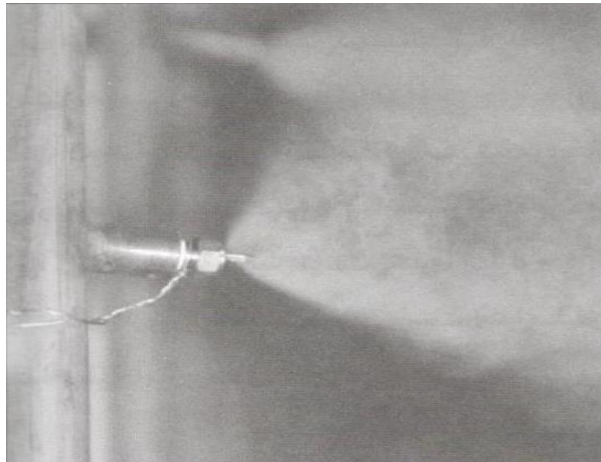
زمان خواب توربین در صورتی که سیستم در داخل اتاق فیلتر نصب شود قابل توجه است.

برای نصب این سیستم به تغییر ساختار اتاق فیلتر نیاز است.

۳-۲-۲ سیستم فشار قوی فاگ – FOG

متداول ترین و با صرفه ترین روش خنک کردن هوای ورودی نیروگاه های گازی جهت افزایش قدرت خروجی آنها، استفاده از سیستم فاگ است. در این سیستم، آب خنک کن با فشار بسیار زیاد (بین ۷۰ تا ۲۰۰ بار) که توسط پمپ های پیستونی ایجاد می گردد، پس از عبور از شبکه لوله کشی فشار قوی، به نازل های بسیار حساسی که در مسیر هوای ورودی کمپرسور با یک چیدمان خاص قرار گرفته اند میرسد و از آنها به داخل جریان هوا پاشیده می شود. به دلیل سوراخ بسیار ریز نازل ها و فشار زیاد آب، قطرات خروجی از آنها اندازه بسیار ریزی دارند و متوسط قطر آنها در حدود ۱۵ میکرون است. این قطرات به علت کوچک بودن، سریعاً گرمای

هوای عبوری را جذب می کنند و تبخیر می شوند و باعث خنک شدن هوا می گردند. شکل ۳-۲ عملکرد یک نازل فاگ را نشان می دهد.



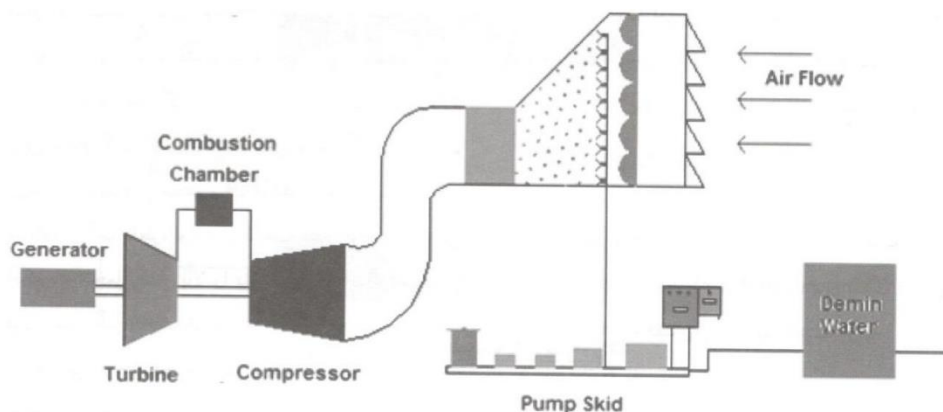
شکل ۲-۴ نازل فاگ در حال اسپری کردن آب

شماتیک سیستم خنک کننده فاگ نصب شده جهت خنک کردن هوای ورودی یک توربین گازی در شکل ۲-۴ نمایش داده است.

سیستم فاگ قابلیت به کارگیری در توربین های تأمین کننده بارهای پایه و پیک را دارد. در اکثر موارد عملکرد بهینه توربین در صورتی به دست خواهد آمد که نازل ها پس از فیلترهای هوا و قبل از صداگیرها silencers قرار گیرند. این طریقه نصب عموماً نیاز به یک تا دو روز خواب توربین دارد و احتیاجی به تغییر ساختار اتاق فیلتر و یا اطراف آن نیست.

در حالتی که نازل ها پس از فیلترهای هوا و درون اتاق فیلتر قرار گیرند، دقت ویژه ای در کنترل اندازه قطره ها باید به صورت گیرد، چرا که قطرات تولید شده، فرصت کوتاهی برای تبخیر شدن تا قبل از رسیدن به کمپرسور دارند. از این رو، قطرات باید به اندازه ی کوچک باشند که در این فاصله حتماً تبخیر شوند. همچنین برای کاهش احتمال ورود اشیاء خارجی به کمپرسور، شبکه فشار قوی نازل ها باید دارای ساختار محکمی باشد.

از آنجا که آب مورد استفاده در این فرآیند پس از تبخیر شدن مستقیماً به درون کمپرسور وارد خواهد شد و اینکه نازل های به کار رفته در سیستم به علت داشتن سوراخ بسیار ریز، حساسیت نسبتاً بالایی دارند، در این سیستم از آب با کیفیت بسیار بالا استفاده می گردد.



شکل ۵-۲ شماتیک سیستم فاگ نصب شده بر روی توربین گاز

نوع نازل های مورد استفاده در سیستم فاگ جهت بهبود راندمان سیستم دارای اهمیت ویژه ای است. به علت استفاده از آب مقطر، جنس نازل ها باید فولاد ضد زنگ باشد. به خاطر وجود فشار بالا، جهت جلوگیری از ساییدگی سوراخ نازل و بزرگ تر شدن آن به مرور زمان، اخیراً شرکت هایی اقدام به ارائه نازل هایی به جنس بدنه فولاد ضدزنگ و سوراخ از جنس یاقوت Ruby Orifice کرده اند.

یکی از مزایای عمده این سیستم، کم بودن میزان افت فشار آن نسبت به سایر روش های خنک کننده است.

به علت بالا بودن فشار، تمام قسمت های تحت فشار سیستم باید با دقت کامل طراحی شود و تمهیدات لازم برای پایدار کردن قسمت فشار قوی و جلوگیری از ایجاد لرزش در قسمت های مختلف آن اندیشیده شود. به علت استفاده از آب مقطر، لوله های قسمت فشار قوی علاوه بر آنکه باید تحمل فشار بالا را داشته باشند، باید از جنس فولاد ضد زنگ انتخاب شوند.

طراحی مراحل مختلف خنک کنندگی توربین و چیدمان نازل ها در مسیر هوای ورودی از دیگر عوامل مهمی هستند که در بالا بردن راندمان اشباع سیستم و همچنین راندمان کلی آن موثر هستند. این دو مسئله با توجه به وضعیت جوی منطقه، نوع نازل ها و زاویه پاشش آنها، تعداد نازل ها و مشخصه پمپ های انتخابی و همچنین شکل اتاق فیلتر، باید طراحی شوند. یک نمونه چیدمان نازل های فاگ در اتاق هوای ورودی یک کمپرسور در شکل ۵-۲ نمایش داده شده است.

مزیت عمده این روش نسبت به سایر روش های خنک کننده تبخیری، پرداخت کمترین هزینه به ازای قدرت افزایش یافته و در نتیجه بازگشت سریع سرمایه است.



شکل ۶-۲ چیدمان یکنواخت نازل های فاگ درون اتاق فیلتر

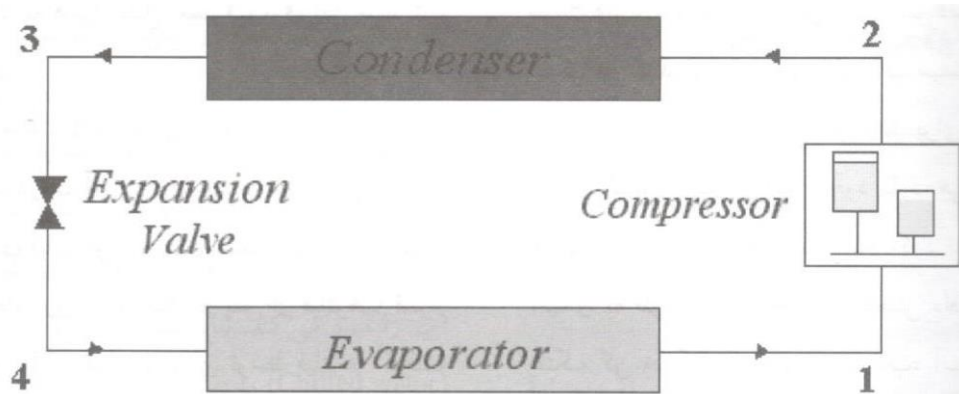
عوامل مهم هنگام انتخاب سیستم فاگ عبارتست از:

- امکان تهیه آب مقطر در سایت
- عدم احتیاج به فضای زیاد جهت نصب نازلها
- عدم نیاز به تغییر ساختار اتاق فیلتر
- قابلیت خنک کردن سریع تر هوای ورودی به علت ذرات تولید شده بسیار ریز آب
- ایجاد افت فشار کمتر در هوای ورودی نسبت به سایر سیستم ها
- هزینه بسیار کم نسبت به سیستم های تبخیری (فقط همان مقدار آب مورد نیاز است که باید تبخیر شود)
- مصرف کم برق
- مدت زمان کم خواب توربین جهت نصب

۲-۳ سیستم های خنک کننده برودتی (چیلری)

در این نوع سیستم ها از آب سرد ایجاد شده با چیلر (که خود دارای انواع مختلفی است) جهت خنک کردن هوای ورودی کمپرسور استفاده می شود. برای این منظور، آب سرد را از درون کویل هایی که جهت انتقال حرارت، در مسیر هوای ورودی قرار گرفته اند عبور می دهند و به این وسیله هوا را خنک می کنند.

سیستم های چیلری بر اساس اینکه آب سرد خروجی از آنها چگونه و با چه سیکلی تولید می شود به دو دسته عمده تقسیم می شوند که در ذیل به تفصیل تشریح خواهند شد.



شکل ۷-۲ فلودپاگرم سیستم چیلر تراکمی

۲-۳-۱ چیلرهای تراکمی

در این روش با استفاده از کمپرسور و گازهای مبرد، Refrigerant نظیر آمونیاک و لوازم جانبی دیگر، به کمک یک سیکل ترمودینامیکی، سرمای لازم را ایجاد می کنند. شماتیک ساده یک سیستم تراکمی در شکل ۷-۲ نمایش داده شده است.

کمپرسور گاز مبرد را فشرده می کند که در نتیجه این فشرده سازی، گاز گرم می شود. سپس گاز گرم شده را به چگالنده می فرستند تا در آنجا گرمای گاز گرفته شده و خنک گردد، در نتیجه این عمل، گاز به مایع تبدیل می شود. آنگاه این مایع مبرد را به طور ناگهانی منبسط می کنند که در نتیجه افت فشار ایجاد می شود و مایع مبرد در خلا نسبی به سرعت تبخیر می شود و گرمای مورد نیاز جهت تبخیر را از آب در گردش سیستم می گیرد و در نتیجه آنرا خنک می کند.

در قسمت چگالنده و دمای گاز مبرد گرم به وسیله آب سرد پائین می آید و مایع می شود. این آب باید در برج خنک کن از طریق تماس با هوا، مجدداً خنک شود. به همین دلیل، برج خنک کن، یکی از بخش های مهم این سیستم است و از نظر هزینه نیز بخش قابل توجهی را به خود اختصاص می دهد.

تبادل حرارت بین مایع مبرد و آب در گردش سیستم، هنگامی که مایع مبرد می خواهد تبخیر شود، در بخشی بنام evaporator صورت می گیرد که خود انواع مختلفی دارد.

از معروف ترین آنها، سیستم shell and tube است که در آن تعدادی لوله Tubes درون یک محفظه shell قرار گرفته اند. در حالیکه مایع مبرد از پائین محفظه، وارد آن می شود آب را از درون این لوله ها عبور می دهند

علت فشار کم درون درون محفظه، مایع مبرد به بخار تبدیل می شود و در نتیجه، گرمای مورد نیاز تبخیر را از آب عبوری لوله ها می گیرد و آنها را خنک می کند. ماده مبرد که اکنون به صورت بخار درآمده است، از دریچه ای که در بالای محفظه Evaporator تعبیه شده است، به سمت کمپرسور جریان می یابد.

در قسمت بالای محفظه و در خارج آن، یک جداکننده قرار می دهند تا آن قسمت از ماده مبرد را که هنوز به صورت مایع است از بخاری که به سمت لوله مکش suction کمپرسور می رود، جدا کنند.

سیستم های shell-and-tube معمولاً ۸ تا ۱۲ مسیر برای عبور آب دارند. هر چه تعداد این مسیرها بیشتر باشد، تلفات اصطکاک آب با بدنه لوله ها بیشتر است و توان الکتریکی بیشتری برای پمپ کردن آب از درون لوله ها لازم خواهد بود. به همین دلیل، مصرف برق این سیستم نسبتاً زیاد است.^۵

کوئل های خنک کننده هوای ورودی را، هم در بیرون اتاق فیلتر و هم درون آن می توان قرار داد. اگر فضای کافی درون اتاق فیلتر موجو باشد، عموماً سعی می شود که این کوئل ها، درون اتاق فیلتر و پس از فیلترها گرفته شود و روی کوئل ها نشینند و باعث کثیف شدن و همچنین افزایش افت فشار آنها نگردد.

به علاوه، میزان افت فشار ایجاد شده توسط سیستم خنک کننده، مساله مهمی هنگام طراحی آن است، زیرا افت فشار ایجاد شده در هوای ورودی به کمپرسور باعث افت ظرفیت توربین خواهد شد.

از آنجا که سیستم های چیلری از کوئل های سرمایشی جهت خنک کردن هوای ورودی توربین استفاده می کنند، قرار دادن این کوئل ها در جلوی اتاق فیلتر، باعث ایجاد افت فشار می شود. میزان افت فشار را به طور تقریبی می توان به صورت زیر در نظر گرفت: اگر کوئل ها را در جلوی اتاق کمپرسور به صورت ۸ ردیفه در نظر بگیریم، میزان افت فشار هوای ورودی

مرکز مطالعات تکنولوژی دانشگاه صنعتی شریف، گروه نفت و انرژی، مرجع کاربردی مدیریت انرژی، ناشر مرکز مطالعات تکنولوژی دانشگاه صنعتی شریف، چاپ اول، ۱۳۸۵، ص ۳۳۷

توربین، بسته به سرعت هوای ورودی بین ۱۶ تا ۲۳ میلی متر آب خواهد بود که میزان افت ظرفیت توربین در اثر این افت فشار، ۰,۱۶ تا ۰,۲۳ خواهد بود.

از مشخصه‌ی مهم سیستم تراکمی، هزینه بسیار بالای آن است، زیرا تجهیزات سیستم اغلب گران هستند و به لوازم جانبی نسبتاً زیادی احتیاج دارد. به عنوان مثال، برج خنک کن که یکی از اجزای جانبی اما ضروری سیستم است، هزینه زیادی دارد. مصرف برق زیاد سیستم نیز فاکتور مهم دیگری در هنگام انتخاب این سیستم است.

همانطور که قبلاً گفته شد، در برج خنک این سیستم‌ها با استفاده از تبخیر آب، آب قسمت چگالنده را خنک می‌کنند. بنابراین، مصرف آب سیستم‌های چیلری، عمدتاً در برج خنک کن رخ می‌دهد. برای سایت‌هایی که مشکل کمبود آب در آنها وجود دارد، میتوان این برج خنک کن را از نوع خشک اختیار کرد تا بتوان مصرف آب را به طور قابل ملاحظه‌ای کاهش داد. در برج‌های خنک کن خشک، به جای تبخیر آب، آب را از کویل‌هایی عبور می‌دهند که عبور هوا از سطوح این کویل‌ها باعث خنک کردن آنها می‌شود. عیب عمده برج‌های خنک کن خشک، هزینه بالاتر آن نسبت به نوع تر است.

چیلرهای کمپرسوری، دارای تکنولوژی شناخته شده‌ای هستند و به همین دلیل، تمام مسائل آنها شناخته شده و قابل حل است. اما عملیات راهبری و نگهداری نسبتاً زیادی دارند و به همین دلیل هزینه نگهداری آنها زیاد است.

یکی از مزایای استفاده از آنها، فراوانی قطعات یدکی و آشنایی تعمیرکاران با آنها در مقایسه با سایر چیلرها است.

عوامل مهم در هنگام انتخاب سیستم‌های تراکمی:

هزینه اولیه بسیار زیاد سیستم.

مصرف برق نسبتاً زیاد سیستم.

هزینه‌های نگهداری زیاد.

نیاز به آب خنک‌کننده جهت استفاده در برج خنک کن.

ایجاد خطر کمتر برای کمپرسور و توربین از نظر ورود اشیاء خارجی.

افت فشار قابل ملاحظه سیستم.

قابلیت نصب کویل‌ها هم در بیرون و هم درون اتاق فیلتر.

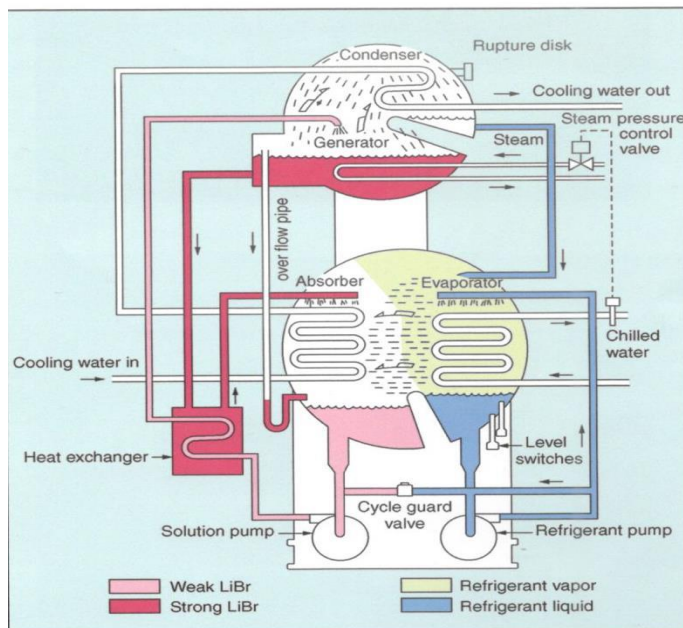
فراوانی قطعات یدکی و سادگی تعمیرات.

استفاده از ماده مبرد شیمیایی و نیاز به تعویض دوره‌ای آن.

نیاز به فضای کافی جهت نصب تجهیزات سیستم و همچنین برج خنک کن .

۲-۳-۲ چیلرهای جذبی (ABSORPTION)

یکی دیگر از سیستم های ایجاد برودت، سیستم جذبی است. در این سیستم جذبی است. در این سیستم، با استفاده از خاصیت فشار جزیی برخی مایعات که به واسطه آن، میل به جذب در ماده دیگر را دارند، برودت ساخته می شود. ماده جاذب را (ABSORPTION) می گویند. در این سیستم، لیتیم بروماید، ماده جاذب و آب، ماده مبرد است. فشار جزیی در محفظه ماده جاذب کم است در نتیجه آب تمایل دارد وارد محفظه جاذب شود. به همین خاطر فشار درون محفظه مبرد کاهش می یابد و تبخیر سریع آب در دماهای پایین صورت می گیرد این تبخیر نیاز به گرما دارد که آنرا از آب موجود در لوله ها می گیرد و در نتیجه آب را سرد می کند. بنابراین می توان آب سرد (Chilled water) را به کویل ها فرستاد و آنها را جلوی اتاق فیلتر توربین قرار داد تا باعث خنک شدن هوا گردد.



چرخه کارکرد چیلرهای
جذبی تک اثره با
تغذیه بخار

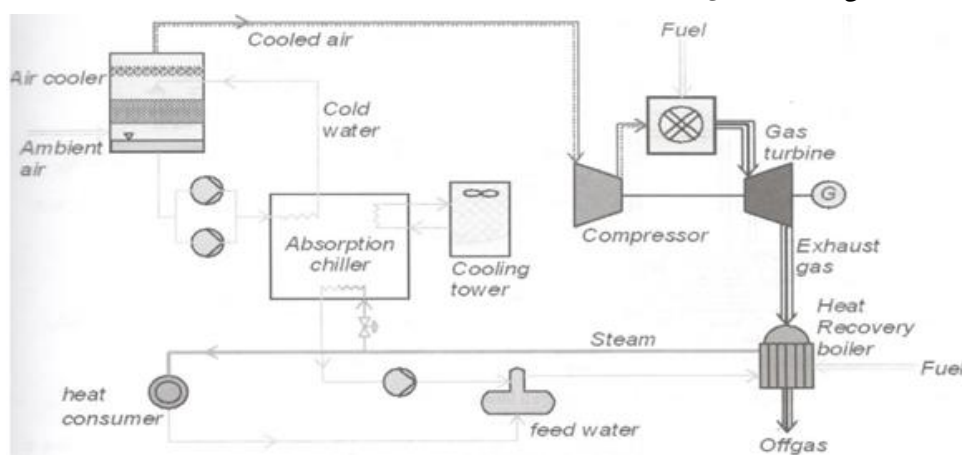


چیلر تک اثره مدل 16JH

شکل ۸-۲ فلودیاگرام چیلر جذبی

اجرای اصلی سیستم جذبی عبارتند از :

- تبخیر کننده (Evaporator) (قسمت ۱) که فشار آن حدود یک صدم اتمسفر است .
- محفظه ماده جاذب (قسمت ۲)
- گرم کننده (Generator) (قسمت ۳) که در آن بخار آب یا آب گرم با فشار و درجه حرارت زیاد وارد می گردد و باعث خروج مایع مبرد از درون ماده جاذب می شود.
- چگالنده (قسمت ۴) که در آن خنک کننده از برخ خنک کننده یا منبع دیگر وارد چگالنده می شود و با خنک کردن بخار آب، باعث تقطیر آن می شود . از طرف دیگر، آب خروجی از چگالنده، باعث سرد شدن ماده جاذب نیز می گردد که باعث افزایش قدرت جذب آن می شود.
- هرچه جاذب سردتر شود، قدرت جذب آن بیشتر می شود که از این خاصیت در قسمت ۲ استفاده می شود. به طور عکس، هر چه ماده جاذب گرم تر شود، خاصیت جذب آن کمتر می شود . بنابراین با گرم کردن آن، می توان مایع مبرد را از آن جدا کرد که این عمل در قسمت ۳ شماتیک مذکور، صورت می گیرد . دیاگرام شماتیک سیستم جذبی برای خنک کردن یک توربین گازی در شکل ۹-۲ نمایش داده شده است.



شکل ۹-۲ شماتیک سیستم جذبی به کار رفته برای خنک کردن هوای ورودی توربین گازی

لازم به ذکر است که سیستم جذبی باید در محل هایی به کار رود که آب داغ یا بخار آب مازاد با هزینه کم در دسترس باشد ؛ زیرا تولید بخار، این سیستم را از نظر اقتصادی توجیه پذیر نمی کند.

چون در سیستم جذبی نیز برای خنک کردن هوای ورودی توربین، از کویل های سرمایشی استفاده می شود میزان افت فشار این کویل ها و در نتیجه، افت ظرفیت توربین در اثر این افت فشار مشابه حالتی است که در سیستم های تراکمی، راجع به افت فشار عنوان شد. همچنین،

محل قرار گرفتن کویل ها نیز در بخش سیستم های تراکمی، مورد بحث قرار گرفته است که در اینجا، از تکرار آن خوداری می کنیم .

عوامل مهم در هنگام انتخاب سیستم های جذبی:

- امکان دسترسی به آب داغ یا بخار آب در محل ؛
 - امکان دسترسی به آب خنک کننده برای استفاده در برج خنک کن؛
 - موجود بودن فضای کافی در جهت نصب تجهیزات سیستم جذبی و همچنین برج خنک کن؛
 - افت فشار قابل ملاحظه سیستم ؛
 - هزینه اولیه بسیار بالای سیستم؛
 - مصرف برق بسیار کم سیستم (تنها باید نیاز پمپ ها را از نظر برق تامین کرد)؛
 - مصرف آب زیاد در برج خنک کن ؛
 - مصرف سوخت نسبتا زیاد سیستم
 - پیچیدگی نگهداری و هزینه راهبردی زیاد ؛
 - امکان نصب کویل ها هم در بیرون و هم درون اتاق فیلتر ؛
 - نداشتن قطعات مکانیکی زیاد و آرام کارکردن دستگاه ؛
 - فشار کم سیستم و در نتیجه نگهداری پیچیده آن
 - داشتن سیستم تخلیه هوا (Purge) و تزریق مشکل لیتیوم بروماید؛
 - نیاز به دیگ بخار و اضافه شدن مسایل مربوط به نگهداری آن .
- به نظر می رسد که استفاده از سیستم جذبی جهت خنک کردن هوای ورودی کمپرسورها زمانی که انرژی حرارتی مورد نیاز چیلر از دودکش توربین (که غنی از انرژی حرارتی است) تامین گردد، توجیه بیشتری خواهد داشت.

۲-۴ سیستم های ذخیره سازی سرما

یکی دیگر از روش های خنک کردن هوای ورودی توربین گاز، استفاده از یخ جهت ذخیره سازی سرما است. این سیستم ها به صورت پر یودک استفاده می شوند ؛ بدین شکل که سرما (یخ) در ساعات غیر پیک ساخته می شود و در ساعات گرم روز که عموما متقارن با پیک مصرف برق است، برای خنک کردن هوای ورودی و در نتیجه افزایش ظرفیت توربین، از این سرمای ذخیره شده استفاده می شود.

در این روش، از تانکهای یخ (Ice tank) که درجه حرارت آب خنک شده خروجی از آن را می توان در حدود ۴۵ تا ۵۰ درجه فارنهایت نگه داشت، استفاده می شود. آب خنک شده، در حین عبور از کویل ها، هوای ورودی توربین را سرد و خود حدود ۱۰ درجه فارنهایت گرم می شود. البته مقدار دقیق این درجه حرارت، به وضعیت و تعداد کویل هایی بستگی دارد که در مسیر هوا قرار گرفته اند.

یک نمونه از تانکهای مورد استفاده در این سیستم در نشان داده شده است.



شکل ۲-۱۰ نمونه تانک های یخ مورد استفاده در سیستم ذخیره سازی سرما

هزینه اولیه سیستم ذخیره سرما زیاد است ؛ اما مزایای عمده دیگر آن باعث شده است که استفاده از آن علاوه بر خنک کردن هوای ورودی توربین های گازی، در سیستم های تهویه منازل نیز رواج یابد.

در روش ذخیره سرما، از چیلرهای کمپرسی استفاده می شود که قادرند سرمای زیر صفر ایجاد کننده و یخ تولید نمایند. به علت مصرف برق زیاد، این چیلرها در ساعات غیر پیک شبکه برق به کار گرفته می شوند و یخ تولید می کنند، در ساعات پیک شبکه، سرمای تولیدی این یخ ها برای خنک کردن هوای ورودی توربین گاز استفاده می شود.

به علت عملکرد طولانی تر این چیلرها (در ساعات غیر پیک شبکه برق) ظرفیت چیلر می تواند کوچکتر انتخاب شود و این خود در کاهش هزینه سرمایه گذاری تجهیزات موثر است. به دلیل عدم مصرف برق در ساعات پیک شبکه برق، عیب عمده سیستم های چیلر کمپرسی با این روش از بین رفته است. در واقع، این مقدار مصرف برق، به ساعاتی منتقل می شود که تولید برق بحرانی نیست (مثل نیمه شب ها)

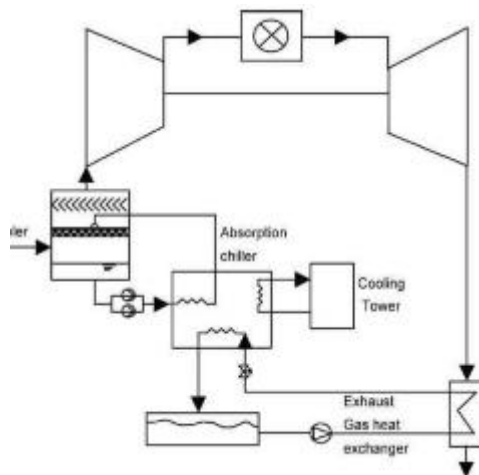
عوامل مهم در انتخاب سیستم های ذخیره سازی سرما

- هزینه اولیه زیاد سیستم ؛
- هزینه های راهبردی و نگهداری مناسب آن ؛
- افت فشار زیاد به علت استفاده از کویل سرمایشی ؛
- مصرف برق در ساعات غیر پیک شبکه برق ؛

۵-۲ استفاده از سیکل تبرید جذبی برای سرمایش هوای ورودی به

کمپرسور

مزیت این نوع خنک کن در آن است که دمای هوای ورودی به کمپرسور بوسیله آن می تواند تا یک دمای خاص در بازه وسیعی خنک شود و این دما مستقل از دمای هوای محیط می باشد. بنابراین توان خروجی نیروگاه مستقل از دمای هوای محیط همواره ثابت خواهد ماند. به طور کلی استفاده از سیستم چیلری بالاترین افزایش راندمان را در بین سیستمهای سرمایش مختلف بوجود خواهد آورد. در شکل زیر نحوه بکارگیری چیلر جذبی را برای سرمایش هوای ورودی کمپرسور توربین گازی به طور شماتیک مشاهده می نماییم.



شکل ۵-۲ نحوه بکارگیری چیلر جذبی برای سرمایش هوای ورودی کمپرسور توربین گازی

۶-۲ محاسبات فنی سیستم چیلر جذبی مورد استفاده در پالایشگاه امام

خمینی

وقتی دمای هوای عبوری از روی کویل های چیلر به دمای حباب خیس محیط و کمتر از آن رسید رطوبت هوا شروع به چگالش می کند. بار برودتی در چیلرهای جذبی به ۲ بخش تغییر دمای هوا و تولید آب از رطوبت موجود در هوا تقسیم می شود. برای به دست آوردن بار برودتی مورد نیاز برای انتخاب چیلر از موازنه انرژی خواهیم داشت:

$$\dot{Q}_{1-2} = \dot{m}_{air} \times (h_1 - h_2) - \dot{m}_{water} \times h_w$$

در رابطه بالا متغیر ها به صورت زیر تعریف میشوند

Q1-2 که همان بار حرارتی بر حسب کیلو ژول بر ثانیه یا همان کیلو وات میباشد .

\dot{m}_{air} همان دبی هوای ورودی به توربین گازی بر حسب کیلو گرم بر ثانیه است .

h_1 آنتالپی جرم واحد هوای خشک است در دمای t_1 که همان دمای حباب خشک محیط است .

h_2 آنتالپی جرم واحد هوای خشک در دمای t_2 است که همان دمایی است که چیلر هوای مورد

نظر را به آن می رساند و برابر یا کمتر از دمای حباب خیس محیط است .

M_{water} دبی آب چگالش یافته بر روی کویل های چیلر بر حسب کیلو گرم بر ثانیه است.

h_w آنتالپی اشباع جرم واحد هوای خشک در دمای t_2 است. مقادیر w_1 و w_2 که به ترتیب نسبت

رطوبت در هنگام ورود و خروج سیستم هستند، از رابطه ترمودینامیکی زیر به دست می آیند

:

$$\omega = (0.622 \phi P_g) / (P - P_g)$$

که P فشار محیط و P_g فشار اشباع در دمای t_1 همان دمای حباب خشک محیط

است و P_g فشار اشباع در دمای t_2 است. فشار ها در فرمول ها بر حسب کیلو پاسکال وارد

می شوند. w_1 رطوبت نسبی محیط است که این هم پارامتری مهم در طراحی است. w_2 را هم

برابر با ۱۰۰٪ در نظر می گیریم، در واقع فرض می کنیم که هوا در انتهای عبور از سیستم اشباع

می شود .

محاسبات بار سرمایی مورد نیاز سرمایش توربین های گازی خانگیان بر اساس دما

ورطوبت نسبی میانگین در فصل تابستان انجام میشود. بر این اساس دما ورطوبت نسبی میانگین

به ترتیب ۴۰ درجه سانتی گراد و ۱۸٪ در نظر گرفته میشود.

برای محاسبه بار سرمایی مورد نیاز سرمایش یکی از توربین های گازی با دبی جرمی

طراحی ۵۰,۷kg/s به نحوه زیر عمل مینماییم:

$$\begin{cases} T_1 = 40^\circ C \\ RH_1 = 18\% \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} h_1 = 313.7 \text{ KJ / Kg} \\ w_1 = 0.006967 \end{cases}$$

$$\begin{cases} T_2 = 7^\circ C \\ RH_2 = 100\% \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} h_2 = 280.4 \text{ KJ / Kg} \\ w_2 = 0.006995 \end{cases}$$

برای محاسبه دبی آب کندانس شده بر روی کویل ها از موازنه جرم خواهیم داشت:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{water}} &= \dot{m}_{\text{air}} (\omega_2 - \omega_1) = \\ 50.71 \times (0.006995 - 0.006967) &= 0.03437 \end{aligned}$$

آنتالپی تبخیر از رابطه زیر بدست می آید:

$$\begin{cases} T_2 = 40^\circ C \\ X = 0 \end{cases} \Rightarrow h_w = 167.5 \text{ KJ / Kg}$$

محاسبه تناژ تبرید به صورت زیر است:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{2-1} &= \dot{m}_{\text{air}} \times (h_1 - h_2) - \dot{m}_{\text{water}} \times h_w \\ &= 50.71 \times (313.7 - 280.4) - 0.03437 \times 167.5 \\ &= 1679 \text{ KJ / Kgs} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Ton}_{\text{ref}} &= \dot{Q} / 3.5168 = 1697 / 3.5168 \\ &= 477.4 \approx 500 \end{aligned}$$

با انجام محاسبات بالا این نتیجه حاصل شد که برای سرمایش هوای ورودی یکی از توربین های گازی نیاز به استفاده از چیلر جذبی با ظرفیت ۵۰۰ تن تبرید خواهیم داشت و در نتیجه برای سرمایش هوای ورودی هر ۳ توربین گازی باید از ۳ چیلر ۵۰۰ تنی استفاده نماییم.

۲-۶-۱ محاسبه راندمان کلی سیکل

برای محاسبه میزان راندمان کلی سیکل توربینهای گازی خانگیان در ابتدا باید به محاسبه مولفه هایی همچون نرخ کار مصرفی کمپرسور، نرخ کار تولیدی توربین و همچنین میزان نرخ گرمای تولیدی در محفظه احتراق پرداخت. با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک این مقادیر تعیین می گردد. با توجه به موارد بیان شده میزان کار مصرفی کمپرسور از رابطه زیر تعیین می گردد.

با توجه به موارد بیان شده میزان کار مصرفی کمپرسور از رابطه زیر تعیین می گردد.

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{\text{air}} (h_2 - h_1)$$

همچنین مقادیر نرخ گرمای تولیدی و کار تولیدی توربین از روابط زیر حاصل می گردد:

$$\dot{Q}_{in} = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{gas})h_3 - \dot{m}_{air}h_2$$

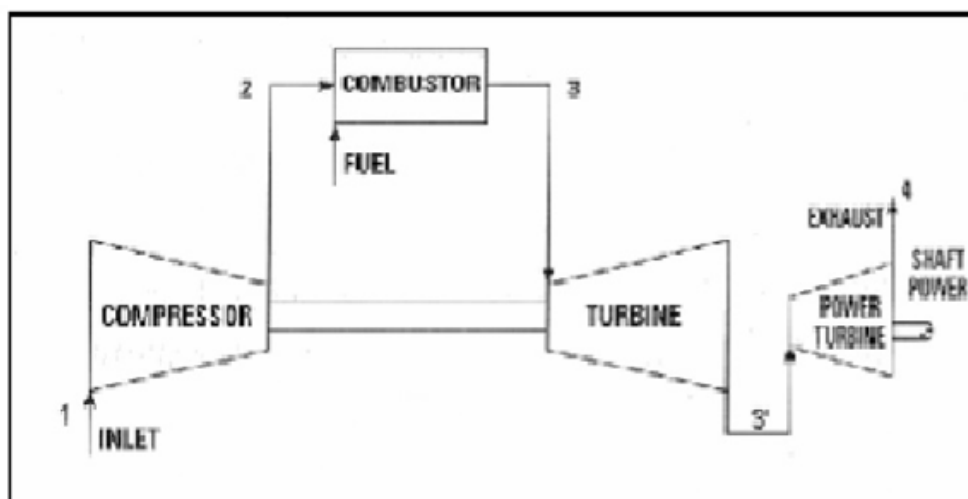
$$\dot{W}_t = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{gas})(h_3 - h_4)$$

برای محاسبه راندمان کل سیکل توربین گازی باید کار خالص بدست آمده را بر گرمای تولیدی تقسیم نمود. این فرآیند در رابطه زیر نشان داده شده است.

$$\eta_{cycle} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_c}{\dot{Q}_{in}}$$

۲-۶-۱- چرخه گازی برایتون

چرخه ایده آل برای تولید قدرت در توربین های گازی چرخه برایتون می باشد , چرخه برایتون اولین بار توسط جرج برایتون در حدود سال ۱۸۷۰ اختراع شد. امروزه فقط برای توربینهای گازی استفاده می شود و فرایند های تراکم و انبساط آن در ماشینهای دوار انجام می شود . توربینهای گازی معمولاً در چرخه باز کار می کنند که در شکل ۲-۱۲ نشان داده شده است:



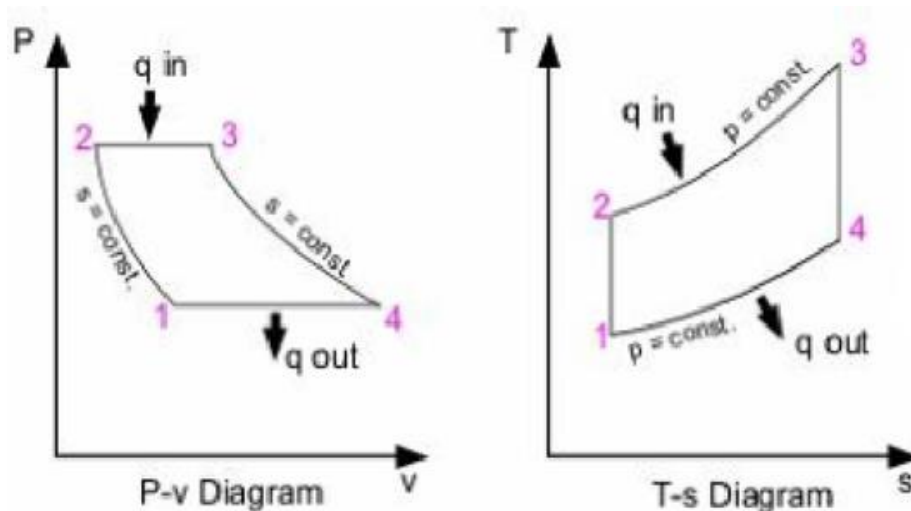
شکل ۲-۱۲ چرخه باز توربین گاز

هوای محیط توسط کمپرسور فشرده شده , سپس هوای فشار بالا به طرف محفظه احتراق حرکت می کند و آنجا سوخت در فشار ثابت مشتعل می گردد . سپس گاز های با دمای بالا وارد توربین می گردند و در آنجا تا فشار اتمسفر منبسط می شوند و بنابراین توان تولید می کنند . گازهای خروجی که توربین را ترک می کنند بی مصرف هستند و به همین دلیل موجب می شوند که این چرخه در یک چرخه باز طبقه بندی شود. چرخه ایده آلی که در آن سیال عامل در

^۶ Gordon G. Van wylen, Fundamentals of Classical thermodynamics, Published simultaneously in Canada, 1984, p202

حلقه بسته گردش می کند چرخه برایتون است که دارای چهار مرحله برگشت پذیر داخلی زیر است :

- ۱- تراکم آیزنتروپیک در کمپرسور
- ۲- انتقال گرما به سیال در فشار ثابت
- ۳- انبساط آیزنتروپیک در توربین
- ۴- انتقال گرما از سیال در فشار ثابت



شکل ۲-۱۳ نمودار P-V و T-S چرخه برایتون

نمودار S-T و V-P یک چرخه برایتون ایده آل در شکل ۱۱-۲ نشان داده شده است با فرض گرمای ویژه ثابت داریم :

بازده گرمایی چرخه برایتون به صورت نسبت کار خروجی خالص چرخه به گرمای داده شده به آن تعریف می شود.

$$\eta_{th, Brayton} = \frac{W_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{C_p(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_1)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \quad (۳)$$

با توجه به اینکه فرایندهای ۱-۲ و ۳-۴ آیزنتروپیک هستند و $P_1 = P_4$ و $P_2 = P_3$ بنابراین:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (۴)$$

از جایگذاری این معادله در رابطه بازده گرمایی و ساده کردن بدست می آید:

$$\eta_{th, Brayton} = 1 - \frac{1}{PR^{(k-1)/k}} \quad (۵)$$

که در آن $PR=P2/P1$ نسبت فشار و k نسبت گرماهای ویژه می باشد.

به علت باز گشت ناپذیریها یی که در کمپرسور وجود دارد فرایند تراکم در کمپرسور آیزنتروپیک نبوده و راندمان آیزنتروپیک کمپرسور به صورت نسبت کار ورودی تئوری (باز گشت پذیر) به کار ورودی واقعی کمپرسور تعریف می گردد.

$$\eta_i = \frac{W_i}{W} \quad (6)$$

این کمیت را همچنین می توان توسط تراکم آیزنتروپیک (برگشت پذیر) بر حسب آنتالپی یا دمای هوا در حالت های اولیه و نهایی نوشت:

$$\eta_i = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (7)$$

دمای واقعی خروجی کمپرسور T_2 از مقدار این کمیت در تراکم آیزنتروپیک یعنی T_{2s} بالاتر است.

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_i} \quad (8)$$

راندمان آیزنتروپیک توربین گاز نیز به صورت کار خروجی واقعی (باز گشت نا پذیر) و کار آیزنتروپیک توربین تعریف می شود

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (9)$$

دمای واقعی گاز خروجی توربین T_4 از مقدار آن در انبساط آیزنتروپیک بیشتر است.

نرخ انتقال گرما در محفظه احتراق توربین گاز به صورت زیر مشخص می شود

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_a (1 + FA) c_{pg} T_3 - \dot{m}_a c_p T_2 = \dot{m}_a [(1 + FA) c_{pg} T_3 - C_p T_2] \quad (10)$$

که در آن FA نسبت سوخت به هوای واقعی به محفظه احتراق است و c_{pg} گرمای ویژه مخلوط گاز های خروجی از محفظه احتراق است.^۷

۲- اثر کاهش دمای هوای ورودی بر سیکل

مشاهده شده است که آب به ورودی کمپرسور می تواند در حین اینک کارایی سیکل را بهبود می بخشد، صدور NO_x () را کاهش دهد. سرد کردن هوای ورودی کمپرسور علاوه بر کاهش کار کمپرسور، اثرات دیگری نیز دارد:

۱- کاهش دمای محفظه احتراق و در نتیجه کاهش تولید (NO_x)

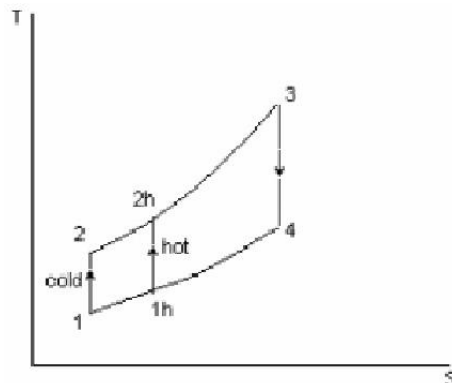
۲- افزایش جریان جرم در توربین و در نتیجه افزایش توان خروجی توربین

^۷ -Holman, J.P (Jack Philip) "Heat transfer", Mc Graw-Hill 1981

از آنجا که کمپرسور های توربین گاز ، در دور ثابت و ثابت بودن وضعیت پره های راهنمای ورودی ، دبی حجمی ثابتی از هوا را متراکم می کنند، لذا دبی جرمی هوای ورودی به توربین گاز با چگالی هوای ورودی به کمپرسور نسبت مستقیم دارد و همچنین چگالی ورودی با دمای هوای ورودی نسبت عکس دارد . بنا بر این افزایش دمای هوا ، کاهش چگالی و در نتیجه کاهش دبی جرمی و توان خروجی توربین گاز را به همراه دارد.

$$\dot{W}/\dot{m} = h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1) = C_p T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (11)$$

همانطور که در رابطه (۱۰) مشخص شده است نرخ کار کمپرسور بر واحد جرم هوای ورودی، با نسبت تراکم ثابت ، ارتباط مستقیم با دمای هوای ورودی دارد و با افزایش دما ، کار واحد جرم هوای ورودی کمپرسور افزایش می یابد. شکل (۴) نمودار تراکم در روزهای گرم و سرد را نشان می دهد. بزرگتر بودن خط تراکم $1h_2 - 1h_1$ نسبت به خط ۲-۱ نشان می دهد که کار مصرفی ویژه کمپرسور در یک روز گرم بیشتر از یک روز سرد است . از آنجا که فرایند تراکم ۵۰ تا ۶۰ درصد کل کار تولیدی به وسیله توربین را مصرف می کند افزایش کار مصرفی کمپرسور باعث کاهش کار خروجی سیکل می شود.



شکل ۱۲-۲ نمودار تراکم در یک روز سرد و گرم

نمودار ۱-۲ تراکم در یک روز سرد و گرم

در روزهای گرم طی کار ثابت کمپرسور افت نسبت فشار مشاهده می گردد. در حالی که سعی می گردد دمای بالای سیکل (ورودی توربین) به دلیل محدودیت های متالورژیکی پره توربین ثابت نگه داشته شود افت فشار باعث کاهش کار توربین و افزایش کار مصرفی کمپرسور به ازای واحد جرم هوای ورودی می شود و مجموعه این دو عامل باعث کاهش توان خروجی می گردد.

تحلیل محفظه احتراق

مرحله سوم در تحلیل سیکل تحلیل محفظه احتراق می باشد، با در نظر گرفتن احتراق فشار ثابت در محفظه و این که دما، فشار و هوای خشک موجود در هوای ورودی به محفظه احتراق از تحلیل کمپرسور به دست آمده اند، محصولات احتراق را با توجه به ثابت ماندن دمای خروجی محفظه احتراق (دمای بالای سیکل) می توان تعیین کرد. با توجه به اینکه مقدار رطوبت موجود در هوا افزایش می یابد، برای ثابت نگه داشتن دمای بالای سیکل می بایست مقدار سوخت افزایش یابد که مقدار سوخت اضافی با نوشتن معادله واکنش و تعیین جرم سوخت مصرفی تعیین می شود.

با معین بودن میزان رطوبت موجود در هوا:

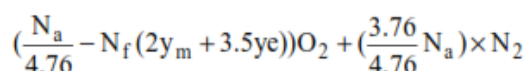
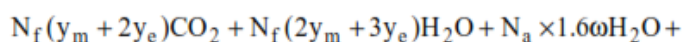
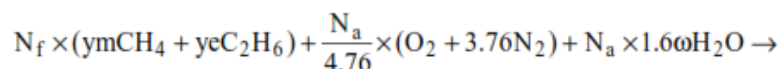
$$\omega = \frac{M_v}{M_a} \cdot \frac{N_v}{N_a} = \frac{N_v}{1.6N_a} \quad (12)$$

$$N_v = 1.6\omega N_a$$

تعداد مولهای آب موجود در مول هوا برابر است با

معادله واکنش سوخت و هوای مرطوب

معادله واکنش سوخت (ترکیبی از اتان و متان) و هوای مرطوب به صورت زیر می باشد



(13)

N_f : تعداد مولهای سوخت

N_a : تعداد مولهای هوا

y_m : جز، مولی متان در سوخت

y_e : جز، مولی اتان در سوخت

$$y_m \text{LHV}_{\text{CH}_4} + y_e \text{LHV}_{\text{C}_2\text{H}_6} = \text{LHV}_{\text{fuel}} \quad (14)$$

سوخت گاز طبیعی متشکل از اتان و متان می باشد که جزء مولی هر یک از آن ها با در دست بودن ارزش حرارتی سوخت مشخص می شود. سپس با در اختیار داشتن دمای ورودی به توربین یا دمای بالای سیکل، می توانیم معادله موازنه حرارتی را برای رابطه فوق بنویسیم و از این طریق، تعداد مولهای لازم سوخت برای رسیدن به دمای بالای سیکل به دست می آید. در توربین های گازی نیروگاهی، با توجه به ابعاد قابل توجه محفظه احتراق و سایر اجزاء توربین

گاز و نسبت هوا به سوخت بالا بازده احتراق بسیار بزرگ و حدود ۹۹٪ می باشد و این روش از دقت مناسبی برخوردار است. ظرفیت گرمایی ویژه برای واکنش دهنده ها و محصولات احتراق با در دست بودن روابط هر یک در کتب ترمودینامیک [۴] برحسب دما و انتگرال گیری از آن در طول دامنه تغییرات دما در محفظه احتراق به دست می آید. به این ترتیب با معلوم فرض کردن مقدار سوخت مصرفی، دمای هوای ورودی به توربین به روش سعی و خطا از معادله (۱۳) محاسبه می شود و با معلوم فرض کردن دمای هوای ورودی به توربین، TIT مقدار سوخت مصرفی تعیین می شود. بنابراین در برنامه نوشته شده دو حالت برای اجرای برنامه در نظر گرفته شده است:

۱ - معلوم فرض کردن دمای هوای ورودی به توربین و محاسبه مقدار سوخت مصرفی برای رسیدن به این دما

۲ - معلوم فرض کردن مقدار سوخت مصرفی و محاسبه دمای هوای ورودی به توربین به روش سعی و خطا از معادله (۱۳)

۲-۴ نرخ حرارتی نرخ حرارتی در یک سیکل میزان حرارت مصرفی برای تولید 1KWH توان خالص تولیدی می باشد بنابر این هر چه بازده سیکل افزایش یابد به مفهوم کمتر شدن نرخ گرمایی یا کاهش مصرف سوخت بر حسب kJ به ازای ۱ کیلو وات ساعت توان تولیدی می باشد.

$$HR = \frac{LHV \times \dot{m}_f}{\dot{W}_{net}} \times 3600 \quad (15)$$

۳-۴ راندمان حرارتی سیکل راندمان حرارتی سیکل از رابطه (۱۵) داد می شود

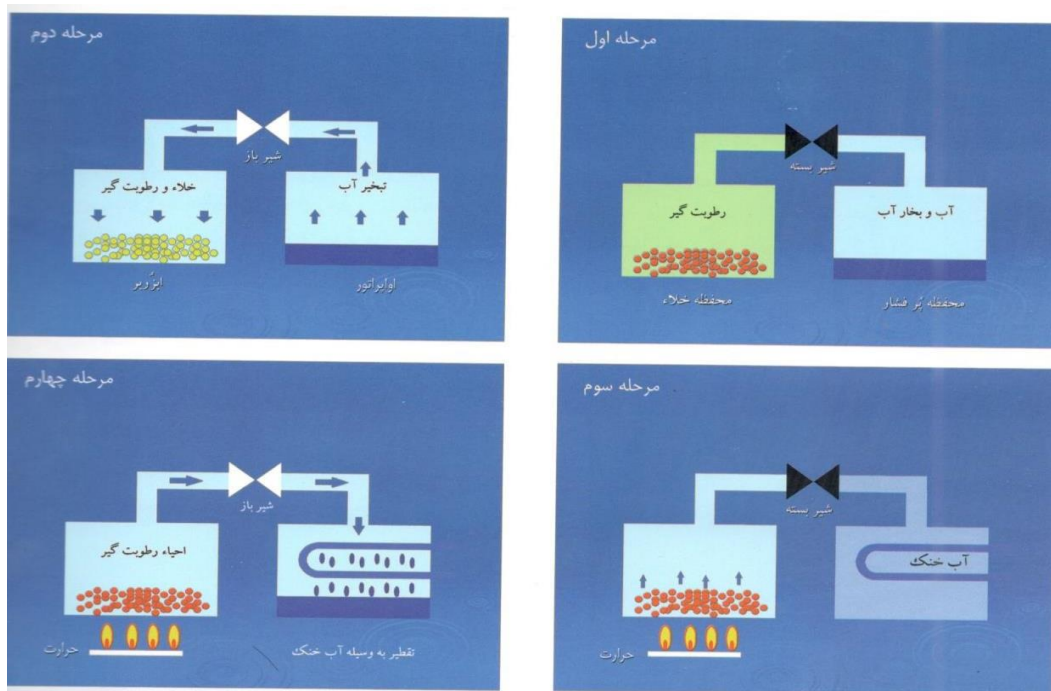
$$\eta = \frac{\dot{W}_{net}}{LHV \times \dot{m}_f} \quad (16)$$

۲-۷ نحوه کارکرد چیلرهای جذبی

روش ایجاد برودت در چیلرهای جذبی براساس قوانین ساده فیزیکی با تکنولوژی پیشرفته است. آب در شرایط استاندارد در فشار ۱ اتمسفر شروع به تبخیر می کند و در دمای ۱۰۰ درجه سانتی گراد به جوش می آید. اما اگر فشار محیط کاهش یابد دمای تبخیر آب نیز به نسبت آن کاهش می یابد. از آن جا که آب برای تبخیر به گرما نیاز دارد هنگام تبخیر انرژی گرمایی محیط را جذب نموده و باعث خنکی محیط پیرامون خود می شود. از این خاصیت در چیلرهای جذبی استفاده شده و موجب خنکی لوله های موجود در محفظه می شود. بدین ترتیب آب مظهر در

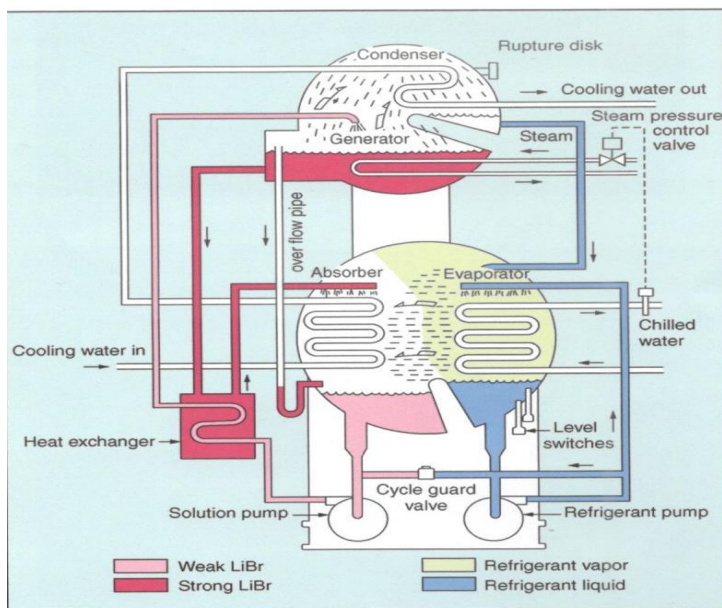
محفظه در بسته ای با نام اوپراتور چیلر که توسط پمپ وکیوم از هوا تخلیه شده تبخیر می گردد. این کار در خلاء نسبی (فشار ۷ میلی متر جیوه) انجام می شود. در این شرایط آب در دمای ۷ درجه سانتی گراد به جوش می آید و با سرعت تبخیر می شود. تبخیر نیز همان طور که قبلا اشاره شد گرمای محیط را دریافت می نماید و این کار تا زمان پر شدن محفظه از بخار ادامه می یابد. پس از آن برای ادامه کار لازم است بخار آب توسط یک مایع جاذب به نام لیتیوم بروماید که در داخل محفظه ایزوربر قرار دارد، گرفته شود و مجدداً "محلول جاذب که بخار آب را جذب کرده و رقیق شده است تغلیظ شود. برای این کار به محلول جاذب (لیتیوم بروماید) گرما داده می شود تا آب از آن جدا شود. گرما می تواند از طریق بخار آب تامین شود.

در هر صورت محلول جاذب غلیظ شده و بخارهای آب جدا شده از محلول جاذب به سمت کندانسور هدایت می شود. بخار آب با برخورد به لوله های آب خنکی که (در این پروژه از آب DM با دمای معادل ۲۰ الی ۲۵ درجه سانتی گراد) وارد دستگاه شده تقطیر و به حالت مایع تبدیل می شود. سپس از طریق لوله ای به محفظه اوپراتور منتقل می گردد. این چرخه کاری همچنان ادامه می یابد. در شکل ۱۳-۲ این چرخه کاری به صورت ساده نمایش داده شده است.

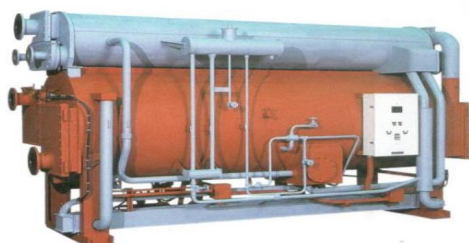


شکل ۲-۱۴ مراحل انجام فرآیند در چیلر جذبی

لازم به ذکر است که چیلرهای جذبی به ۲ گروه تک اثره Single effect absorption chiller و دو اثره double effect absorption chiller تقسیم می شود که تک اثره ها تنها از یک منبع گرمایی (ژنراتور) استفاده می شود و دو اثره ها از ۲ ژنراتور استفاده می شود.

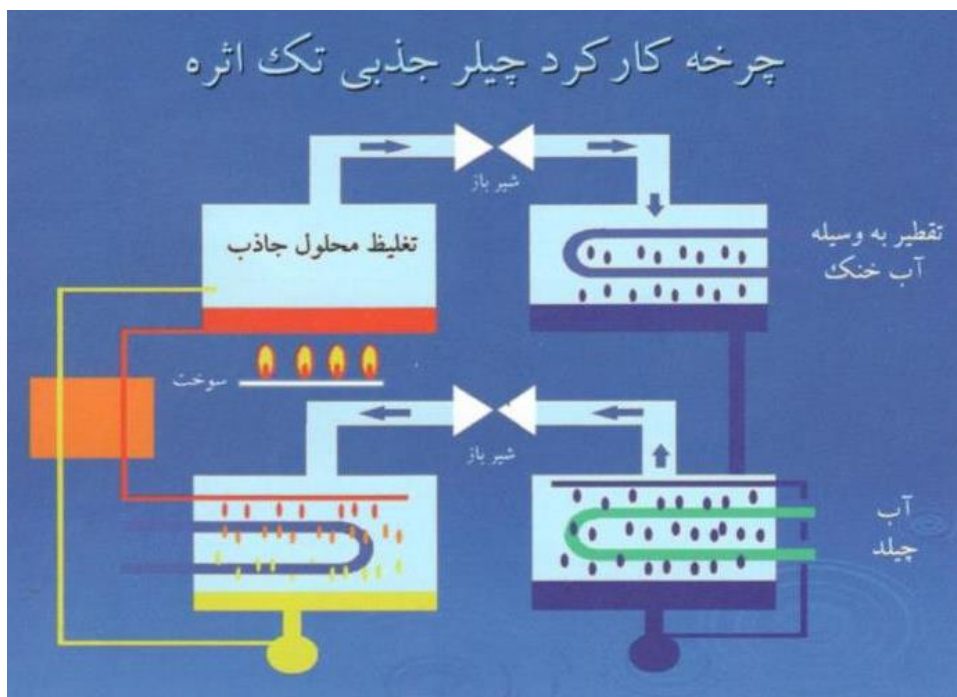


چرخه کارکرد چیلرهای
جذبى تک اثره با
تغذيه بخار



چیلر تک اثره مدل 16JH

شکل ۲-۱۵ چرخه کارکرد چیلر جذبى تک اثره



شکل ۲-۱۶ چرخه کارکرد چیلر جذبى تک اثره با تغذيه بخار

۲-۸ پیشینه تحقیق

افزایش راندمان توربین توسط کاهش دمای هوای ورودی در جهان با روشهایی متفاوتی چون سرد سازی توسط انبارش یخ، روش مدیا و مه پاشی (fogging)، چیلر جذبی و چیلر تراکمی در کشورهای مختلف دنیا از جمله در کشورهای آمریکا، کشورهای اروپایی و برخی از کشورهای عربی صورت گرفته است. در مقاله آقایان صنایع و طحانی به بررسی روشهای انجام شده در ایران هم پرداخته است اما اشاره ای به روش چیلر جذبی در ایران نشده است.^۸

در مقاله ای دیگر تحت عنوان مقایسه دو روش استاندارد خنک کاری هوای ورودی به توربین های گازی پالایشگاه گاز خانگیران، با بررسی عملکرد یکی از توربین های گازی این پالایشگاه (توربین B) در سال ۱۳۸۶ به مقایسه تاثیر استفاده از سیستم های مه پاشی و پیلر جذبی بر راندمان این توربین پرداخته شده و مشخص شده این دو روش به ترتیب باعث کاهش دمایی تا میزان حداکثر ۲۰ درجه سانتیگراد و ۳۰ درجه گردیده و افزایش راندمان توربین تا میزان حداکثر ۳ و ۳٫۵ درصد حاصل شده است.^۹

همچنین اثر چیلر جذبی بر افزایش توان و راندمان نیروگاه علی آباد مورد بررسی قرار گرفته که نشان می دهد که با هر درجه کاهش دمای هوای ورودی حدود ۰٫۹ درصد بر توان خروجی و ۰٫۶۵ درصد بر راندمان حرارتی افزوده می گردد. کل افزایش توان خروجی سیستم پس از ۱۶ درجه سرمایش هوای ورودی، ۱۳ درصد می باشد.^{۱۰}

Nikhil Dev و همکارانش در مقاله ای روشی براساس grapgtheorelic (GTA approach)

نمایش دادند تاواحدهای نیروگاه را که همزمان با تولید برق از انرژی استفاده دیگری هم می شوند طراحی کنند که شامل توسعه برنامه های موجود و مقایسه وضع موجود با توسعه یافته آن است. در این روش از پارامترهای بخش هایی چون سیستم کمپرسور که دمای هوا جزء آیتم های بررسی آن است، استفاده شده و در آن آمده که کاهش دمای هوا سبب افزایش توان خروجی می شود و نشان دادند ضریب انبساط در توربین گازی بستگی به نسبت فشار هوای کمپرسور دارد که افزایش آن سبب بهره برداری آنتالپی در توربین می شود.

^۸ صنایع، سپهر، طحانی، مجتبی، ۱۳۸۷، مدلسازی محفظه احتراق و توربین گاز سیکل گازی، به همراه خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور، ص ۱-۸

^۹ ۵-فرزانه کرد، ۱۳۸۶، ص ۹۸

^{۱۰} ۶- (رامرودی و سالاریان، اثر چیلر جذبی بر افزایش توان و راندمان نیروگاه علی آباد، دهمین همایش بین المللی انرژی)

در مقاله دیگری که توسط ashley De Sa و همکارانش نگاشته اند یک توربین گازی را در دبی در طی یک سال با تغییر دمای هوا از فصل سرد تا فصل گرم سال بررسی و کلیه پارامترهای آن را ثبت کرده اند و نتایج مقایسه را در جدولی آورده و نشان داده اند کاهش دما سبب افزایش راندمان می شود.^{۱۱}

Sunyoug cong در مقاله اش نشان داد با کاهش دما توسط روش Fog cooling انرژی و اکسرژی می شود و افزایش دمای هوا سبب کاهش exergy destruction rate می شود.^{۱۲} Barigozzi و همکارانش پارامترهای تکنیک های اقتصادی را بررسی کردند که سبب افزایش راندمان توربین های گازی در واحدهای نیروگاهی ترکیبی می شود و از آن جمله کاهش دمای هوای ورودی به قسمت کمپرسور می باشد. روش پیشنهادی جهت کاهش این دما استفاده از آب سرد تولیدی از چیلر جذبی می باشد و این کار در site-phoenix(az-usa) و neworleans(la-usa) و abu dhabi (uae) با شرایط مختلف آب و هوایی انجام شده است. با بررسی های انجام گرفته در سایت phoenix و dhabi که آب و هوای داغ دارند این عمل سبب انرژی خالص الکتریکی تا دو برابر می شود در مقایسه با نئو اورلئان همچنین دپویت نسبی هوا از جمله عوامل بسیار مهم در ساینز storag tank آب سرد می باشد.^{۱۳}

همچنین G.comodi و همکارانش در مقاله ای تحت عنوان enhancing micro gas turbine performance in hot climat through inlet air cooling vapour compression technique برای سرد سازی هوای ورودی به (micro turbines MGTs) استفاده از چیلر پیشنهاد شده است و چنانچه دما به ۱۵ درجه برسد جریان الکتریکی گرفته شده ۸٪ و بازده الکتریکی ۱٫۵٪ زیاد می شود.

s.baracat و همکارانش نیز در مقاله ای به کارگیری مدل trasient one-dimensional برای پیش بینی افزایش راندمان توربین گازی با کاهش دما و با استفاده از نرم افزار MATLAB پیشنهاد می شود که پردازش می کند کاهش دما چه تاثیراتی روی بازدهی دارد و محاسبات نشان می دهد که افزایش راندمان توربین در محدوده ۴٫۸ و ۹ درصد زیاد می شود و سود سالیانه 1.655×10^6 دلار در بازه ۱۰۲ سال برگشت خواهد شد.^{۱۴}

^{۱۱} Ashley De sa, sarim al zubaidy, gas turbine performance at varying ambient temperature, Applied thermal engineering 31, 2011, P2736

^{۱۲} Sunyoung Gong & Kiari Goni Boulama, Parametric Study of an absorption refrigeration machine using advanced exergy analysis, Energy 76, 2014, p453

^{۱۳} Giovanna barigozzi, 2010:4

^{۱۴} G.Comodi, M.Renzi. Enhancing micro gas turbine performance in hot climates through inlet air cooling vapour compression technique, Applied Energy 147, p40

فصل سوم

نتایج و یافته های حاصل از محاسبات و پردازش نرم افزار

۳-۱ تبیین و تشریح مساله

شبکه بخار مصرفی در پالایشگاهها با تولیدبخار فشار بالا در بویلرهای فشار بالا شروع می شود که بسته به طراحی هر شرکت فشار آن متفاوت است. در این شرکت بخار با فشار ۴۳ بار و دمای ۳۹۷ درجه سانتی گراد مبنای طراحی قرار گرفته است. این بخار فشار بالا جهت به حرکت درآوردن ادوات دوار از جمله توربین کمپرسورهای بزرگ هوای فشرده و توربین های مولد برق و توربین تلمبه های خوراک واحدها و توربین کمپرسورهای بزرگ واحدهای پالایشی استفاده می شود.

طراحان این توربین ها طراحی را بر این مبنا قرار داده که توربینی را که با فشار بخار ۴۳ بار و دمای ۳۹۷ درجه سانتی گراد تغذیه می شود در جریان خروجی از آن توربین حداکثر استفاده از انرژی به عمل آید. لذا چنان چه این جریان خروجی بخواهد به آب مقطر تبدیل شود نیاز به کندانسورهای بزرگ و جریان آب کولینگ زیاد و به پیامد آن هدر رفت منابع انرژی خواهد بود. بنابراین دیدگاه گرفتن کاندنس از خروجی توربین متنفی و طراحی به سمت گرفتن بخار با فشار پایین تر سوق یافته تا بتوان نهایت استفاده از انرژی به عمل آید.

اکثر توربین های بزرگ که از بخار فشار بالا تغذیه می کنند، در خروجی از توربین بخار با فشار ۴,۵ بار و در بعضی از توربین های خاص در خروجی از توربین، بخار با فشار ۲۱/۵ بار خواهد بود. بنابراین باید حلقه های مجزای بخار جهت تخلیه خروجی از توربین ها و استفاده از مجدد از آن فراهم آید که لازمه آن نصب ۲ حلقه مجزای بخار فشار متوسط و فشار پایین است.

نتیجه این که بخار مصرفی در این پالایشگاه در ۳ حلقه مجزا جریان داشته که اولی HPS و دومی MPS و سومی LPS خواهند بود که بسته به نوع مصرف کننده ها از یک لوپ گرفته و چنان چه خروجی از آن ها شرایط حلقه دیگر را داشته باشد به آن تخلیه می نماید. به غیر از آن مصرف کننده هایی که در خروجی کاندنس خواهند داشت که از جمله آنها سیستم های

گرمایشی مخازن و خطوط انتقال و مبدل های گرمایشی را شامل می شود و جریان خروجی از آنها به شبکه کاندنس برقرار و دیگر ماهیت بخار را ندارد.

هدف اصلی راهبران واحد های utility (آب، برق و بخار) حفظ شرایط فشار و دمای این ۳ حلقه بخار می باشد که تثبیت فشار شبکه HPS با تولید در بویلرها برقرار و تثبیت فشار حلقه MPS و LPS در مرحله اول توسط مصرف کننده های بخار HPS صورت گرفته و کمبود آن توسط تزریق آب به بخار فشار بالا جهت ورود به شبکه بخار فشار متوسط و تزریق آب به بخار فشار متوسط و تزریق آن به شبکه فشار پایین صورت می پذیرد. این عملیات در ایستگاه تقلیل فشار انجام می گیرد.

از آن جا که در فصل زمستان مصرف بخار فشار پایین و فشار متوسط به منظور در سرویس قرار دادن سیستم های گرمایشی افزایش می یابد، لذا ایستگاه تقلیل فشار در سرویس قرار گرفته و کمبود آن را جبران و فشار شبکه را تثبیت می نماید.

نکته قابل توجه آن که در فصل تابستان ایستگاه تقلیل فشار عملاً " از سرویس خارج است . در فصل تابستان که مصرف کننده های بخار LPS که تماماً " سیستم های گرمایشی هستند به جز تعدادی محدود بقیه از سرویس خارج و مصرف بخار LPS با درصد بالایی کاهش می یابد و از آن جا که توربین های تولید کننده LPS باید کماکان به کار خود ادامه بدهند لذا تغییر در شرایط کاهش تولید بخار LPS غیر ممکن و تولید کماکان ادامه خواهد داشت. این قضیه سبب افزایش فشار شبکه بخار LPS گشته و این افزایش فشار یک BACK PRESURE روی توربین ها به وجود خواهد آورد و سبب کاهش دور و راندمان آنها خواهد شد. لذا جهت تثبیت فشار این شبکه باید تدابیری اندیشید که روش موجود تخلیه آن به اتمسفر می باشد که خود اتلاف منابع آب و انرژی را در برخواهد داشت.

میزان برآورد بخار تخلیه شده در فصول گرم سال به طور متوسط ۱۰ تن بخار LPS با دمایی معادل ۲۴۰ درجه سانتی گراد در ساعت خواهد بود .

در راستای اهداف اقتصاد مقاومتی که حفظ ذخایر آب و انرژی جز اولویت های آن می باشد لذا استفاده از این منبع انرژی در اولویت کاری این پژوهش قرار گرفته و این پژوهش سعی در جلوگیری از اتلاف این انرژی را دارد.

۳-۲ بررسی راهکار

راهکار ارائه شده به این شرح است که با مصرف این بخار در چیلر جذبی و ایجاد سرمایش، از سرمایش حاصل جهت خنک کاری هوای ورودی به سه دستگاه توربین گازی مولد برق شرکت که از نوع STG 700(SIMENES) می باشد، در فصل تابستان استفاده و پیامد آن افزایش راندمان می باشد.

مصرف این بخار در چیلر جذبی علاوه بر تولید سرمایش با تولید کاندنس همراه خواهد بود که روش مناسبی برای جمع آوری آب حاصل از بخار ونت شده و انرژی همراه آن است. به جهت موجود بودن جریان آب DM و کاندنس سرد در شرکت که به عنوان منبع آب تغذیه دیگ های بخار می باشد و دمای آن حداکثر ۲۵ درجه سانتی گراد است، بهترین سیال به عنوان منبع خنک کاری داخلی چیلر مذکور بوده که علاوه بر انجام فرآیند کولینگ چیلر با افزایش دمای به دست آمده یک فرآیند پیش گرم برای ورود به دیگ بخار می باشد.

پیشنهاد این سیستم (چیلر جذبی) در راستای تحقق انرژی SAVING و حفظ ذخایر آب خواهد بود و مزیتی که نسبت به سایر روشهای خنک کاری هوای ورودی (اشاره شده در فصل ۲) دارد این است که علاوه بر عدم مصرف آب، استفاده از انرژی هدر رفت به عنوان انرژی مصرفی، حفظ منابع محیط زیست، مصرف کم برق، نداشتن قطعات مکانیکی زیاد و آرام کار کردن دستگاه، تناژ بالای سرمایش در مقایسه با دیگر روشها می باشد.

۳-۳ محاسبات مربوط به پارامترهای انرژی مصرفی (بخار و آب

کولینگ) چیلر جذبی متناسب با نیاز پروژه

۳-۳-۱ شرح قسمت های مختلف چیلرهای جذبی و محاسبات مربوط به آنها

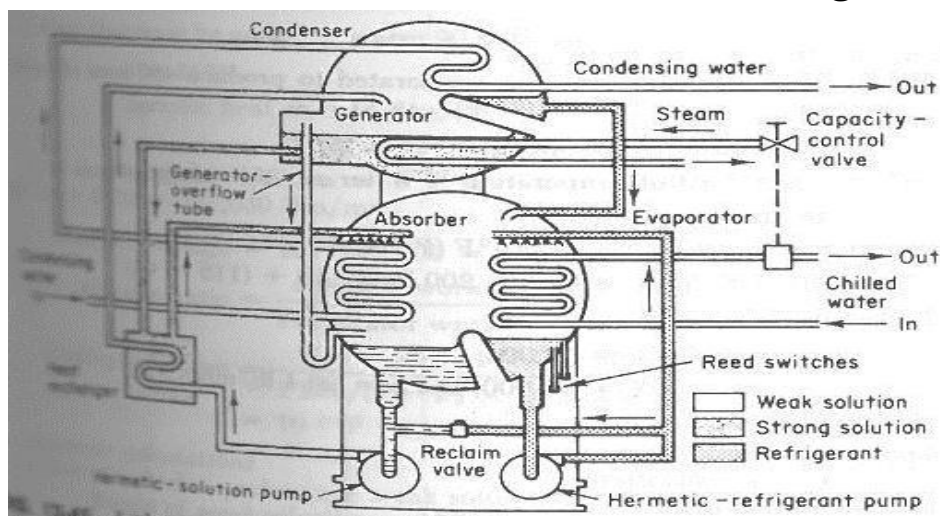
واحدهای جذبی لیتیوم بروماید دو عامل مهم را پوشش می دهند تا سرمایش حاصل شود.:

۱- آب می جوشد و فلاش می گردد و به تنهایی سرد می شود وقتی تحت خلا زیاد قرار می گیرد.

۲- ماده مخصوصی مانند نمک بخارات آب را جذب می کند. محلول لیتیوم بروماید یک محلول نمکی hygroscopic است که بهترین محلول با رابطه فشار بخار است که قادر است بهترین بازدهی را داشته باشد.

در واحدهای جذبی آب فلش می شود و دمای آب باقیمانده سرد می شود. نسبت آب به نمک اندازه گیری می شود به وسیله تنزل فشار بخار آب که با افزایش غلظت نمک نیز بیان می شود.

سیکل کامل شده در شکل ۱-۳ نشان داده شده است و ماشین جذبی از ۵ جزء اصلی تشکیل شده است: ۱-Evaporator (تبخیرکننده) این بخش شامل یک سری از لوله ها است که آب سرد برگشتی از آن عبور می کند و به طور غیرمستقیم به وسیله اسپری شدن آب سرد روی آن ها خنک می شود. این مبدل تحت فشار مطلق پایین کار می کند جایی که آب فلش می شود و به پیامد آن آب باقی مانده سرد می شود. ۲-Absorber (جذب کننده) در این قسمت از محلول غلیظ نمک استفاده می شود تا بخارات آب قسمت اواپراتور را جذب کند. پمپ محلول لیتیوم بروماید را از بالای ایزوربر روی تیوپ ها اسپری می کند. کار ایزوربر با مجموع بارهای حرارتی شامل یک کار خنک کاری، حرارت محلول، سرد کردن آب کاندنس و گرمای حاصل از محلول توسط آب کولینگ گرفته شده و به برج خنک کننده منتقل می شود. ۳-Solution heat exchanger این جزء سبب افزایش بازدهی سیستم می شود. این عمل توسط تبادل حرارت بین محلول رقیق که از اواپراتور خارج می شود و محلول غلیظ که از ژنراتور برگشت داده می شود، انجام می شود. این فرآیند سبب کاهش مصرف بخار و آب خنک کننده می گردد. ۴-Generator یک مبدل گرم کننده می باشد که با بخار تغذیه می شود تا محلول رقیق را غلیظ نماید. این فرآیند به وسیله جوشاندن که سبب جدا سازی همراه محلول می شود، انجام می گیرد. ۵-Condenser (مایع کننده) در این بخش بخارهای هارج شده از ژنراتور با برخورد با تیوپ ها به مایع تبدیل می شود.



شکل ۱-۳ سیکل جذبی لیتیوم بروماید

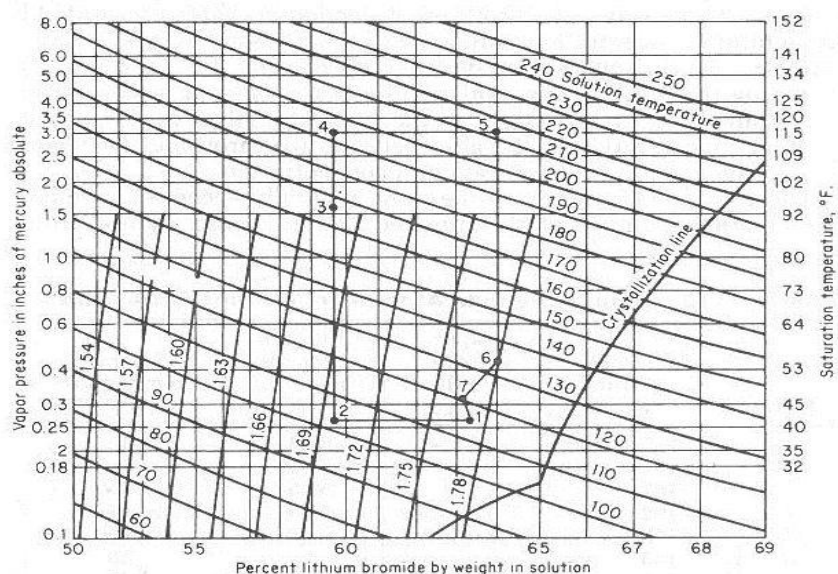
سیکل های جذبی عموماً در دمای ۷,۲ تا ۸,۳ درجه سانتیگراد (۴۵ تا ۴۷ درجه فارنهایت) با آب سرد خروجی و فشار مطلق ۳,۲۷ اینچ جیوه در بخش ژنراتور و بخش کانداנסور کار می کنند.

سه چرخش سیال در این فرایند صورت می پذیرد که شامل: ۱- آب به عنوان سیال خنک که پمپ کی شود و به اواپراتور می رود. ۲- لیتیوم بروماید به عنوان جاذب که از مبدل عبور کرده و وارد ژنراتور شده و بعد از غلیظ سازی مجدداً برگشت داده می شود. ۳- جریان آب کولینگ که به صورت سری از تیوپ های ابزوربر به قسمتی از تیوپ های کانداנסور عبود می کند.

بخار استفاده شده در بخش ژنراتور فشار معادل ۵۵ تا ۹۶ کیلو پاسکال معادل ۸ تا ۱۴ psig را خواهد داشت تا محلول را به جوش آورده و بخار آب آن را جدا کند
عامل جریان سیال از ژنراتور به ابزوربر گراویتی و اختلاف فشار است و از پمپ استفاده نمی شود. حرارتی که در ابزوربر و کانداנסر تولید می شود توسط آب کولینگ جذب می شود.

۳-۲-۳ نمودار تعادل

از طریق این نمودار عملکرد ماشین جذبی آنالیز می شود و توسط استفاده از لیتیوم بروماید و آب نمودار تعادل، غلظت سیستم را تعیین می کند تا بیشترین بازدهی را داشته باشد.



نمودار ۱-۳ نمودار تعادل لیتیوم بروماید

در این نمودار فشار بخار بر حسب اینچ مطلق جیوه بر حسب درصد لیتیوم بروماید با نسبت وزنی در محلول نمایش داده شده است.

در سمت راست نمودار دمای سیر شده ی محلول در فشار بخار مشخص نشان داده شده است خطوط منحنی شکلی که از چپ به راست حرکت می کنند خطوط دمای محلول هستند. خطوط منحنی شکلی که از پایین به بالای نمودار گسترده شده است خطوط (Specific gravity) گراویتی مخصوص هستند که غلظت محلول را تعیین می کنند. با تعیین کردن گراویتی مخصوص و دمای محلول نمکی غلظت را می توان با این نمودار تعیین کرد. خطوط منحنی شکلی که در گوشه پایین در سمت راست نشان داده شده است به خطوط کریستاله شدن معروف می باشد. این خطوط نشان می دهد نقاطی را که در آن محلول شروع به تغییر حالت از مایع به جامد می نماید. نتیجه این که این خطوط کریستاله شدن محدودیت سیکل را مشخص می کند. محاسبات ماشین جذبی

به وسیله استفاده از داده های نشان داده شده در جدول ۱-۳ به عنوان عملکرد یک سیکل نمونه محاسبات را می توانیم برای یک عملکرد نمونه تئوریکال انجام دهیم. داده های مربوط به گراویتی مخصوص و گرمای ویژه برای محلول لیتیوم بروماید در نمودار ۲-۳ و نمودار ۳-۳ قابل برداشت می باشد. داده های دیگر برای حل مساله به صورت پیشفرض در ذیل آمده است.^{۱۵}

جدول ۱-۳ داده های مربوط به ماشین جذبی لیتیوم بروماید

Point	Solution temperature, °F.	Vapor pressure, in. Hg abs.	Lithium bromide solution, %	Saturated temperature, °F.
1	115	0.27	63.3	42
2	104	0.27	59.5	42
3	167	1.65	59.5	95
4	192	3.0	59.5	115
5	215	3.0	64.0	115
6	135	0.45	64.0	55
7	120	0.32	63.3	46

در ذیل نمونه موردی محاسبات دستی انرژی مصرفی یک چیلر جذبی با شرایط مطرح شده ارائه می گردد:

ظرفیت تناژ چیلر ۴۵۰ تن
 دمای آب سرد خروجی از چیلر ۴۵ درجه فارنهایت

^{۱۵} Robert H.Perry &Don Green, Perrys chemical engineers handbook ,Sixth Edition ,1984.p12-41

۵۵ درجه

دمای آب سرد برگشتی

فارنهایت

۸۵ درجه فارنهایت

دمای آب ورودی به کاندنسر

بر حسب گالن بر

جریان آب کولینگ

دقیقه ۱۵۷۵

۱۲ Psg

فشار بخار

Evaporator (تبخیرکننده)

مقدار آبی که باید تبخیر شود تا ۴۵۰ تن سرمایش تحقق پذیرد

$X = \text{lb of water evaporated}$

$1069.5 = \text{Latent heat of evaporation of water at } 42^\circ\text{C refrigerant (point)}$

$\text{Condensing temp} = 115^\circ\text{C (point 4)}$

$1069.5 \text{ Btu/lb} \times \text{lb/min} = 450 \times 200 \text{ btu/min} + (115 - 42) \times 1 \text{ Btu/(lb} \cdot ^\circ\text{F)} \times X$

$1069.5X = 90000 + 73X$

$X = 90000 / 996.5 = 90.4 \text{ lb/min}$

Strong solution concentration (غلظت محلول غلیظ)

Weight of weak solution (وزن محلول رقیق)

59.5% concentration

$104^\circ\text{F (POINT 2)}$

Specific gravity = 1.71

Generator solution flow = 110 gal/min (from manufacturer)

$110 \text{ gal/min} \times 8.33 \text{ lb/gal} \times 1.71 = 1570 \text{ lb}$

Weight of lib $59.5 \times 1570 = 935 \text{ lb}$

Weight of strong solution must remove 90.4 lb of water from weak solution

(وزن محلول غلیظ که باید از محلول رقیق جدا شود)

$1570 - 90.4 = 1479.6$

Concentration of strong solution

$935 / 1479.6 = 63.3$ (64% from table)

Absorber heat rejection (حرارتی که از جذب کننده رها شده است)

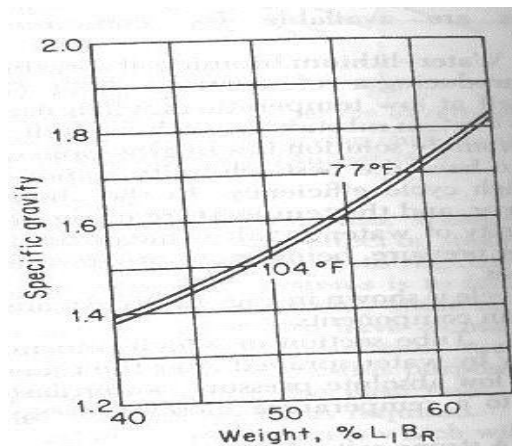
1-Heat that must be remove in cooling recirculated solution

$T = 120 - 104 = 16^\circ\text{F}$

Average temp = 112°F

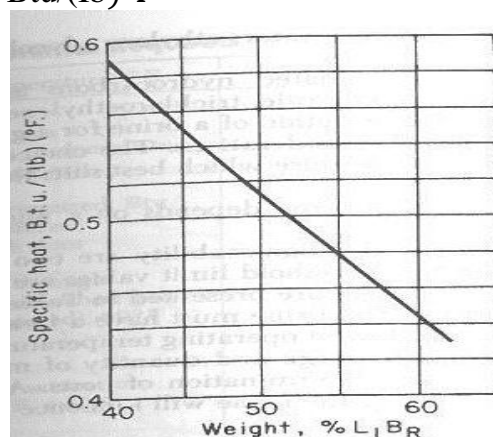
Average concentration = 61.4%

Specific gravity = 1.73



نمودار ۲-۳ گرمای ویژه محلول لیتیوم بروماید

Specific heat = 0.44 Btu/(Ib)°F



نمودار ۳-۳ گرمای ویژه محلول مایع لیتیوم بروماید

Absorber solution flow = 145 gal/min (from manufacturer)

$245 \times 8.33 \times 16 \times 0.44 \times 1.73 = 24800 \text{ Btu/min}$

2-Exothermic heat of dilution that must be removed

Average cycle concentration = 61.8%

Heat of dilution = 202 Btu /Ib water

Tb/min of water absorbed = 90.4

$90.4 \times 202 = 18150 \text{ Btu/min}$

3- که باید گرفته شود 42°F بخاز آب در 90.4 Ib/min حرارت حاصل از کاندنس شدن

Latent heat at $42^\circ\text{F} = 1069.5 \text{ Btu/IB}$

$90.4 \times 1069.5 = 96682 \text{ Btu/min}$

۴- حرارتی که باید اضافه شود تا گرم کند 90.45 Ib/min آب را از 42°C تا 103°C

$t = 61^\circ\text{F}$

گرمای ویژه = $0.44 \text{ Btu/(Ib } ^\circ\text{F)}$

$90 \times 0.44 \times 61 = 2420 \text{ Btu/min}$

$$-96500+18150+24800=1+2+3+4=\text{مجموع حرارت آزاد شده از ابزوربر}$$

$$2420=137030\text{Btu/min}$$

$$\text{تناژ ابزوربر}=137030/200=685\text{tons}$$

$$\text{نسبت ابزوربر کاراواپراتور}=\frac{\text{ابزوربر کار}}{\text{کاراواپراتور}}=685/450=1.52$$

$$\text{افزایش دمای کولینگ}=\frac{\frac{137030\text{Btu}}{\text{min}}}{1\text{Btu}/(\text{lb F})\times 1575\text{gal}/\text{min}\times 8.33\text{lb}/\text{gal}}=10.4\text{ }^{\circ}\text{F}$$

محاسبات ژنراتور

۱-حرارتی که جذب می شود در پیش گرم کن محلول ضعیف

$$\text{وزن محلول ضعیف}=1570\text{ib}$$

$$t=192-167=25^{\circ}\text{F}$$

$$\text{غلظت}=59.5\%$$

$$\text{ویژه گرمای ویژه}=0.442$$

$$1570 \times 0.442 \times 25=17300\text{Btu/min}$$

۲-حرارتی که جذب می شود تا تغییر دهد نقطه جوش را از ۱۹۲ تا ۲۱۵ درجه فارنهایت

$$\text{غلظت متوسط}=61.8\%$$

$$\text{ویژه گرمای ویژه}=0.44$$

$$\text{متوسط جریان}=(1570+1479.6)/2=1525\text{ib/min}$$

$$T=23^{\circ}\text{F}$$

$$1525 \times 0.44 \times 23=15500\text{Btu/min}$$

۳- گرمای (Endothermic) که باید به محلول اضافه شود

$$90.4\text{ ib/min} \times 202\text{ Btu/ib}=18150\text{ Btu/min}$$

۴-حرارتی که در اواپراتور جذب می شود تا دمای ۹۰,۴ پوند در دقیقه از آب کاندنسیت دمایش به ۱۱۵ درجه فارنهایت برسد.

$$\text{Latent heat at } 115\text{ }^{\circ}\text{F}=10.28\text{ Btu/ib}$$

$$90.4 \times 10.28=92600\text{Btu/ib}$$

$$-143500+18150+24800=1+2+3+4=\text{مجموع حرارت جذب شده در ژنراتور}$$

$$\text{تناژ ژنراتور}=143550/200=717.7$$

$$\text{نسبت ژنراتور}=717.7/450=1.59$$

بخار مصرفی

Latent heat (12-psig بخار)= 949.7 Btu/ib

بخار مورد نیاز = $143550 \text{ Btu/min} \times 60 \text{ min/h} = 8600000 \text{ Btu/h}$

تن کار مفید = 450

نسبت بخار = $8600000 / (949.7 \times 450) = 20.2 \text{ ib/(h.ton)}$

بازدهی ماشین یا صزیب عملکرد

$100\% \times \text{کار مفید خروجی} \div \text{بخار ورودی} = \text{بازدهی ماشین}$

$\% 62.8 \times 100\% = (450/717.7) \times 100\% = \text{نسبت بخار} \div \text{کار ژنراتور} = \text{نسبت بخار}$

محاسبات کاندنسر

۱- حرارتی که آزاد می شود با کاندنس شدن ۹۰,۴ پوند در دقیقه از آب کاندنس در دمای ۱۱۵

درجه فارنهایت

Latent heat at 115°F = 1028 Btu/ib

$90 \times 1028 = 92600 \text{ Btu/min}$

۲- حرارتی که آزاد می شود با سرد کردن ۹۰,۴ پوند در دقیقه از بخار سوپر هیتز از ۲۱۵ تا ۱۱۵

درجه فارنهایت

T = 100 °F

0.425 = گرمای ویژه

$90.4 \times 100 \times 425 = 3840 \text{ Btu/min}$

$1 + 2 = 96440 \text{ Btu/min}$ = مجموع حرارت آزاد شده از بخش کاندنسر

$96440 / 200 = 482 \text{ ton}$ = تناژ کاندنسر

$482 / 450 = 1.07$ = نسبت کاندنسر

افزایش آب کاندنسر:

$1575 \text{ gal/min} \times 2/3 = 1055 \text{ gal/min}$ = جریان آب کولینگ

$(96440 \div (1 \text{ Btu/(ib. °F)}) \times 8.33 \times 1055) = 10.9^\circ\text{F}$

مجموع بالانس حرارتی

کار اواپراتور + کار ژنراتور = حرارت ورودی

$450 + 717.7 = 11.67/7 \text{ ton}$

کار ابزوربر + کار کاندنسر = حرارت خروجی

$685 + 482 = 1167 \text{ ton}^{16}$

¹⁶ Ernest E. Ludwig, Applied process design, volume 3, third edition, Gulf professional publishing, p310

۳-۴ پردازش پروژه با استفاده از نرم افزار thermoflow

از آن جا که نرم افزار مذکور از ماژول های مختلفی تشکیل شده است، ماژولی که این پروژه را پوشش می دهد ماژول GT-PRO می باشد. در صفحه آغازین این نرم افزار که شامل تنظیمات اولیه ی نرم افزار و آرایش سیکل و تجهیزات می باشد، مراحل زیر اجرا می گردد:

بخشهای قابل تنظیم در صفحه آغازین نرم افزار توسط شماره ها نشان داده شده و توضیحات هر بخش در ادامه می آید.

۳-۴-۱ طراحی جدید (NEW DESIGN)

در این بخش یکی از روش های مورد نظر برای ورود اطلاعات به نرم افزار و انجام شبیه سازی انتخاب می شود. غالب شبیه سازی ها با استفاده از گزینه پیش فرض (Set up wizard and start visual design) انجام می شود. با استفاده از گزینه (Plant design expert) وارد محیط نرم افزار PDE می شویم. این نرم افزار برای شبیه سازی طراحی یک نیروگاه سیکل ترکیبی یا گازی به صورت هوشمندانه و بر پایه حداقل اطلاعات ورودی توسط کاربر مورد استفاده قرار می گیرد.

۳-۴-۲ توان خروجی واحد (APPROXIMATE PLANT OUT PUT)

در این بخش محدوده تقریبی توان واحد انتخاب می شود. براساس بازه انتخابی نرم افزار پیش فرض هایی را ارائه می کند که می تواند برای شبیه سازی مورد استفاده قرار گیرد. برای نیروگاههای سیکل ترکیبی برپایه توربین های گازی کلاس E مانند SIEMENS V94.2 و ge fr9E غالبا از گزینه پیش فرض و برای نیروگاههای برپایه توربین های کلاس F مانند SIEMENS V94.3 و MHA M701F5 از گزینه Above 200MW استفاده می شود.

۳-۴-۳ آرایش کلی نیروگاه (GENERAL PLANT CONFIGURATION)

در این بخش آرایش کلی نیروگاه انتخاب می شود. آرایش های مختلف قابل انتخاب به شرح زیر است:

GT only

برای شبیه سازی واحدهای توربین گاز بدون بویلر بازیاب (سیکل ساده)

GT and HRSG ONLY (no st)

برای شبیه سازی واحدهای گازی و بویلر بازیاب به منظور تولید بخار فرآیندی این گزینه در شبیه سازی واحدهای یوتیلیتی پروژه های نفت و گاز کاربرد دارد. گزینه های دیگر شرایط پروژه را شامل نمی شود.

۳-۴-۴ فراخوانی فایل های موجود (EXISTING FILE)

فراخوانی فایل GT PRO که پیش از این تولید شده است .

۳-۴-۵ روش استفاده از نرم افزار (MODE)

در صورتی که لایسنس اجرای نرم افزار به همراه PEACE وجود نداشته باشد می بایست از گزینه GT PRO ONLY استفاده نمود. در حالت کلی استفاده از گزینه GT PRO and PEACE به دلیل امکان استفاده از کتابخانه گسترده نرم افزار برای تخمین اطلاعات جزئی تر تجهیزات و همین طور محاسبات اقتصادی پروژه ترجیح داده می شود.

۶- تعیین اهمیت نسبت هزینه ها به راندمان (Cost/efficiency Balance)

با استفاده از این گزینه نرم افزار با انتخاب یکی از گزینه های Design for lower Cost و یا Design for higher efficiency مقادیر پیش فرضی را در شبیه سازی استفاده می کند که منجر به کاهش هزینه ها و یا در مقابل با افزایش هزینه های واحد منجر به افزایش راندمان آن می شود.

در طرح های جدید نیروگاهی به دلیل تبعیت قیمت فروش برق از راندمان نیروگاه توصیه می شود از گزینه Design for higher efficiency استفاده شود. در صورت انتخاب هر یک از گزینه ها می توان با استفاده از تنظیمات جزیه جز ترم افزار مقادیر پیش فرض پیشنهادی نرم افزار را تغییر داد.

۳-۴-۶ انتخاب سوخت واحدهای گازی (PRIMARY GAS TURBINE FUEL)

با استفاده از این بخش می توان سوخت مصرفی واحد را انتخاب و یا اصلاح نمود. با کلیک بر روی مثلث کنار نام سوخت و انتخاب گزینه User Defined و پس از آن کلیک بر روی کلید Modify Fuel می توان آنالیز سوخت مورد استفاده در نیروگاه را معرفی نمود.

۳-۴-۷ تعریف سوخت مصرفی نیروگاه

پس از آن می توان یکی از سوخت های پیش فرض نرم افزار را از لیست آن انتخاب و با کلیک بر روی گزینه User Defined ترکیبات سوخت را وارد نمود . همچنین با استفاده از گزینه Save fuel و Load Fuel می توان سوخت ایجاد شده در سایر پروژه ها و نرم افزارهای ترموفلو را استفاده نمود. فایل سوخت با پسوند udf در پوشه کاری ذخیره می شود . پس از کلیک روی کلید OK ارزش حرارتی محاسبه شده توسط نرم افزار در این یک پنجره نمایش داده می شود که می توان مقدار آن را با نتایج آنالیز آزمایشگاهی مقایسه نمود.

۳-۴-۸ تأثیرات حضور سولفور در سوخت بر روی شبیه سازی

در صورت وارد کردن سولفور در ترکیبات سوخت نرم افزار قادر خواهد بود پس از مشخص شدن نوع توربین نقطه شبنم اسید سولفوریک را محاسبه نموده و پس از فعال سازی گزینه تعیین دمای محصولات احتراق بر حسب اختلاف از نقطه شبنم اسید سولفوریک در صفحه تنظیمات بویلر سطوح حرارتی بویلر را به نحوی محاسبه و اعمال کند که دمای دود به اندازه دلخواه بالاتر از نقطه تشکیل اسید سولفوریک در محصولات احتراق شده و از خوردگی اسیدی دودکش و ردیف های انتهای بویلر جلوگیری شود.

۳-۴-۹ افزودن واحدهای جانبی (GENERAL PLANT CONFIGURATION)

با استفاده از گزینه های این بخش که به نوعی بخشی از آرایش واحد هستند می توان واحدهای جانبی برای نیروگاه در نظر گرفت.^{۱۷}

Include Gasification (AGCC) با استفاده از این گزینه یک واحد تولید گاز سنتزی از ذغال سنگ در کنار واحد سیکل ترکیبی در نظر گرفته می شود . سوخت گازی تولید شده در این واحد ما را قادر می سازد تا از سوخت زغال سنگ در نیروگاه سیکل ترکیبی و واحدهای گازی استفاده کنیم. این گونه از واحدهای که دارای هزینه های ساخت بالایی هستند در برخی از کشورها که دارای منابع گسترده زغال سنگ می باشند مورد استفاده قرار می گیرند و ممکن است در آینده در کشور مانیز مورد استفاده قرار گیرند.

Include pre/post combustion co2 capture با استفاده از این گزینه یک واحد جداسازی دی اکسید کربن از محصولات احتراق و یا سوخت گازی تولید شده در واحد IGCC در نظر گرفته می شود . لازم به ذکر است که این تجهیز در حال حاضر در هیچ یک از نیروگاههای

^{۱۷}-سعادتى، احسان اله ، طراحی و شبیه سازی سیکل های نیروگاهی در نرم افزار Thermoflow، نشر الیاس ، چاپ اول ، پاییز ۹۵، ص

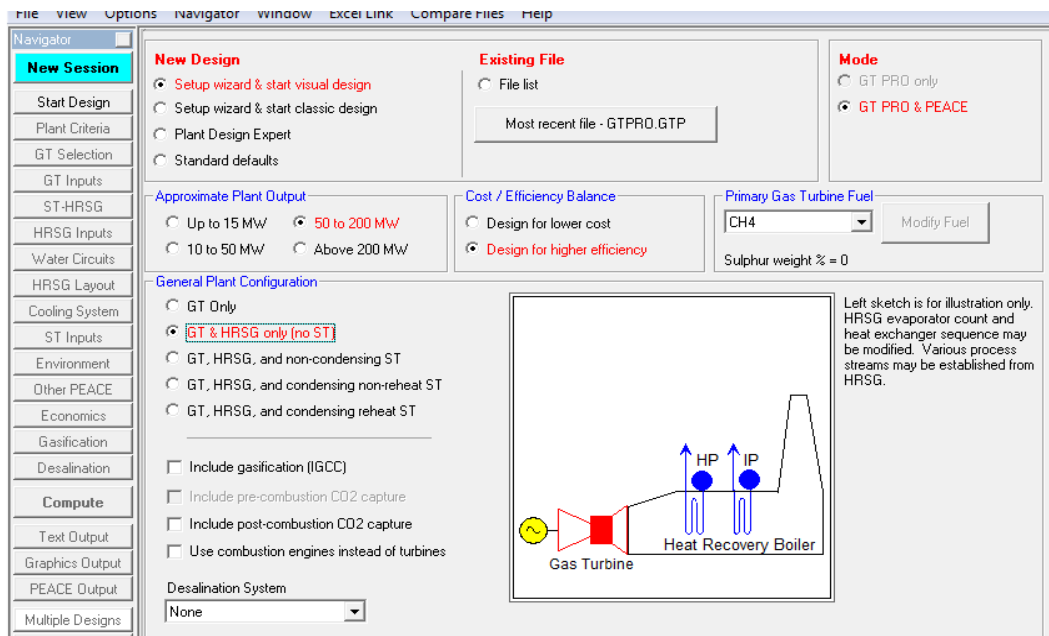
سیکل ترکیبی کشور مورد استفاده قرار نمی گیرد، لیکن نمونه هایی از آن در یکی از نیروگاه های بخار و همچنین یکی از پتروشیمی های کشور نصب و مورد استفاده قرار گرفته است.

۳-۴-۱۰ نمای گرافیکی نوع واحد

در این بخش براساس آرایش واحد انتخابی در آیتم ۳ نرم افزار شماتیک کلی واحد را نمایش می دهد. این شماتیک جهت درک بهتر از آرایش انتخابی مفید خواهد بود.

۳-۴-۱۱ روش محاسبه افت فشارها (METHODOLOGY)

این بخش یکی از گزینه های مهم و تاثیرگذار در شبیه سازی است در بسیاری از پروژه ها طراح سیکل مقدار صحیح افت فشار در مسیرهای مختلف نیروگاه و خصوصا اجزای بویلر را در اختیار ندارد. در بخش Methodology با انتخاب گزینه سوم نرم افزار ابتدا بر مبنای افت های اولیه تنظیم شده توسط کاربر برای بخش های مختلف لوله های نیروگاه و المان های بویلر یک محاسبه اولیه انجام می دهد. پس از انجام محاسبات اولیه و تخلیه سطوح حرارتی بویلر و مسیرهای تقریبی، نرم افزار ابعاد و طول مسیرهای لوله کشی نیروگاه و المان های بویلر را محاسبه می کند سپس بر اساس سایز لوله محاسبه شده و دبی هر بخش افت فشارها مجددا محاسبه و در شبیه سازی مورد استفاده قرار می گیرد. به این ترتیب افت فشارهای مورد استفاده در شبیه سازی واقعی تر و قابل اعتمادتر خواهد بود. در برخی از پروژه ها نیز ممکن است کاربر قصد شبیه سازی نیروگاهی را داشته باشد که از پیش محاسبات افت های مسیر صورت پذیرفته و یا مدرک بالانس جرم و حرارتی آن در دسترس باشد که در آن افت های فشار مشخص است در این شرایط می توان از متدولوژی اول استفاده کرد که نرم افزار از مقادیر افت فشار تنظیم شده توسط کاربر استفاده می کند. در نهایت با استفاده از متدولوژی دوم در نرم افزار از مقادیر افت فشار تنظیم شده توسط کاربر استفاده می شود.



شکل ۳-۲ صفحه آغازین پروژه طراحی سیستم خنک کاری توربین های گازی شرکت پالایش نفت امام خمینی شازند با استفاده از نرم افزار GT-PRO

۳-۵ شروع طراحی نیروگاه

پس از انجام تنظیمات اولیه وارد مرحله بعدی (Start Design) می شویم. در این بخش صفحه ای باز می شود که شامل وارد کردن داده های مربوطه می باشد:^{۱۸}

۳-۵-۱ تعیین سطوح فشار بویلر و توربین بخار

در این بخش سطوح فشاری بویلر و توربین بخار و اتصال بخش های مختلف بویلر به توربین براساس نوع توربین انتخابی در مرحله قبل تعیین می شود. در این بخش در ۵ قسمت تنظیمات مربوطه انجام می شود.

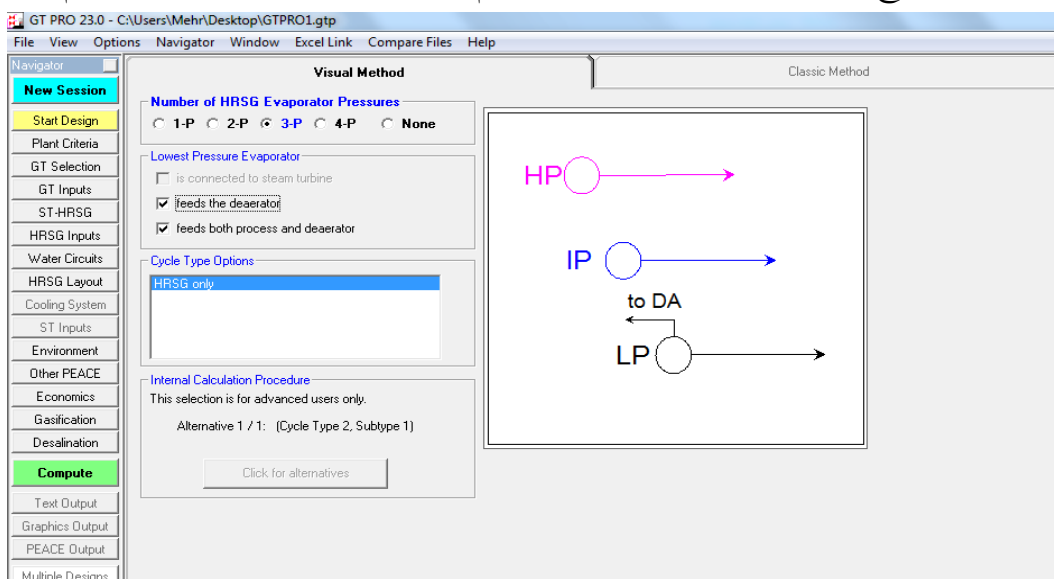
۱) تعیین طبقات بویلر (Number of HRSG Evaporator Pressures): در این بخش تعداد درام های بویلر (سطوح فشاری تولید بخار) تعیین می شود. غالباً برای پروژه های سیکل ترکیبی برپایه توربین های گازی کلاس E و F از بویلرهای سه فشاره استفاده می شود.

^{۱۸} سعادت، احسان الله، طراحی و شبیه سازی سیکل های نیروگاهی در نرم افزار THERMOFLOW نشر الیاس، چاپ اول، ۱۳۹۵، ص

۳: در برخی از پروژه های نفت و گاز، بخار با فشار میانی (LP) تنها در بخش فرآیندی واحد مورد استفاده قرار می گیرد بنابراین مسیر LP بویلر به توربین متصل نخواهد بود. در غالب پروژه های نیروگاهی بخار LP نیز به توربین متصل است.

۴: در برخی از سیکل های پیچیده در صورت مواجه شدن با مشکلات همگرایی و محاسباتی می توان از روش های محاسباتی درونی جایگزین، استفاده نمود.

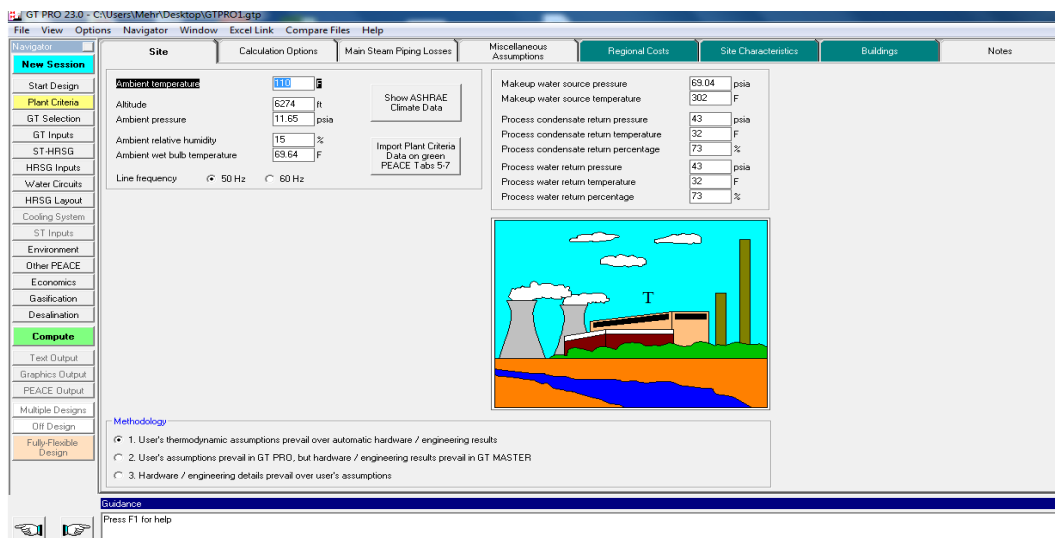
با توجه به روند مناسب همگرایی نرم افزار از این گزینه به ندرت استفاده می شود. پس از انتخاب سطوح فشاری با استفاده از نوار کناری نرم افزار وارد تنظیمات سایت می شویم.



شکل ۳-۳ تعیین سطوح فشاری بویلر

۳-۵-۲ تنظیمات سایت نیروگاه (PLANT CRITERIA)

در بخش اول دمای طراحی ارتفاع یا فشار سایت و رطوبت نسبی بادمای حباب تر هوا تنظیم شود با توجه به شرایط شبکه این شرکت فرکانس خط انتقال روی ۵۰ هرتز تنظیم می شود در صورت عدم تطابق فرکانس شبکه و توربین علاوه بر پیام بر اختلال، نرم افزار ایتی را برای گیر بکس در نظر می گیرد که موجب بروز خطای محاسباتی توان ژنراتور می شود.



شکل ۳-۴ تنظیمات کلی مشخصات سایت و روشهای خنک کن

۳-۵-۳ انتخاب نوع سیستم خنک کننده نیروگاه

در بخش بعدی نوع سیستم خنک کننده اصلی نیروگاه انتخاب می شود انواع سیستم پایه مورد استفاده در کشور عبارتند:

۱- سیستم خنک کن یک بار گذر (Once Through): این سیستم در سایت هایی استفاده می شود که در کنار دریا ویا رودخانه های بسیار بزرگ قرار گرفته و از نظر زیست محیطی امکان برداشت آب با حجم بالا وجود داشته باشد.

۲- سیستم خنک کن برج تر (Water cooling with mechanical Draft Cooling Tower): این نوع از سیستم خنک کن درارای کندانسر نوع سطحی (آب خنک کن درون لوله ها و بخار خروجی توربین بر رو سطوح آن) به همراه برج خنک کن با ریزش آب و فن های ایجاد جریان است که در ایران معروف به برج تر است.

سیستم خنک کننده کندانسور هوایی (Air cooled Condenser): در این نوع از سیستم خنک کن کندانسور و برج خنک کن در یکدیگر تلفیق شده و بخار خروجی توربین توسط داکت های قطوری به فضایی آزاد سایت منتقل شده و در آن جا وارد کندانسورهای بزرگی می شود که دارای سطوح انتقال حرارتی فراوان و فن های دمنده از زیر هستند. در پروژه هایی که با محدودیت های شدید آب روبرو هستند به عنوان اصلی ترین روش خنک کن مورد استفاده قرار می گیرد.

تنظیمات آب تغذیه نیروگاه: در بخش بعدی تنظیمات مربوط به آب تغذیه نیروگاه و شرایط کندانس بازگشتی از واحدهای فرآیندی (در صورت تولید بخار فرآیندی) انجام می

شود در صورتی که بخار فرآیندی در نیروگاه تولید نمی شود داده های این بخش تاثیر چندانی بر روی شبیه سازی ندارد.

۳-۵-۴ گزینه های محاسباتی

پس از اعمال تنظیمات اولیه سایت و نوع سیستم خنک کن با استفاده از لبه های بالای صفحه وارد پنجره گزینه های محاسباتی (Calculation Option) می شویم در این بخش برخی از تنظیمات اصلی محاسباتی نرم افزار وارد می شود .

۳-۵-۵ روش های طراحی خودکار و تعریف شده توسط کاربر

در بخش متد Method میزان دسترسی کاربر به تنظیمات سیکل و بویلر تعیین می شود. روش ساده شده ی خودکار (Simplified) در صورتی که در بخش new session گزینه setup wizard and start classic design را انتخاب کرده باشید امکان انتخاب گزینه Simplified وجود دارد با استفاده از این گزینه بسیاری از تنظیمات نرم افزار مانند دبی های بخار و آرایش المان های بویلر غیرفعال شده و توسط یک روش درونی نرم افزار اعمال می شود در این روش مقدار استفاده بهینه از بخار تولیدی در بویلر و به دلیل استفاده از روش ها و تنظیمات درونی مشخص همگرایی مناسب تر و تعداد تکرار حل کمتری دارد .این گزینه، تنها برای کاربرانی که دید محدودی به طراحی فرآیند نیروگاهی دارند توصیه میشود و استفاده از آن در بین کاربران حرفه ای چندان رایج نیست.

روش خودکار با امکان تغییر مقادیر (Automatic): استفاده از این روش نرم افزار بسیاری از تنظیمات فرایندی مانند دما و فشار بخار ورودی به توربین و آرایش المان های HRSG را به صورت خودکار و بر مبنای روش های بهینه طراحی پیشنهاد و اعمال می کند در این روش امکان تغییر بسیاری آیت ها که به صورت پیش فرض بر روی گزینه Automatic قرار دارند وجود دارد استفاده از این روش برای طراحی اولیه فرایند یک نیروگاه توصیه می شود.

تعریف شده توسط کاربر (User defined): با استفاده از این گزینه تمامی تنظیمات نرم افزار بر او عهده کاربرد خواهد بود استفاده از این روش برای باز طراحی و محاسبه مجدد یک سیکل از پیش طراحی شده و یا طراحی نیروگاه های دارای فرایند مشابه مورد استفاده قرار می گیرد .همچنین در بسیاری موارد با توجه به توربین انتخابی از یک سازنده مشخص شرایط ورود بخار به بخش های مختلف مشخص است که با استفاده از این گزینه می توان آن را شبیه سازی نمود .

در قسمت دیگر پنجره Calculation Option برخی از تنظیمات محاسباتی بویلر و توربین بخار اعمال می شود.

۱- مشعل کمکی (Duct Burner): در صورتیکه دبی و یا دمای بخار تنظیم شده تولیدی در بیش از میزان قابل تولید توسط محصولات احتراق خروجی از توربین گاز باشد با وجود خاموش بودن گزینه Duct Burner در بخش تنظیمات بویلر نرم افزار با قرار دادن مسئله کمکی در ورودی بویلر امکان تولید بخار مورد نیاز را فراهم می کند در صورتی که این گزینه غیرفعال و گزینه Duct Burner در بخش HRS Input نیز بر روی Not plant باشد و بخار درخواستی در تنظیمات بویلر بیش از حد قابل تولید توسط محصولات احتراق باشد محاسبات هم گران شده و یا دمای بخار سوپرهیت کاهش می یابد. غیر فعال کردن این گزینه در پروژه های مفید است که کارفرما طراح و سازنده را ملزم به عدم استفاده از داکت برنر در پروژه کرده است و به هیچ وجه امکان استفاده از احتراق اضافی در بویلر وجود ندارد بدیهی است که در چنین شرایطی ممکن است بخشی از ظرفیت قابل استحصال از توربین بخار استفاده نشود.

۲- دمای دودکش (Stack Temperature): در تمامی پروژه های نیروگاهی محدودیت هایی بر روی دمای دودکش بویلر وجود دارد. در نیروگاه های با سوخت گاز طبیعی بدون سولفور، دمای دودکش بالاتر از دمای تشکیل قطرات آب محصولات احتراق و در نیروگاه های مصرف کننده سوخت گازوئیل و دارای سولفور دمای محصولات احتراق حداقل ۱۰ درجه بالاتر از دمای تشکیل اسید سولفوریک در محصولات احتراق تنظیم می شود. با توجه به سرد شدن دود در مسیر استک و همچنین دیگر ملاحظات طراحی مانند ضریب اطمینان در مقابل خوردگی در قالب نیروگاه ها دمای دودکش برای سوخت گاز طبیعی بالاتر از ۱۰۰ درجه سانتی گراد و برای سوخت گازوئیل بسته به محتوای گوگرد بالاتر از ۱۲۰ درجه سانتی گراد در نظر گرفته می شود.

۳- تخمین راندمان توربین بخار (Steam turbine Efficiency Estimate): در توربین های بخار بر خلاف توربین گاز که دارای مدل های محدود و شرایط عملکردی مشخصی است به دلیل تنوع بسیار بالای سازندگان مدل ها و شرایط عملکردی امکان تعریف کتابخانه در نرم افزار وجود ندارد بنابر این راندمان توربین توسط کاربر و بر اساس مدارک سازنده و یا بسته به شرایط بخار ورودی و آرایش توربین بخار توسط نرم افزار و به صورت خودکار محاسبه می شود. بسته به سال ساخت و مدل توربین بخار یکی از روش های سه گانه پیشنهاد می شود.

برای بسیاری از نیروگاه های سیکل ترکیبی کلاس D و E کشور گزینه اول (پیش از سال ۱۹۹۹) و برای نیروگاه های کلاس F جدید در حال طراحی و ساخت در کشور گزینه های دوم و سوم (۲۰۱۰ و پس از ۲۰۱۱) پیشنهاد می شود لازم به ذکر است که روش ۲۰۱۰ نسبت به روش ۱۹۹۹، در حدود ۱ الی ۳/۵ درصد و متد ۲۰۱۱ نسبت به ۲۰۱۰ نزدیک به یک و نیم درصد افزایش راندمان را نشان می دهد جهت انجام دقیق شبیه سازی ضروری است راندمان توربین بخار توسط سازنده ارائه و یا از پروژه های مناسب محاسبه و مورد استفاده قرار گیرد.

۴- بررسی ورودی ها (Input check and override): با فعال سازی این گزینه نرم افزار به کاربر امکان ورود تنظیماتی خارج از محدوده مجاز روی توربین گاز را فراهم می کند به طور مثال کاربر مجاز است برای کاهش NO_x و یا افزایش توان به هر میزان در محفظه احتراق توربین وارد سازند استفاده از این گزینه به دلیل خارج از محدوده مجاز بودن برخی از تنظیمات به جز موارد خاص توصیه نمی شود.

۵- تعیین مشخصات بخار ری هیت سرد (Reheat cycle specification): در سیکل های دارای بازگرمایش بخار به صورت پیش فرض نرم افزار با استفاده از محاسبات راندمان بخش HP توربین بخار شرایط بخار خروجی از این بخش (Cold Reheat) و تحویلی به ری هیتر بویلر را محاسبه و اعمال می کند در صورتی که به دلیلی مانند استفاده از اطلاعات یک سازنده موقعیت به اعمال مشخصات خاصی برای بخار خروجی از توربین HP باشیم با فعال سازی این گزینه امکان ورود اطلاعات مورد نظر، فراهم میشود.

۳-۵-۶ افت های فشار در سیستم انتقال بخار

در لبه بعدی از بالای صفحه (Main steam piping Losses) وارد تنظیمات افت فشار و آنتالپی در مسیرهای اصلی نیروگاه می شویم .

در مورد افت آنتالپی مقادیر پیش فرض در قالب پروژه ها مناسب بوده و در صورت نیاز می توان بر حسب مشخصات عایق و طول مسیر افت آنتالپی را محاسبه و اعمال نمود. در بیش تر پروژه ها مسیر بخار از بویلر تا توربین افت دمایی بین ۲ تا ۳ درجه سانتی گراد خواهد داشت.

۳-۵-۷ مصارف داخلی و افت های کلی توان در نیروگاه

برای این قسمت می توان از مقادیر مشخص شده توسط کاربر و یا مقادیر مصارف داخلی محاسبه شده توسط نرم افزار استفاده نمود . غالباً استفاده از مقادیر محاسبه شده توسط نرم افزار (گزینه پیش فرض) پیشنهاد می شود.

۳-۵-۸ هزینه های ساخت نیروگاه

پس از آن با ورود به نوار هزینه های محلی (Regional Cost) می توان تنظیمات محاسبات هزینه های ساخت نیروگاه را اعمال نمود. در ایران با اعمال ضرایب تصحیح ۱ به جای پیش فرض های ۱,۰۵ می توان قیمت تقریبی ساخت نیروگاه را محاسبه نمود. قابل ذکر است این عدد تقریبی بوده و با توجه به خطای ۱۰ تا ۲۰ درصدی آن به عنوان یک تخمین اولیه قابل استفاده است . همچنین توجه به این نکته ضروری است که کلیه محاسبات مربوط به هزینه ها تاثیری در محاسبات هیت بالانس نداشته و در صورتی که هدف از محاسبات تنها دیاگرام جرمی حرارتی نیروگاه است می توان از این قبیل منوها گذشت.

۳-۵-۹ شرایط زمین و آب در نیروگاه

پس از آن در نوار مشخصات سایت (Site characteristics) می توان تنظیمات کلی سایت از جمله مشخصات خاک و شرایط آب را تعیین نمود. این تنظیمات در برآورد هزینه های فوندانسیون نیروگاه و همچنین قیمت تمام شده سیستم تصفیه آب مورد استفاده قرار می گیرد. به طور مثال برای سایت های مجاور دریا با خاک سست فندانسیون کلیه ساختمان ها و مخازن و تجهیزات هزینه بالاتری دارد. همچنین بسته به سختی و مشخصات آب خام مصرفی نیروگاه ممکن است نیاز به سیستم پیش تصفیه اسمز معکوس و یا DM باشد .

۳-۵-۱۰ ساختمان نیروگاه

پس از آن در لبه مربوط به ساختمان ها (Buildings) می توان مشخصات کلی ساختمان های سایت را معرفی نمود . این مشخصات تنها برای محاسبه ی هزینه های عمرانی نیروگاه مورد استفاده قرار می گیرد و تاثیری بر محاسبه حرارتی نیروگاه ندارد.

۳-۵-۱۱ ویرایش آرایش سیکل

در لبه تغییر چرخه حرارتی نیروگاه (Change Cycle type) می توان در صورت نیاز آرایش چرخه حرارتی را تغییر داد. در صورتی که در بخش های آغازین کار نوع چرخه درست مشخص شده باشد نیازی به اصلاح این بخش نیست.

۳-۵-۱۲ انتخاب نوع توربین گاز

بعد از انجام مراحل plant criteria از نوار سمت چپ وارد گزینه انتخاب توربین گاز می شویم (GT Selection). در این بخش توربین گازی مورد استفاده در شبیه سازی را ازلیست توربین های گازی موجود در کتابخانه نرم افزار انتخاب می کنیم که برای پروژه شرکت پالایش امام خمینی شازند از نوع (SIMENS) STG-700 می باشد.

در این بخش علاوه بر مشخص کردن نوع توربین گاز تعداد و آرایش آنها نیز و در صورت داشتن بویلر تعیین می گردد.

ID	Manufacturer & Model	Shfts	RPM	PR	TIT	TET	Air Flow	Gen Power	LHV HR	LHV Eff	Price***
					F	F	lb/s	MWe	BTU/lbWh	%	MMS
358	RR TRENT 60 DLE (*)	3	3000	33.5	-	828	337	52719	8032	42.2	13.6
360	RR TRENT 60 WLE (*)	3	3000	37.2	-	798	364	60488	8303	41.1	21.2
417	RR TRENT 60 DLE (**)	3	3000	33.2	-	827	330	51500	8190	41.7	13.7
414	RR TRENT 60 WLE ISI (**)	3	3000	38.8	-	768	377	64000	8254	41.3	22.5
408	RR TRENT 60 WLE (**)	3	3000	38.2	-	812	368	64000	8326	41.0	22.5
Siemens											
452	Siemens SGT-500A2	3	3000	13.2	1600	697	213	19065	10126	33.7	8.2
27	Siemens SGT-600	2	7700	13.6	2045	968	170	21800	10405	32.8	9.4
66	Siemens SGT-600	2	7700	14.0	2160	1008	171	24630	9965	34.2	9.9
213	Siemens SGT-700	2	6500	17.5	2300	983	204	31200	9365	36.4	12.3
379	Siemens SGT-700-33	2	6500	16.7	2350	1000	202	32215	9255	36.9	12.6
451	Siemens SGT-750	2	6100	23.8	2300	863	247	35925	8810	38.7	13.8
138	Siemens SGT-800	1	6600	20.0	2350	1015	264	43000	9215	37.0	15.6
295	Siemens SGT-800	1	6600	20.0	2350	1000	282	45000	9215	37.0	16.1
352	Siemens SGT-800	1	6600	19.0	2350	1011	283	47000	9090	37.5	16.8
449	Siemens SGT-800-47	1	6600	20.4	2350	1006	287	47500	9060	37.7	16.8
448	Siemens SGT-800-RD	1	6600	21.1	2375	1027	290	47604	8915	38.3	18.0

شکل ۳-۵ صفحه انتخاب نوع توربین گاز

۳-۵-۱۳ تنظیمات توربین گاز

پس از انتخاب توربین گاز با فشردن کلید GT Inputs وارد لبه اول از پنجره توربین گاز می شویم .

۳-۵-۱۴ تنظیمات اصلی توربین

در این بخش می توان تنظیمات اصلی توربین گاز شامل سوخت مصرفی، افت های ورودی و خروجی را وارد نمود و این بخش از قسمت های مختلفی تشکیل شده است که شامل پاشش بخار و آب در محفظه احتراق در توربین های قدیمی که به منظور کاهش NOx و

همچنین افزایش توان توربین استفاده می شده است. در حال حاضر استفاده از این روش به دلیل مصرف بالای آب زمین از یک سو و تاثیرات منفی آن بر روی عمر توربین گار از سوی دیگر چندان رایج نیست. غالب توربین های گازی مجهز به مشعل های پیش مخلوط (Pre-mixed) شده اند که بدون استفاده از پاشش آب مقادیر NO_x در حد مجاز است.

در آیکون دیگر این بخش انتخاب معرفی سوخت مصرفی توربین گاز انجام می شود که از کتابخانه نرم افزار صورت می گیرد. در آیکون بعدی آن در صورتی که فشار خط سوختی گاز طبیعی برای ورود به محفظه احتراق کافی نباشد از این گزینه برای افزودن کمپرسور سوخت استفاده می شود. از آن جا که فشار خط سراسری گاز در کشور ما در حدود ۷۰ بار است و غالب توربین های گازی مورد استفاده در پروژه های نیروگاهی به فشاری بین ۲۰ الی ۳۵ بار نیاز دارند نیازی به استفاده از کمپرسور تقویت نمی باشد.

در آیکون دیگر افت های فیلتر ورودی و اگزوز خروجی توربین گاز بر حسب میلی بار از کاتالوگ سازنده وارد می شود. در غالب توربین های گازی افت فشار سیستم ورودی در حدود ۵ الی ۱۰ میلی بار و افت فشار سیستم خروجی در شرایط سیکل ساده (بدون بویلر بازیاب) در حدود ۶ الی ۱۲ میلی بار است. افت های وردی و خروجی توربین در شرایط سیکل ساده منجر به افت ۱,۵ و ۰,۵ درصدی توان تولیدی توربین می شود.

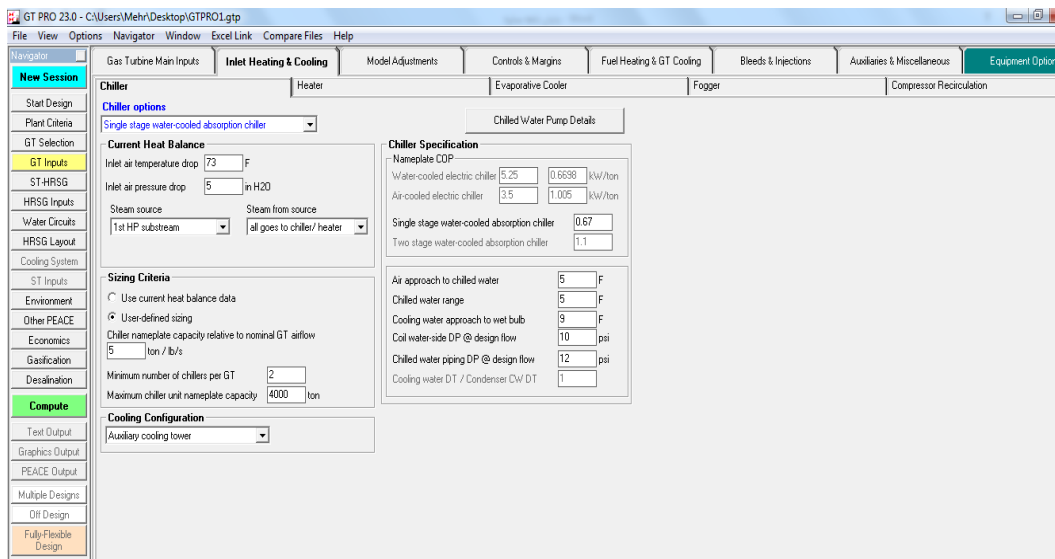
در آیکون بعدی افت خروجی در توربین، شامل افت داکت وردی به HRSR، افت HRSR و استک اصلی بویلر را می توان مشاهده نمود. در خصوص استک اصلی بویلر بازیاب در صورتی که در بخش HRSR گزینه مربوط به محاسبات افت و مکش دودکش اصلی تیک خورده باشد محاسبات توسط نرم افزار انجام می شود.

۳-۵-۱۵ سیستم خنک کن هواری توربین گاز

پس از تکمیل اطلاعات قوه ی اصلی با ورود به لب می توان تنظیمات مربوط به روش های خنک کاری و گرمایش هوای ورودی به توربین گاز را فعال نمود در بسیاری پروژه های جاری کشور در زمان ساخت نیروگاه سیستم های خنک کاری برای هوای ورودی توربین گاز در نظر گرفته نمی شود و تنها در نیروگاه هایی که در مناطق سرد نصب می شوند از سیستم آنتی آیسینگ برای جلوگیری از یخ زدگی ردیف اول کمپرسور در شرایط دمای پایین و رطوبت بالا استفاده میشود آیتم های این نوع به شرح زیر است:

۱-chiller: برای در نظر گرفتن چیلر جذبی و یا تراکمی به عنوان خنک کن هوای ورودی به کمپرسور توربین میزان کاهش دمای هوای ورودی مورد نظر در این آیکن درج می

گردد. این روش با توجه به عدم مصرف آب در روش‌های چیلری با کندانسور هوایی در آینده و در برخی از نقاط خشک و گرم کشور ممکن است مورد استفاده قرار گیرد.



شکل ۳-۶ صفحه تنظیمات چیلر

۲- Heater: در هیچ یک از نیروگاه‌های کشور از هیتر برای گرم کردن هوای ورودی به توربین استفاده نشده است لیکن در صورت فعال سازی می توان از کوئل های حرارتی و بخار تغذیه برای گرمایش هوای ورودی در سایت های بسیار سرد استفاده نمود با توجه به محدود بودن دوران بسیار سرد و مرطوب در سایت های نیروگاهی غالباً از روشهای بازگشت هوای خروجی کمپرسور استفاده می شود که نسبت به روشهای دیگر هزینه های اجرای پایین تری دارد.

۳- Evaporative cooler: با استفاده از این لبه می توان سیستم خنک کاری مدیا را به شبیه سازی افزود. این روش مناسب مناطقی است که در تابستان رطوبت نسبی بالایی ندارند و همچنین امکان تامین آب برای سیستم (در حدود ۱ تن بر ساعت به ازای هر یک نیم مگاوات توان افزوده) وجود داشته باشد بهتر است طراحی سیستم به نحوی صورت گیرد که رطوبت نسبی پس از سیستم تبخیری در محدوده ی کمتر از ۸۵ تا ۹۰ درصد باشد این روش در برخی از نیروگاه های سیکل ترکیبی کشور مورد استفاده قرار گرفته است.

۴- Fogger: روش خنک کن مه پاش نیز از اصول ترمودینامیک ای مشابه روش مدیا کار می کنند با این تفاوت که در این روش آب در هوای ورودی به کمپرسور با استفاده از نازل های مخصوص فشار بالا تزریق می شود آب مورد نیاز سیستم زمین و فشار مورد نیاز آن نیز در حدود ۱۸۰ بار است از این روش نیز در برخی از نیروگاه های سیکل ترکیبی کشور استفاده شده است.

۵-Compression Recirculation از این روش به عنوان سیستم ضد یخ زدگی در بسیاری از نیروگاه‌های گازی و سیکل ترکیبی کشور استفاده می‌شود در این روش در صورت کاهش دمای کمپرسور و بالا بودن رطوبت به صورت همزمان (بسته به طراحی داکت ورودی کمپرسور دمای کمتر از ۵ یا ۶ درجه سانتی گراد و رطوبت بالاتر از ۶۰ یا ۷۰ درصد) بخش کمی (حداکثر ۰,۵ درصد) از خروجی و یا انشعابات طبقات میانی کمپرسور به ورودی آن بازگردانده میشود تا دمای آن در محدوده مجاز باقی بماند و از یخ زدگی ردیف اول کمپرسور و وقوع پدیده‌هایی مانند سرج و استال و یا آسیب‌های احتمالی به کمپرسور جلوگیری شود به طور مثال در توربین‌های گازی AE94.2 تحقق طراحی سازنده محدوده ورود سیستم در دمای ۵- تا ۵- درجه سانتیگراد است به شرط آن که رطوبت نسبی هوای ورودی نیز بالاتر از ۶۰ درصد باشد با قرار دادن عدد Recirculation Factor برابر یک نرم افزار دبی مورد نیاز سیستم کنترل دما را از خروجی کمپرسور برداشت می‌کنند و اعدادی بین صفر و یک نیز به معنی Bleed از طبقات میانی کمپرسور است متأسفانه امکان ورود رطوبت نسبی فعال شدن سیستم وجود ندارد که می‌توان در برخی موارد که دمای سایت پایین بوده و در عین حال رطوبت نیز بالا نیست منجر به خطای شبیه‌سازی شود همچنین نرم افزار حد پایین خروج از سیستم را در نظر نمی‌گیرد که در دماهای بسیار پایین منجر به خطای قابل توجه در محاسبات می‌شود.

۳-۵-۱۶ تغییر منطق کنترل توربین گاز

با ورود به لبه اصلی Control And Margin می‌توان در صورت نیاز برخی از تنظیمات اساسی بر روی توان و روش کنترل توربین را اعمال نمود. به عنوان مثال در برخی از پروژه‌ها ممکن است توربین به دلایلی توان نامی زمان ساخت را تولید نکند و یا کارفرما در نظر داشته باشد طراحی سیکل ترکیبی را براساس بخشی از توان توربین انجام دهد.

۳-۵-۱۷ گرمایش سوخت و خنک کاری توربین

پس از تکمیل این مرحله با استفاده از لبه Fuel heating and GT Cooling وارد صفحه تنظیمات سیستم گرمایش سوخت و خنک کاری توربین می‌شویم در برخی از پروژه‌های مناطق سردسیر ممکن است نیاز به پیش گرمایش سوخت باشد. در نیروگاه‌های گازی و سیکل ترکیبی سوخت مورد استفاده گاز طبیعی و گازوئیل است. در مورد سوخت گاز طبیعی نیازی به پیش گرمایش نیست. تنها استثنا موارد استفاده از گازهای طبیعی است که میزان ترکیبات سنگین آن

مانند پروپان و بوتان بالا باشد و نیاز به پیش گرمایش سوخت باشد تا از تشکیل میعانات در مسیرهای منتهی به نازل سوخت پیشگیری شود.

۳-۵-۱۸ برداشت هوا از کمپرسور

با استفاده از لبه ی Bleed and Injections می توان تنظیمات مربوط به برداشت و یا تزریق هوای کمپرسور را اعمال نمود. در برخی از پروژه های نفت و گاز ممکن است از هوای طبقات میانی کمپرسور برای هوای ابزار دقیق استفاده شود که می توان با استفاده از این پنجره تنظیمات آن را وارد کرد.

۳-۵-۱۹ مصارف داخلی و سایر تنظیمات گاز

با استفاده از نوار Auxiliaries and Miscellaneous برخی از تنظیمات جانبی توربین شامل مصارف جانبی توربین گاز (علاوه بر مصارف تخمین زده شده از سازنده) و همچنین تنظیمات مربوط به فن تقویت هوای ورودی به کمپرسور توربین و کمپرسور سوخت گاز طبیعی اعمال می شود.

۳-۵-۲۰ مشخصات تجهیز توربین گاز

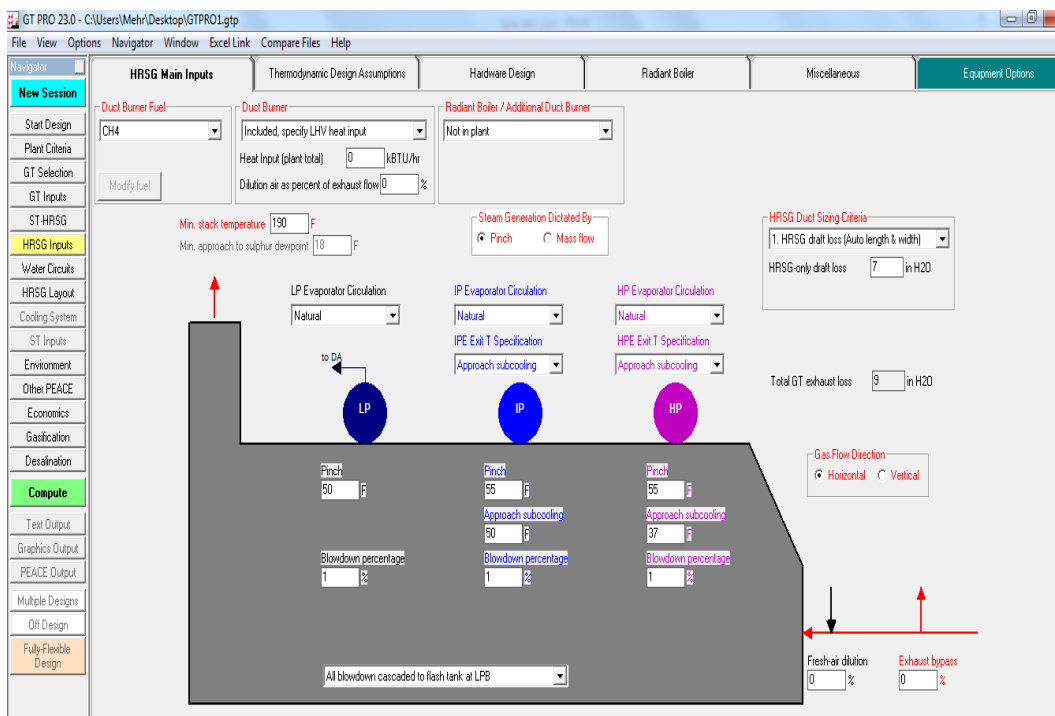
در نهایت با ورود به نوار Equipment option وارد صفحه تنظیمات نهایی توربین گاز، شامل سیستم های راه انداز و خنک کاری ژنراتور می شویم. این تنظیمات در برآورد هزینه های ساخت نیروگاه کاربرد دارد.

خنک کاری قسمت ژنراتور به دلیل جریان الکتریکی بالای داخل شینه های ژنراتور و بخش های مختلف روتور و استاتور، حرارت قابل توجهی در ژنراتور تولید می شود. در صورت عدم دفع صحیح این حرارت دمای بخش های مختلف ژنراتور بالا رفته و موجب عدم عملکرد صحیح ژنراتور و حتی آسیب دیدن آن می شود. بدین منظور کلیه ژنراتورها با استفاده از یک جریان چرخشی خنک می شوند.

۳-۵-۲۱ تنظیمات فرآیندی توربین بخار و بویلر بازیاب

پس از تکمیل داده های ورودی توربین گاز با استفاده از نوار ST-HRSG وارد صفحه ورود اطلاعات فرآیندی بویلر و توربین بخار می شویم در این بخش بسته به تنظیمات صفحه اول نرم افزار که پیش از این معرفی گردید، ممکن است یکی از گزینه های Automatic یا User defined فعال باشد در صورتی که از گزینه Automatic استفاده شود نرم افزار به

صورت هوشمند و بهینه فشارها و دماهای طراحی را اعمال می کند در صورتی که پیش از شبیه سازی مقادیر فشار و دما بر اساس نوع توربین انتخابی مشخص باشد می توان با انتخاب گزینه User defined مقادیر مورد نظر را وارد نمود.



شکل ۳-۷ داده های بویلر بازیاب

۳-۵-۲۲ داده های فرآیندی بویلر بازیاب

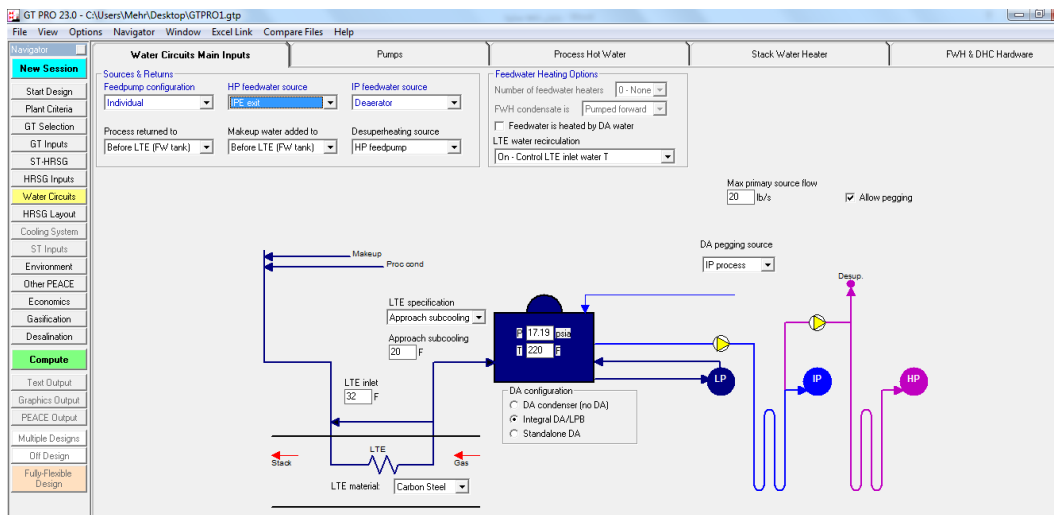
پس از تکمیل اطلاعات کلی فرآیندی به بویلر و توربین بخار با استفاده از کلید HRSG وارد پنجره تنظیمات بویلر می شویم. در این بخش تنظیمات جزئی تری از شرایط طراحی بویلر وارد می شود. در ادامه توضیحات مرتبط بیان می گردد:

- ۱- داکت برنر: در برخی از نیروگاه های سیکل ترکیبی کشور به دلیل نصب توربین گاز در سایت های مرتفع دبی محصولات احتراق با تولید بخار مورد نیاز توربین بخار متناسب نیست. در این شرایط در صورتی که مد نظر باشد توربین بخار در توان نامی خود کار کند می بایست از داکت برنر برای تقویت آنتالپی محصولات احتراق ورودی به بویلر بازیاب استفاده شود. داکت برنر مشعلی است که در یک و یا چند طبقه در ابتدای بویلر نصب و دمای محصولات احتراق را افزایش می دهد. سوخت مورد استفاده در قالب برنر های نیروگاهی گاز طبیعی است.
- ۲- حداقل دمای دودکش: ملوکول های آب یکی از اجزای اصلی ترکیبات دود خروجی بویلر است (در حدود ۷ درصد و بالاتر). در صورت کاهش بیش از حد دمای محصولات احتراق

در دودکش بویلر امکان تشکیل قطرات آب و زنگ زدگی ردیف های آخر و یا استک وجود دارد. بدین منظور می بایست از کاهش بیش از حد دمای محصولات احتراق پیشگیری نمود. دمای قابل قبول محصولات احتراق براساس کسر حجمی آب در محصولات احتراق و فشار جزئی و دمای اشباع مرتبط با آن تعیین می شود اما در غالب پروژه ها دمای استک بویلر بازیاب بزرگتر از ۹۰ تا ۱۰۰ درجه سانتی گراد است. در صورتی که سوخت حاوی سولفور باشد (مانند گازوئیل) کاهش دمای محصولات احتراق به پایین تر از نقطه شبنم تشکیل اسید سولفوریک موجب خوردگی شدید و آسیب دیدگی بویلر در بخش های انتهایی می شود. در این شرایط دمای دودکش حداقل ۱۰ درجه سانتی گراد بالاتر از نقطه شبنم سولفور طراحی می شود. در شرایط بهره برداری از سوخت گازوئیل بسته به محتوای سولفور آن در حدود ۱۲۵ درجه سانتی گراد و بالاتر است.

۳-۵-۲۳ تنظیمات مدار آب تغذیه بویلر

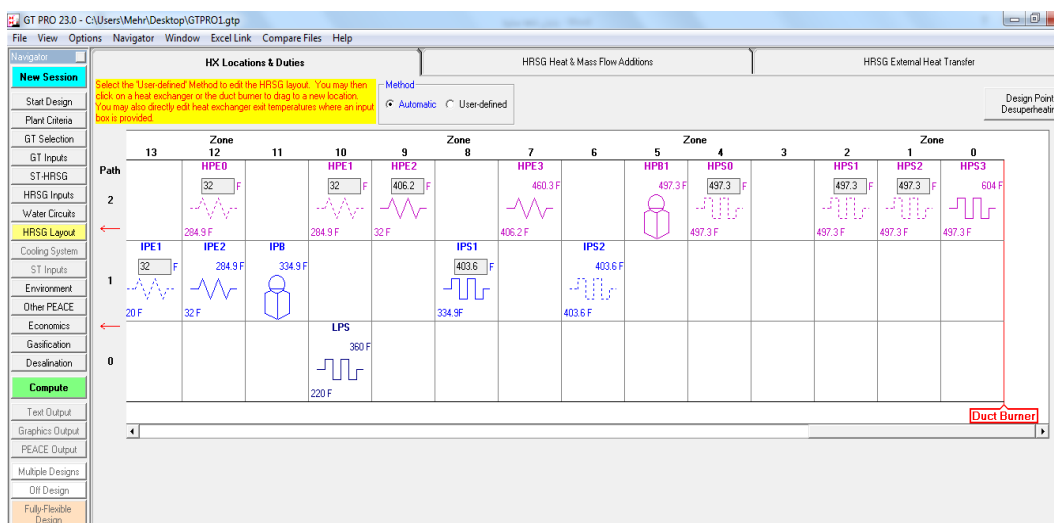
پس از تکمیل اطلاعات ورودی بویلر با فشردن کلید Water circuits از نوار سمت چپ نرم افزار وارد صفحه تنظیمات آب تغذیه بویلر می شویم. در این بخش تنظیمات و فرآیندهای مربوط به آب تغذیه بویلر از خروجی کندانسور تا ورود به اکونومایزرهای HP و LP و در صورت نیاز IP وارد می شود. این مسیر به صورت کلی شامل پیش گرم کن آب تغذیه در بویلر (CPH) هوازدا و پمپ آب تغذیه (BFP) می باشد. اولین تنظیم این صفحه مربوط نوع پمپ مورد استفاده برای تغذیه آب بویلر است و در بویلرهای بازیاب غالباً نیاز است دو سطح فشار اصلی در پمپ های تغذیه آب بویلر تولید شود. بدین منظور می توان پمپ های مستقلی برای سطوح فشاری IP و HP در نظر گرفت. این روش با انتخاب گزینه Individual فعال می شود. (همان منبع، ص ۱۶۷)



شکل ۳-۸ تنظیمات مدار آب تغذیه بویلر

۳-۵-۲۴ تعیین آرایش المان های بویلر

پس از تکمیل اطلاعات بخش آب تغذیه با کلیک بر روی کلید HRSG Layout از کلیدهای سمت چپ وارد بخش چیدمان المان های بویلر می شویم منظور از چیدمان المان ها ترتیب قرارگیری مبدل های حرارتی (هارپ های) بویلر در مسیر دود خروجی از توربین گاز است. چیدمان المان ها می تواند به صورت خودکار توسط نرم افزار و یا براساس طراحی کاربر انجام شود. به صورت کلی اگر پروژه ای برای اولین بار محاسبه و هیت بالانس آن استخراج می شود بهتر است از چیدمان پیشنهادی نرم افزار استفاده شود. در صورتی که پیش از این در پروژه ای مشابه طراحی و چیدمان بویلر مشخص شده است می توان با انتخاب گزینه User defined از بخش method چیدمان مورد نظر را اعمال نمود.



شکل ۳-۹ تعیین آرایش المان های بویلر

۳-۵-۲۵ طراحی سیستم خنک کن نیروگاه

پس از تکمیل داده های ورودی بخش چیدمان بویلر با کلیک بر روی کلید Cooling system از کلیدهای سمت چپ نرم افزار وارد صفحه تنظیمات خنک کن می شویم . در این بخش بسته به نوع سیستم خنک کن شماتیک سیستم و داده های قابل تنظیم نمایش داده می شود.

۳-۵-۲۶ تنظیمات و طراحی توربین بخار

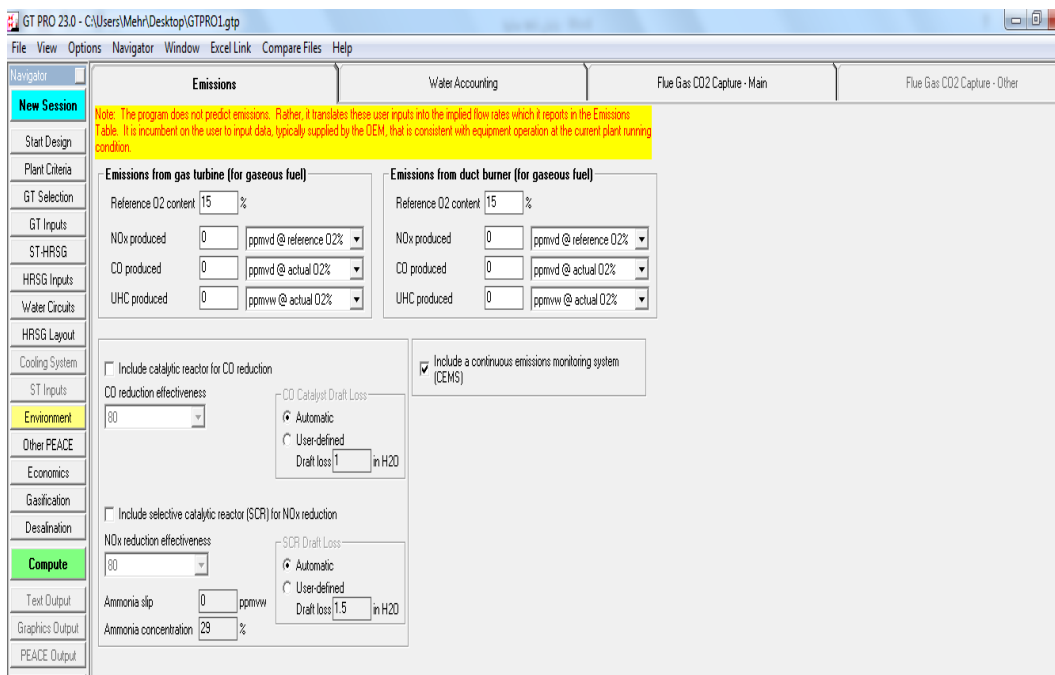
در این مرحله اطلاعات ورودی سیستم خنک کن تکمیل شده و با کلیک بر روی کلید ST Input می توان وارد مرحله طراحی و تنظیمات توربین بخار شد. لازم به ذکر است که این بخش در این پروژه کاربردی ندارد.

۳-۵-۲۷ تنظیمات آلاینده ها و مسائل زیست محیطی (ENVIRONMENT)

مرحله بعد مربوط به تنظیمات زیست محیطی است. با استفاده از داده های وارد شده در این بخش که مستقیماً از سازنده دریافت می گردد، نرم افزار میزان تولید آلاینده های زیست محیطی که شامل اکسیدهای نیتروژن، مونوکسید کربن و هیدروکربن های نسوخته را محاسبه می کند. برخی از این اطلاعات مستقیماً از کاتالوگ های عمومی سازنده قابل برداشت است و برخی دیگر نیز در مدارک تخصصی و یا همراه یا قرارداد ارائه می گردد. میزان آلاینده های NO_x , CO, UHC^{۱۹} برحسب بخش در میلیون حجمی به دلیل نسبت کم آلاینده ها از واحد نسبت حجمی ضربدر میلیون استفاده می شود. این مقدار برای غالب توربین های گازی در سوخت گاز طبیعی و سیستم کم آلاینده خشک کمتر از ۲۵ PPM برای NO_x و CO است. در صورت استفاده از سوخت گازوئیل مقدار آلاینده NO_x می تواند تا ۷۵ PPM نیز بالا باشد و در برخی از مدل های جدید از برخی سازندگان با استفاده از مشعل های کم آلاینده نسل ۲،۶، مقدار NO_x , CO به پایین تر از ۱۰ PPM^{۲۰} نیز کاهش یافته است.

^{۱۹} UNBURNED HYDRO-CARBONS

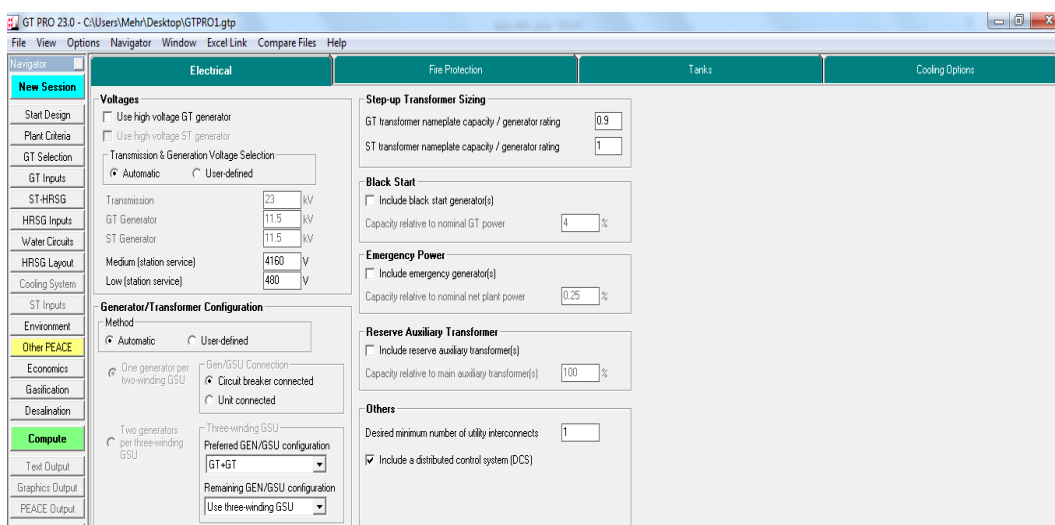
^{۲۰} PART PER MILION



شکل ۳-۱۰ بخش داده های زیست محیطی و آلاینده ها

۳-۵-۲۸ تنظیمات اختصاصی بخش PEACE

مرحله بعد مربوط به تنظیمات نهایی محاسبات PEACE است. این تنظیمات مستقیماً در برآورد هزینه های برخی از تجهیزات اصلی نیروگاه تاثیرگذار است. نوار اول مربوط به تنظیمات بخش الکتریکی است. از آن جا که این تنظیمات تاثیری بر محاسبات حرارتی واحد ندارد، به معرفی مختصر آنها خواهیم پرداخت. در این بخش وضعیت قرار دادن ترانسفورماتور در خروجی ژنراتور انتخاب که بسته به شرایط و توان ژنراتور دارد.



شکل ۳-۱۱ پنجره تنظیمات تجهیزات بخش الکتریکی

۳-۵-۲۹ محاسبات اقتصادی نیروگاه (ECONOMICS)

این بخش به محاسبات بازگشت سرمایه نیروگاه می پردازد. بدین منظور می بایست کلیه تنظیمات هزینه ای نیروگاه به درستی انجام شده و داده های مربوط به قیمت سوخت، قیمت خرید برق، نرخ تورم، هزینه های بهره برداری و تعمیر و نگهداری و مشابه آن به دقت وارد شود.

گزینه های Gasification و Desalination مربوط به تنظیمات سیستم استخراج گاز از ذغال سنگ و آب شیرین کن است که جزء موضوعات مورد نظر برای ویرایش پیش رو نیست.

شکل ۳-۱۲ تنظیمات محاسبات اقتصادی و بازگشت سرمایه در پروژه طراحی سیستم خنک کاری

توربین های گازی شرکت پالایش نفت امام خمینی شازند با استفاده از نرم افزار GT-PRO

۳-۶ انجام محاسبات

در این مرحله با فشردن کلید Compute محاسبات آغاز می شود. زمان محاسبات بسته به پیچیدگی سیکل و همچنین مشکلات همگرایی ممکن است چند ثانیه طول بکشد. در این مدت بسته به تعداد حلقه های محاسباتی مورد نیاز تا همگرایی یک یا چندین بار، پنجره اجرایی نرم افزار نمایش داده می شود. در این پنجره اطلاعاتی در مورد تکرارهای حل مقادیر فشار و دما گزارش می شود که در غالب موارد نیازی به مطالعه آنها نیست. در صورتی که حل به هر دلیل همگرا نشود در همین پنجره گزارش می شود و در صورت نیاز از کاربر برای تعداد تکرار بیشتر سوال می شود.

۳-۶-۱ ایجاد و بررسی سناریو جهت اثبات فرضیه

جهت اثبات فرضیه ی این پروژه که کاهش دمای هوای ورودی به بخش توربین گاز سبب افزایش راندمان آن می شود با داده گذاری به نرم افزار و گرفتن نتایج از آن مبادرت به طرح سناریوهای مختلف ورزیده و نتایج جهت اثبات فرضیه در انتهای هر سناریو درج گردیده است.

سناریوی شماره یک: دمای هوای ورودی به بخش کمپرسور از توربین گاز 3 درجه سانتی گراد از دمای محیط کاهش یابد .

GT PRO 23.0 - C:\Users\Mehr\Desktop\GTPRO1.gtp

FileViewEditOptionsNavigatorWindowExcel LinkCompare FilesHelp

Navigator

System

Gas Turbine

HRSG

Steam Turbine

Cooling System

Environment

Gasification

Desalination

Miscellaneous

New Session

Plant Summary | Summary Table | Stream Table | Gas Pressure Losses | Exergy Analysis | Notes | Messages

GT PRO 23.0 Mehr

1848 09-06-2017 10:45:02 file=C:\Users\Mehr\Desktop\GTPRO1.gtp

Program revision date: February 25, 2013

Plant Configuration: GT & HRSG only (no ST)

One Siemens SGT-700 Engine (Physical Model #219), GT PRO Type 2, Subtype 1

Steam Property Formulation: IFC-67

SYSTEM SUMMARY					
Power Output kW		LHV Heat Rate BTU/kWh		Elect. Eff. LHV%	
@ gen. term.	net	@ gen. term.	net	@ gen. term.	net
Gas Turbine(s) 20213		10020		34.05	
Steam Turbine(s) 0					
Plant Total 20213	19095	10020	10607	34.05	32.17

PLANT EFFICIENCIES			
PURPA efficiency %	CHP (Total) efficiency %	Power gen. eff. on chargeable energy, %	Canadian Class 43 Heat Rate, BTU/kWh
57.97	83.77	72.27	4421

Test Output

GT fuel HHV/LHV ratio = 1.11

DB fuel HHV/LHV ratio = 1.11

Total plant fuel HHV heat input / LHV heat input = 1.11

Fuel HHV chemical energy input (77F/25C) = 224739 kBTU/hr 62428 BTU/s

Fuel LHV chemical energy input (77F/25C) = 202538 kBTU/hr 56261 BTU/s

Total energy input (chemical LHV + ext. addn.) = 202538 kBTU/hr 56261 BTU/s

Energy chargeable to power (93.0% LHV alt. boiler) = 90162 kBTU/hr 25045 BTU/s

Fully-Flexible Design

GAS TURBINE PERFORMANCE - Siemens SGT-700 (Physical Model #219)					
	Gross power output, kW	Gross LHV efficiency, %	Gross LHV Heat Rate BTU/kWh	Exh. flow lb/s	Exh. temp. F
per unit	20213	34.05	10020	148	994
Total	20213			148	

Number of gas turbine unit(s) = 1

GT PRO 23.0 - C:\Users\Mehr\Desktop\GTPRO1.gtp

FileViewEditOptionsNavigatorWindowExcel LinkCompare FilesHelp

Navigator

System

Gas Turbine

HRSG

Steam Turbine

Cooling System

Environment

Gasification

Desalination

Miscellaneous

New Session

Gas Turbine Summary | Summary Table | Gas Turbine Fuel | Fuel Heating | Chiller

ESTIMATED G.T. SITE PERFORMANCE (Physical Model #219)

Fuel = CH4, supplied @ 77 F

LHV @ 77 F = 21517.58 BTU/lb

G.T. @ 100 % rating, direct TIT control model, CC limit

Site ambient conditions: 11.65 psia, 110 F, 15% RH

Total inlet loss = 9 inch H2O, Exhaust loss = 9.00 inch H2O

Inlet filter = 4, Chiller = 5 inch H2O

Duct & stack = 2.00, HRSG = 7.00 inch H2O

Siemens SGT-700 (Physical Model #219)											
PR	TIT	TET	Mair	kW	H.R.LHV	Max	N2	O2	CO2	H2O	Ar
	F	F	lb/s		BTU/kWh	lb/s	%	%	%	%	%
16.8	2300	994	145	20213	10020	148	74.397	13.706	3.156	7.845	0.896

Engine ID = 219

Fuel compressor = 285.9 kW/e, Q rejected = 51.85 BTU/s, exit temperature = 201.2 F

Fuel molecular weight = 16.04, LHV @ combustor = 21586 BTU/lb

G.T. auxiliary power = 58.12 kW/e

ESTIMATED G.T. CYCLE										
Stream	p psia	T F	M lb/s	M.W.	MOLE COMPOSITION %					
					N2	O2	CO2	H2O	Ar	
Ambient air in	11.65	110	145.33	28.787	76.799	20.606	0.030	1.641	0.925	
After filter	11.51	110	145.33	28.787	76.799	20.606	0.030	1.641	0.925	
After chiller	11.33	73	145.33	28.787	76.799	20.606	0.030	1.641	0.925	
Compressor inlet	11.33	73	145.33	28.787	76.799	20.606	0.030	1.641	0.925	
Turbine coolant			23.39							
Compressor discharge	190.79	816	121.94	28.787	76.799	20.606	0.030	1.641	0.925	
Fuel flow	413.84	201	2.61463							
Turbine inlet	183.16	2300	124.56	28.315	73.953	12.432	3.734	8.990	0.891	
Turbine coolant			23.39							
Turbine exhaust	11.98	994	147.95	28.389	74.397	13.706	3.156	7.845	0.896	

File	View	Edit	Options	Navigator	Window	Excel Link	Compare Files	Help	
Navigator	System	Gas Turbine	HRSG	Steam Turbine	Cooling System	Environment	Gasification	Desalination	Miscellaneous
New Session	Gas Turbine Summary	Summary Table	Gas Turbine Fuel	Fuel Heating	Chiller				
Start Design	Mech eff. = 98.62% Gear box eff. = 97.93% Generator eff. = 97.15%								
Plant Criteria	GT specific power @ gen term = 139.1 kW per lb/s								
GT Selection	GT efficiency @ gen term = 30.69% HHV = 34.05% LHV								
GT Inputs	GT efficiency @ gen term adjusted for fuel temp. @ combustor of 201.2 F = 30.6% HHV = 33.95% LHV								
ST-HRSG	GAS TURBINE/GENERATOR HEAT BALANCE (Physical Model #219)								
HRSG Inputs	Energy in =	65873	BTU/s						
Water Circuits	Compressor Inlet	Compressor Inlet	Water	Steam	Fuel Enthalpy	Gas/Air			
HRSG Layout	Air Sensible	Air Latent	Injection	Injection	@ Combustor	Addition			
	1433	1605	0	0	62835	0			
Cooling System	Energy out =	65855	BTU/s						
ST Inputs	Misc	Mech	Gbox	Gen	Turb(Q1)	Exhaust	Exhaust	Electric	Steam(Q2)
Environment	Loss	Loss	Loss	Loss	Coolant	Sensible	Latent	Output	Coolant
Other PEACE	310	281	417	562	0	37205	7921	19159	0
Economics									
Gasification	Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K)								
Desalination	Heat Balance Error (In - Out) =		17.32	BTU/s	=	0.0272	%		
Compute	SINGLE-STAGE ABSORPTION CHILLER PERFORMANCE (Totals of 2 per GT)								
Test Output	Pressure	GT air temp	Cooling load	Heat from	Heat from	Process	Water		
Graphics Output	drop	drop		ext. source	process	steam	cond.		
PEACE Output	inch H2O	F	BTU/s	ton	BTU/s	BTU/s	lb/s	lb/s	0
	5	37.4	1320.2	396.1	0	1730.6	1.343	0	
Multiple Designs	2 chiller(s) per GT, 2 chiller(s) operating per GT								
Off Design	Nameplate at standard conditions: 493.1 ton/chiller, COP = 0.67								
Fully-Flexible Design	Full load at current conditions: 735.9 ton/chiller, COP = 0.7599								
	Current heat balance: Load = 26.9% 190 ton, COP = 0.7629								
	Current chilled water temp. = 67.6 F Range = 5 F Approach = 5 F								
	Cool heat exchanger effectiveness = 0.8621 Coolant temperature = 78.64 F								
	Chilled water flow (per GT) = 657.5 lb/s								
	Chilled water piping DP = 12 psi Coil DP = 10 psi								
	Pump(s) (per GT) = 58.97 kW								

شکل ۳-۱۳ نتایج حاصل از سناریو اول

سناریو شماره ۲: اگر دمای هوای ورودی به بخش کمپرسور از توربین گاز ۶ درجه سانتی گراد از دمای محیط کاهش یابد .

File	View	Edit	Options	Navigator	Window	Excel Link	Compare Files	Help	
Navigator	System	Gas Turbine	HRSG	Steam Turbine	Cooling System	Environment	Gasification	Desalination	Miscellaneous
New Session	Plant Summary	Summary Table	Stream Table	Gas Pressure Losses	Exergy Analysis	Notes	Messages		
Start Design	GT PRO 23.0 Mch								
Plant Criteria	1848 09-06-2017 11:12:25 file=C:\Users\Meh\\Desktop\GTPRO1.gtp								
GT Selection	Program revision date: February 25, 2013								
GT Inputs	Plant Configuration: GT & HRSG only (no ST)								
ST-HRSG	One Siemens SGT-700 Engine (Physical Model #219), GT PRO Type 2, Subtype 1								
HRSG Inputs	Steam Property Formulation: IFC-67								
Water Circuits	SYSTEM SUMMARY								
HRSG Layout	Power Output kW		LHV Heat Rate BTU/kWh		Elect. Eff. LHV%				
Cooling Systems	@ gen. term.	net	@ gen. term.	net	@ gen. term.	net			
ST Inputs	Gas Turbine(s)	20685	9973		34.22				
Environment	Steam Turbine(s)	0							
Other PEACE	Plant Total	20685	19559		9973 10547		34.22		32.35
Economics	PLANT EFFICIENCIES								
Gasification	PURPA efficiency		CHP (Total) efficiency		Power gen. eff. on chargeable energy, %		Canadian Class 43 Heat Rate, BTU/kWh		
Desalination	7%		5%		71.13		4459		
Compute	57.70		83.05						
Test Output	GT fuel HHV/LHV ratio =		1.11						
Graphics Output	DB fuel HHV/LHV ratio =		1.11						
PEACE Output	Total plant fuel HHV heat input / LHV heat input =		1.11						
Multiple Designs	Fuel LHV chemical energy input (77%/25C) =		228900		kBTU/hr		63583		BTU/s
Off Design	Fuel HHV chemical energy input (77%/25C) =		206288		kBTU/hr		57302		BTU/s
Fully-Flexible Design	Total energy input (chemical LHV + ext. addn.) =		206288		kBTU/hr		57302		BTU/s
	Energy chargeable to power (93.0% LHV at boiler) =		93829		kBTU/hr		26064		BTU/s
	GAS TURBINE PERFORMANCE - Siemens SGT-700 (Physical Model #219)								
	Gross power output, kW		Gross LHV efficiency, %		Gross LHV Heat Rate BTU/kWh		Exh. flow lb/s		Exh. temp. F
	per unit	20685	34.22		9973		150		989
	Total	20685					150		
	Numbers of gas turbine used() = 1								

GT PRO 23.0 - C:\Users\Mehr\Desktop\GTPRO1.gtp

FileViewEditOptionsNavigatorWindowExcel LinkCompare FilesHelp

NavigatorSystemGas TurbineHRSGSteam TurbineCooling SystemEnvironmentGasificationDesalinationMiscellaneous

New SessionGas Turbine Summary | Summary Table | Gas Turbine Fuel | Fuel Heating | Chiller

Start DesignOne Siemens SGT 700 Engine (Physical Model #219), GT PRO Type 2, Subtype 1

Plant CriteriaESTIMATED G.T. SITE PERFORMANCE (Physical Model #219)

GT SelectionFuel = CH4, supplied @ 77 F

GT InputsLHV @ 77 F = 21517.58 BTU/lb

ST-HRSGG.T. @ 100 % rating, direct TIT control model, CC limit

HRSG InputsSite ambient conditions: 11.65 psia, 110 F, 15% RH

Water CircuitsTotal inlet loss = 9 inch H2O, Exhaust loss = 9.00 inch H2O

HRSG LayoutInlet filter = 4 Chiller = 5 inch H2O

Cooling SystemDuct & stack = 2.00, HRSG = 7.00 inch H2O

ST InputsSiemens SGT 700 (Physical Model #219)

EnvironmentPRTITTETMairkWHR LHVMezN2O2CO2H2OAr

Other PEACE17.1F230098914820685997315074.39313.6963.1617.8540.896

EconomicsEngine ID = 219

GasificationFuel compressor = 291.2 kW, Q rejected = 52.81 BTU/s, exit temperature = 201.2 F

DesalinationFuel molecular weight = 16.04, LHV @ combustor = 21586 BTU/lb

ComputeG.T. auxiliary power = 58.12 kW

Test OutputESTIMATED G.T. CYCLE

Graphics OutputStreampTMM.W.N2O2CO2H2OAr

PEACE OutputAmbient air in11.65110147.8028.78776.79920.6060.0301.6410.925

Multiple DesignsAfter filter11.51110147.8028.78776.79920.6060.0301.6410.925

Off DesignAfter chiller11.3367147.8028.78776.79920.6060.0301.6410.925

Fully-Flexible DesignCompressor inlet11.3367147.8028.78776.79920.6060.0301.6410.925

Turbine coolant23.79

Compressor discharge194.04914124.0128.78776.79920.6060.0301.6410.925

Fuel flow413.842012.66304

Turbine inlet186.282300126.6828.31473.94912.4203.7399.0010.891

Turbine coolant23.79

Turbine exhaust11.98989150.4628.38874.39313.6963.1617.8540.896

GT PRO 23.0 - C:\Users\Mehr\Desktop\GTPRO1.gtp

FileViewEditOptionsNavigatorWindowExcel LinkCompare FilesHelp

NavigatorSystemGas TurbineHRSGSteam TurbineCooling SystemEnvironmentGasificationDesalinationMiscellaneous

New SessionGas Turbine Summary | Summary Table | Gas Turbine Fuel | Fuel Heating | Chiller

Start DesignMech eff. = 98.65% Gear box eff. = 97.97% Generator eff. = 97.21%

Plant CriteriaGT specific power @ gen term = 140 kW per lb/s

GT SelectionGT efficiency @ gen term = 30.84% HHV = 34.22% LHV

GT InputsGT efficiency @ gen term adjusted for fuel temp. @ combustor of 201.2 F = 30.75% HHV = 34.11% LHV

ST-HRSGGAS TURBINE/GENERATOR HEAT BALANCE (Physical Model #219)

HRSG InputsEnergy in = 66894 BTU/s

Water CircuitsCompressor InletCompressor InletWaterSteamFuel EnthalpyGas/Air

HRSG LayoutAir SensibleAir LatentInjectionInjection@ CombustorAddition

Cooling System1264163300639980

ST InputsEnergy out = 66876 BTU/s

EnvironmentMiscMechGboxGenGenTurb(GT)ExhaustExhaustElectricSteam(GT)Proc

Other PEACELossLossLossLossCoolantSensibleLatentOutputCoolantAir

Economics31628141856203762680661960700

GasificationZero enthalpy, dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K)

DesalinationHeat Balance Error (In - Out) = 18.27 BTU/s = 0.0273 %

ComputeSINGLE-STAGE ABSORPTION CHILLER PERFORMANCE (Totals of 2 per GT)

Test OutputPressureGT air tempCooling loadHeat fromHeat fromProcessWater

Graphics Outputdropdropdropext. sourceprocesssteamcond.

PEACE Outputinch H2OFBTU/sTonBTU/sBTU/slb/slb/s

Multiple Designs542.81536.5460.901992.71.5470

Off Design2 chiller(s) per GT, 2 chiller(s) operating per GT

Fully-Flexible DesignNameplate at standard conditions: 493.1 ton/chiller, COP = 0.67

Full load at current conditions: 790.3 ton/chiller, COP = 0.7559

Current heat balance Load = 29.2% 230.5 ton, COP = 0.771

Current chilled water temp. = 62.2 F Range = 5 F Approach = 5 F

Cool heat exchanger effectiveness = 0.8964 Coolant temperature = 78.64 F

Chilled water flow (per GT) = 657.5 lb/s

Chilled water piping DP = 12 psi Cool DP = 10 psi

Pump(s) (per GT) = 58.89 kW

GT PRO 23.0 - C:\Users\Mehr\Desktop\GTPRO1.gtp

FileViewEditOptionsNavigatorWindowExcel LinkCompare FilesHelp

NavigatorSystemGas TurbineHRSGSteam TurbineCooling SystemEnvironmentGasificationDesalinationMiscellaneous

New SessionGas Turbine Summary | Summary Table | Gas Turbine Fuel | Fuel Heating | Chiller

Start DesignMech eff. = 98.65% Gear box eff. = 97.97% Generator eff. = 97.21%

Plant CriteriaGT specific power @ gen term = 140 kW per lb/s

GT SelectionGT efficiency @ gen term = 30.84% HHV = 34.22% LHV

GT InputsGT efficiency @ gen term adjusted for fuel temp. @ combustor of 201.2 F = 30.75% HHV = 34.11% LHV

ST-HRSGGAS TURBINE/GENERATOR HEAT BALANCE (Physical Model #219)

HRSG InputsEnergy in = 66894 BTU/s

Water CircuitsCompressor InletCompressor InletWaterSteamFuel EnthalpyGas/Air

HRSG LayoutAir SensibleAir LatentInjectionInjection@ CombustorAddition

Cooling System1264163300639980

ST InputsEnergy out = 66876 BTU/s

EnvironmentMiscMechGboxGenGenTurb(GT)ExhaustExhaustElectricSteam(GT)Proc

Other PEACELossLossLossLossCoolantSensibleLatentOutputCoolantAir

Economics31628141856203762680661960700

GasificationZero enthalpy, dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K)

DesalinationHeat Balance Error (In - Out) = 18.27 BTU/s = 0.0273 %

ComputeSINGLE-STAGE ABSORPTION CHILLER PERFORMANCE (Totals of 2 per GT)

Test OutputPressureGT air tempCooling loadHeat fromHeat fromProcessWater

Graphics Outputdropdropdropext. sourceprocesssteamcond.

PEACE Outputinch H2OFBTU/sTonBTU/sBTU/slb/slb/s

Multiple Designs542.81536.5460.901992.71.5470

Off Design2 chiller(s) per GT, 2 chiller(s) operating per GT

Fully-Flexible DesignNameplate at standard conditions: 493.1 ton/chiller, COP = 0.67

Full load at current conditions: 790.3 ton/chiller, COP = 0.7559

Current heat balance Load = 29.2% 230.5 ton, COP = 0.771

Current chilled water temp. = 62.2 F Range = 5 F Approach = 5 F

Cool heat exchanger effectiveness = 0.8964 Coolant temperature = 78.64 F

Chilled water flow (per GT) = 657.5 lb/s

Chilled water piping DP = 12 psi Cool DP = 10 psi

Pump(s) (per GT) = 58.89 kW

شکل ۳-۱۴ نتایج حاصل از سناریو دوم

سناریو شماره ۳: اگر دمای هوای ورودی به بخش کمپرسور از توربین گاز 9 درجه سانتی گراد از دمای محیط کاهش یابد.

[illegible]

GT PRO 23.0 - C:\Users\Mei\Desktop\GTPRO1.gtp

FileViewEditOptionsNavigatorWindowCompare FilesHelp

Navigator

SystemGas TurbineHRSGSteam TurbineCooling SystemEnvironmentGasificationDesalinationMiscellaneous

New SessionGas Turbine Summary | Summary Table | Gas Turbine Fuel | Fuel Heating | Chiller

Start DesignMech loss = 297.2 kW Gear box loss = 441.2 kW Generator loss = 593.1 kW
Mech eff. = 98.68% Gear box eff. = 98.02% Generator eff. = 97.28%
Plant CriteriaGT specific power @ gen term = 140.8 kW per b/s
GT SelectionGT efficiency @ gen term = 30.98% HHV = 34.36% LHV
GT InputsGT efficiency @ gen term adjusted for fuel temp. @ combustor of 201.2 F = 30.89% HHV = 34.27% LHV
ST-HRSG
HRSG Inputs
Water Circuits
HRSG Layout
Cooling System
ST Inputs
Environment
Other PEACE
Economics
Gasification
Desalination
Compute

Energy in =68058BTU/s

Compressor Inlet
Air Sensible
1065

Compressor Inlet
Air Latent
1664

Water
Injection
0

Steam
Injection
0

Fuel Enthalpy
@ Combustor
65328

Gas/Air
Addition
0

Energy out =68039BTU/s

Misc
Loss
323

Mech
Loss
282

Gbox
Loss
418

Gen
Loss
562

Turb(01)
Coolant
0

Exhaust
Sensible
38115

Exhaust
Latent
8231

Electric
Output
20108

Steam(02)
Coolant
0

Proc
Air
0

Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K)

Heat Balance Error (In - Out) =18.68BTU/s=0.0274%

SINGLE-STAGE ABSORPTION CHILLER PERFORMANCE (Totals of 2 per GT)

Pressure
drop
inch H2O
5

GT air temp
drop
F
48.9

Cooling load
BTU/s
1789.5

ton
536.9

Heat from
ext. source
BTU/s
0

Heat from
process
BTU/s
2278.9

Process
steam
lb/s
1.769

Water
cond.
lb/s
0

2 chiller(s) per GT, 2 chiller(s) operating per GT

Nameplate at standard conditions: 433.1 ton/chiller, COP = 0.67
Full load at current conditions: 811.5 ton/chiller, COP = 0.7559
Current heat balance: Load = 33.1%, 268.4 ton, COP = 0.7853
Current chilled water temp. = 96.1 F Range = 5 F Approach = 5 F
Cool heat exchanger effectiveness = 0.9072 Coolant temperature = 78.64 F
Chilled water flow (per GT) = 657.5 b/s
Chilled water piping DP = 12 psi Cool DP = 10 psi
Pump(s) (per GT) = 58.89 kW

شکل ۳-۱۵ نتایج حاصل از سناریو سوم

سناریو شماره ۴: اگر دمای هوای ورودی به بخش کمپرسور از توربین گاز 12 درجه سانتی گراد از دمای محیط کاهش یابد .

Navigator	File	View	Edit	Options	Navigator	Window	Excel Link	Compare Files	Help
	System	Gas Turbine	HRSG	Steam Turbine	Cooling System	Environment	Gasification	Desalination	Miscellaneous
New Session	Plant Summary Summary Table Stream Table Gas Pressure Losses Exergy Analysis Notes Messages								
Start Design	GT PRO 23.0 Mehr								
Plant Criteria	1848 09-06-2017 11:39:36 file=C:\Users\Mehr\Desktop\GTPRO1.gtp								
GT Selection	Program revision date: February 25, 2013								
GT Inputs	Plant Configuration: GT & HRSG only (no ST)								
ST-HRSG	Dne Siemens SGT-700 Engine (Physical Model #219), GT PRO Type 2, Subtype 1								
HRSG Inputs	Steam Property Formulation: IFC-67								
Water Circuits	SYSTEM SUMMARY								
HRSG Layout		Power Output kW		LHV Heat Rate BTU/kWh		Elect. Eff. LHV%			
Cooling System		@ gen. term.	net	@ gen. term.	net	@ gen. term.	net		
ST Inputs	Gas Turbine(s)	21582		9884		34.52			
Environment	Stream Turbine(s)	0							
Other PEACE	Plant Total	21582	20440	9884	10437	34.52		32.70	
Economics	PLANT EFFICIENCIES								
Gasification	PURPA efficiency	CHP (Total) efficiency		Power gen. eff. on chargeable energy, %		Canadian Class 43			
Desalination	%	%		69.17		Heat Rate, BTU/kWh			
Compute	57.21	81.73				4531			
Test Output	GT fuel HHV/LHV ratio =			1.11					
Graphics Output	DB fuel HHV/LHV ratio =			1.11					
PEACE Output	Total plant fuel HHV heat input / LHV heat input =								
Multiple Designs	Fuel HHV chemical energy input (77F/25C) =			236701		18TU/hr	65750	BTU/s	
	Fuel LHV chemical energy input (77F/25C) =			213319		18TU/hr	59255	BTU/s	
Off Design	Total energy input (chemical LHV + ext. addn.) =			213319		18TU/hr	59255	BTU/s	
	Energy chargeable to power (93.0% LHV alt. boiler) =			100837		18TU/hr	28010	BTU/s	
Fully-Flexible Design	GAS TURBINE PERFORMANCE - Siemens SGT-700 (Physical Model #219)								
		Gross power output, kW	Gross LHV efficiency, %	Gross LHV Heat Rate BTU/kWh		Exh. flow	Exh. temp.		
	per unit	21582	34.52	9884		155	980		
	Total	21582				155			

GT PRO 23.0 - C:\Users\Mehrd\Desktop\GTPRO1.gtp											
File View Edit Options Navigator Window Excel Link Compare Files Help											
Navigator	System Gas Turbine HRSG Steam Turbine Cooling System Environment Gasification Desalination Miscellaneous										
New Session	Gas Turbine Summary Summary Table Gas Turbine Fuel Fuel Heating Chiller										
Start Design	One Siemens SGT-700 Engine (Physical Model #219), GT PRO Type 2, Subtype 1										
Plant Criteria	ESTIMATED G.T. SITE PERFORMANCE (Physical Model #219)										
GT Selection	Fuel = CH4, supplied @ 77 F										
GT Inputs	LHV @ 77 F = 21517.58 BTU/lb										
ST-HRSG	G.T. @ 100 % rating, direct TIT control model, CC limit										
HRSG Inputs	Site ambient conditions: 11.65 psia, 110 F, 15% RH										
Water Circuits	Total inlet loss = 9 inch H2O, Exhaust loss = 9.00 inch H2O										
HRSG Layout	Inlet filter = 4 Chiller = 5 inch H2O										
Cooling System	Duct & stack = 2.00, HRSG = 7.00 inch H2O										
ST Inputs	Siemens SGT-700 (Physical Model #219)										
Environment	PR	TIT	TET	Mair	kW	H.R.LHV	Mex	N2	O2	CO2	H2O
Other PEACE	F	F	F	lb/s		BTU/kWh	lb/s	%	%	%	%
Economics	17.6	2300	980	152	21582	9884	155	74.383	13.667	3.174	7.880
Gasification	Engine ID = 219										
Desalination	Fuel compressor = 301.1 kW, Q rejected = 54.61 BTU/s, exit temperature = 201.2 F										
Compute	Fuel molecular weight = 16.04, LHV @ combustor = 21586 BTU/lb										
	G.T. auxiliary power = 58.12 kW										
Text Output	ESTIMATED G.T. CYCLE										
Graphics Output	Stream	p	T	M	M.W.	MOLE COMPOSITION %					
PEACE Output		psia	F	lb/s		N2	O2	CO2	H2O	Ar	
Multiple Designs	Ambient air in	11.65	110	152.17	28.787	76.799	20.606	0.030	1.641	0.925	
Off Design	After filter	11.51	110	152.17	28.787	76.799	20.606	0.030	1.641	0.925	
Fully-Flexible Design	After chiller	11.33	56	152.17	28.787	76.799	20.606	0.030	1.641	0.925	
	Compressor inlet	11.33	56	152.17	28.787	76.799	20.606	0.030	1.641	0.925	
	Turbine coolant			24.49							
	Compressor discharge	199.80	807	127.68	28.787	76.799	20.606	0.030	1.641	0.925	
	Fuel flow	413.84	201	2.75380							
	Turbine inlet	191.81	2300	130.44	28.312	73.937	12.386	3.755	9.032	0.890	
	Turbine coolant			24.49							
	Turbine exhaust	11.98	980	154.93	28.386	74.383	13.667	3.174	7.880	0.896	

GT PRO 23.0 - C:\Users\Mehrd\Desktop\GTPRO1.gtp

FileViewEditOptionsNavigatorWindowExcel LinkCompare FilesHelp

NavigatorEditSystemGas TurbineHRSGSteam TurbineCooling SystemEnvironmentGasificationDesalinationMiscellaneous

New Session

Gas Turbine Summary | Summary Table | Gas Turbine Fuel | Fuel Heating | Chiller

Start DesignMech loss = 297.5 kW Gear box loss = 441.7 kW Generator loss = 593.1 kW

Plant CriteriaMech eff. = 98.7% Gear box eff. = 98.05% Generator eff. = 97.33%

GT SelectionGT specific power @ gen term = 141.8 kW per lb/s

GT InputsGT efficiency @ gen term = 31.11% HHV = 34.52% LHV

ST-HRSGGT efficiency @ gen term adjusted for fuel temp. @ combustor of 201.2 F = 31.02% HHV = 34.41% LHV

HRSG Inputs

Water Circuits

HRSG Layout

Cooling System

ST Inputs

Environment

Other PEACE

Economics

Gasification

Desalination

Compute

Text Output

Graphics Output

PEACE Output

Multiple Designs

Off Design

Fully-Flexible Design

GAS TURBINE/GENERATOR HEAT BALANCE (Physical Model #219)

Energy in =68762BTU/s

Compressor Inlet

Compressor Inlet

Water

Steam

Fuel Enthalpy

Gas/Air

Air Sensible

Air Latent

Injection

Injection

@ Combustor

Addition

902168100661790

Energy out =68743BTU/s

Misc

Mech

Gbox

Gen

Turb(Q1)

Exhaust

Exhaust

Electric

Steam(Q2)

Proc

Loss

Loss

Loss

Loss

Coolant

Sensible

Latent

Output

Coolant

Air

32728241956203836383332045700

Zero enthalpy: dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K)

Heat Balance Error (In - Out) =18.88BTU/s=0.0275%

SINGLE-STAGE ABSORPTION CHILLER PERFORMANCE (Totals of 2 per GT)

Pressure

GT air temp

Cooling load

Heat from

Heat from

Process

Water

drop

drop

ext. source

process

steam

cond.

inch H2O

F

BTU/s

ton

BTU/s

BTU/s

lb/s

lb/s

553.61981.2594.402475.71.9220

2 chiller(s) per GT, 2 chiller(s) operating per GT

Nameplate at standard conditions: 453.1 ton/chiller, COP = 0.67

Full load at current conditions: 798.5 ton/chiller, COP = 0.7559

Current heat balance: Load = 37.2% 297.2 ton, COP = 0.8003



Current chilled water temp. = 51.4 F Range = 5 F Approach = 5 F

Cool heat exchanger effectiveness = 0.9147 Coolant temperature = 78.64 F

Chilled water flow (per GT) = 657.5 lb/s

Chilled water piping DP = 12 psi Cool DP = 10 psi

Pump(s) (per GT) = 58.89 kW



شکل ۳-۱۶ نتایج حاصل از سناریو چهارم

سناریو شماره ۵: اگر دمای هوای ورودی به بخش کمپرسور از توربین گاز ۱۵ درجه سانتی گراد از دمای محیط کاهش یابد.

GT PRO 23.0 - C:\Users\Mehrd\Desktop\GTPRO1.gtp

FileViewEditOptionsNavigatorWindowExcel LinkCompare FilesHelp

NavigatorSystemGas TurbineHRSGSteam TurbineCooling SystemEnvironmentGastificationDensatationMiscellaneous

New Session

Plant Summary | Summary Table | Stream Table | Gas Pressure Losses | Exergy Analysis | Notes | Messages

GT PRO 23.0 Mehr

Start DesignI848 (9/06/2017 11:49:30 file=C:\Users\Mehrd\Desktop\GTPRO1.gtp)

Plant CriteriaProgram revision date: February 25, 2013

GT SelectionPlant Configuration: GT & HRSG only [no ST]

GT InputsOne Siemens SGT-700 Engine (Physical Model #219); GT PRO Type 2, Subtype 1

ST-HRSGSteam Property Formulation: IFC-67

HRSG Inputs

Water Circuits

HRSG Layout

Cooling System

ST Inputs

Environment

Other PEACE

Economics

Gastification

Densatation

Compute

Test Output

Graphics Output

PEACE Output

Multiple Designs

Oil Design

Fully-Flexible Design

</

GT PRO 23.0 - C:\Users\Mehrd\Desktop\GTPRO1.gtp

FileViewEditOptionsNavigatorWindowExcel LinkCompare FilesHelp

Navigator

New Session

Gas Turbine SummarySummary TableGas Turbine FuelFuel HeatingChiller

One Siemens SGT-700 Engine (Physical Model #219), GT PRO Type 2, Subtype 1

Start Design

Plant Criteria

GT Selection

GT Inputs

ST-HRSG

HRSG Inputs

Water Circuits

HRSG Layout

Cooling System

ST Inputs

Environment

Other PEACE

Economics

Gasification

Desalination

Compute

Text Output

Graphics Output

PEACE Output

Multiple Designs

Off Design

Fully-Flexible Design

System

Gas Turbine

HRSG

Steam Turbine

Cooling System

Environment

Gasification

Desalination

Miscellaneous

ESTIMATED G.T. SITE PERFORMANCE (Physical Model #219)

Fuel = CH4, supplied @ 77 F

LHV @ 77 F = 21517.58 BTU/lb

G.T. @ 100 % rating, direct TIT control model, CC limit

Site ambient conditions: 11.65 psia, 110 F, 15% RH

Total inlet loss = 9 inch H2O, Exhaust loss = 9.00 inch H2O

Inlet filter = 4 Chiller = 5 inch H2O

Duct & stack = 2.00, HRSG = 7.00 inch H2O

Siemens SGT-700 (Physical Model #219)

PR	TIT	TET	Mair	kW	H.R. LHV	Max	N2	O2	CO2	H2O	Ar
	F	F	lb/s		BTU/kWh	lb/s	%	%	%	%	%
17.8	2300	978	153	21974	9827	156	74.379	13.633	3.190	7.902	0.896

Engine ID = 219

Fuel compressor = 304.8 kW/e, Q rejected = 55.28 BTU/l, exit temperature = 201.2 F

Fuel molecular weight = 16.04; LHV @ combustor = 21586 BTU/lb

G.T. auxiliary power = 58.12 kW/e

ESTIMATED G.T. CYCLE

Stream	p	T	M	M.W.	MOLE COMPOSITION %					
	psia	F	lb/s		N2	O2	CO2	H2O	Ar	
Ambient air in	11.65	110	153.23	28.787	76.799	20.606	0.030	1.641	0.925	
After filter	11.51	110	153.23	28.787	76.799	20.606	0.030	1.641	0.925	
Water condensed			0.01							
After chiller	11.33	51	153.22	28.788	76.807	20.608	0.030	1.630	0.925	
Compressor inlet	11.33	51	153.22	28.788	76.807	20.608	0.030	1.630	0.925	
Turbine coolant			24.66							
Compressor discharge	201.21	798	128.56	28.788	76.807	20.608	0.030	1.630	0.925	
Fuel flow	413.84	201	2.78757							
Turbine inlet	193.16	2300	131.35	28.311	73.930	12.345	3.774	9.060	0.890	
Turbine coolant			24.66							
Turbine exhaust	11.90	978	156.01	28.385	74.379	13.633	3.190	7.902	0.896	

GT PRO 233 - C:\Users\Mehrd\Desktop\GTPRO1.gtp

FileViewEditOptionsNavigatorWindowExcel LinkCompare FilesHelp

NavigatorSystemGas TurbineHRSGSteam TurbineCooling SystemEnvironmentGasificationDesalinationMiscellaneous

New SessionGas Turbine SummarySummary TableGas Turbine FuelFuel HeatingChillerOne Siemens SGT-700 Engine (Physical Model #219), GT PRO Type 2, Subtype 1

Start DesignPlant CriteriaGT SelectionGT InputsST-HRSGHRSG InputsWater CircuitsHRSG LayoutCooling SystemST InputsEnvironmentOther PEACEEconomicsGasificationDesalinationCompute

ESTIMATED G.T. SITE PERFORMANCE (Physical Model #219)

Fuel = CH4, supplied @ 77 F
LHV @ 77 F = 2157.58 BTU/lb
G.T. @ 100% rating, direct TIT control model, CC limit
Site ambient conditions: 11.65 psia, 110 F, 15% RH
Total inlet loss = 3 inch H2O, Exhaust loss = 3.00 inch H2O
Inlet filter = 4, Chiller = 5 inch H2O
Duct & stack = 2.00, HRSG = 7.00 inch H2O

Siemens SGT-700 (Physical Model #219)

PR	TIT	F	TET	F	Mair	F	kW	H.R.LHV	Max	N2	O2	CO2	H2O	Ar
F	F	F	F	F	lb/s	lb/s		BTU/kWh	lb/s	%	%	%	%	%
17.9	2300		974		155		22383	9761	157	74.602	13.665	3.204	7.630	0.898

Engine ID = 219
Fuel compressor = 308.4 kW/s, Q rejected = 55.93 BTU/s, exit temperature = 201.2 F
Fuel molecular weight = 16.04, LHV @ combustor = 21586 BTU/lb
G.T. auxiliary power = 58.12 kW/s

Test Output

Graphics OutputPEACE OutputMultiple DesignsDiff DesignFully-Flexible Design

ESTIMATED G.T. CYCLE

Stream	p	T	M	M.W.	MOLE COMPOSITION %						
	psia	F	lb/s		N2	O2	CO2	H2O	Ar		
Ambient air in	11.65	110	154.82	28.787	76.799	20.686	0.030	1.641	0.925		
After filter	11.51	110	154.82	28.787	76.799	20.686	0.030	1.641	0.925		
Water condensed			0.31								
After chiller	11.33	45	154.51	28.822	77.049	20.672	0.030	1.321	0.928		
Compressor inlet	11.33	45	154.51	28.822	77.049	20.672	0.030	1.321	0.928		
Turbine coolant			24.87								
Compressor discharge	202.80	789	129.64	28.822	77.049	20.672	0.030	1.321	0.928		
Fuel flow	413.84	201	2.82028								
Turbine inlet	194.69	2300	132.46	28.341	74.151	12.371	3.790	8.795	0.893		
Turbine coolant			24.87								
Turbine exhaust	11.98	974	157.33	28.416	74.602	13.665	3.204	7.630	0.898		

GT PRO 233 - C:\Users\Mehrd\Desktop\GTPRO1.gtp

FileViewEditOptionsNavigatorWindowExcel LinkCompare FilesHelp

NavigatorSystemGas TurbineHRSGSteam TurbineCooling SystemEnvironmentGasificationDesalinationMiscellaneous

New SessionGas Turbine SummarySummary TableGas Turbine FuelFuel HeatingChiller

Start DesignPlant CriteriaGT SelectionGT InputsST-HRSGHRSG InputsWater CircuitsHRSG LayoutCooling SystemST InputsEnvironmentOther PEACEEconomicsGasificationDesalinationCompute

Mech loss = 288.2 kW, Gear box loss = 442.8 kW, Generator loss = 593.1 kW
Mech eff. = 98.745%, Gear box eff. = 98.115%, Generator eff. = 97.42%
GT specific power @ gen term = 144.91 kW per lb/s
GT efficiency @ gen term = 31.51% HHV = 34.96% LHV
GT efficiency @ gen term adjusted for fuel temp. @ combustor of 201.2 F = 31.42% HHV = 34.85% LHV

GAS TURBINE/GENERATOR HEAT BALANCE (Physical Model #219)

Energy in =	69651	BTU/s									
Compressor Inlet	Compressor Inlet	Water	Steam	Fuel Enthalpy	Gas/Air						
Air Sensible	Air Latent	Injection	Injection	@ Combustor	Addition						
502	1373	0	0	67777	0						

Energy out = 69632 BTU/s

Mech	Misc	Gbox	Gen	Turb(Q1)	Exhaust	Exhaust	Electric	Steam(Q2)	Proc
Loss	Loss	Loss	Loss	Coolant	Sensible	Latent	Output	Coolant	Air
335	283	420	562	0	38632	8185	21216	0	0

Zero enthalpy, dry gases & liquid water @ 32 F (273.15 K)
Heat Balance Error (In - Out) = 19.22 BTU/s = 0.0276 %

Test Output

Graphics OutputPEACE OutputMultiple DesignsDiff DesignFully-Flexible Design

SINGLE-STAGE ABSORPTION CHILLER PERFORMANCE (Totals of 2 per GT)

Pressure	GT air temp	Cooling load	Heat from	Heat from	Process	Water	
drop	drop		ext. source	process	steam	cond.	
inch H2O	F	BTU/s	ton	BTU/s	lb/s	lb/s	
5	64.6	2764.5	829.4	0	3351	2.602	0.3139

2 chiller(s) per GT, 2 chiller(s) operating per GT
Nameplate at standard conditions: 433.1 ton/chiller, COP = 0.67
Full load at current conditions: 563 ton/chiller, COP = 0.7559
Current heat balance: Load = 52.0%, 414.7 ton, COP = 0.8249
Current chilled water temp. = 40.4 F, Range = 5 F, Approach = 5 F
Cool heat exchanger effectiveness = 0.9282, Coolant temperature = 78.64 F
Chilled water flow (per GT) = 657.5 lb/s
Chilled water piping DP = 12 psi, Cool DP = 10 psi
Pumps (per GT) = 58.81 kW

شکل ۳-۱۸ نتایج حاصل از سناریو پنجم

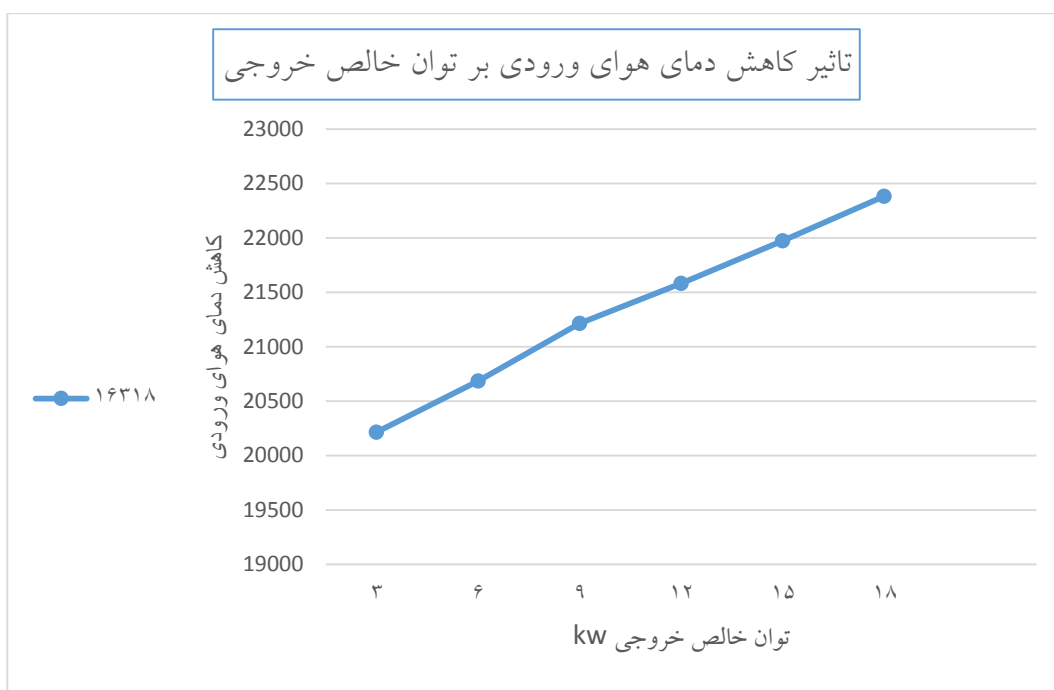
جدول ۳-۲ تغییرات توان خروجی، گرمای تولیدی در محفظه احتراق، سرمایه‌ش مورد نیاز و راندمان

توربین بر حسب کاهش دمای هوای ورودی به بخش کمپرسور

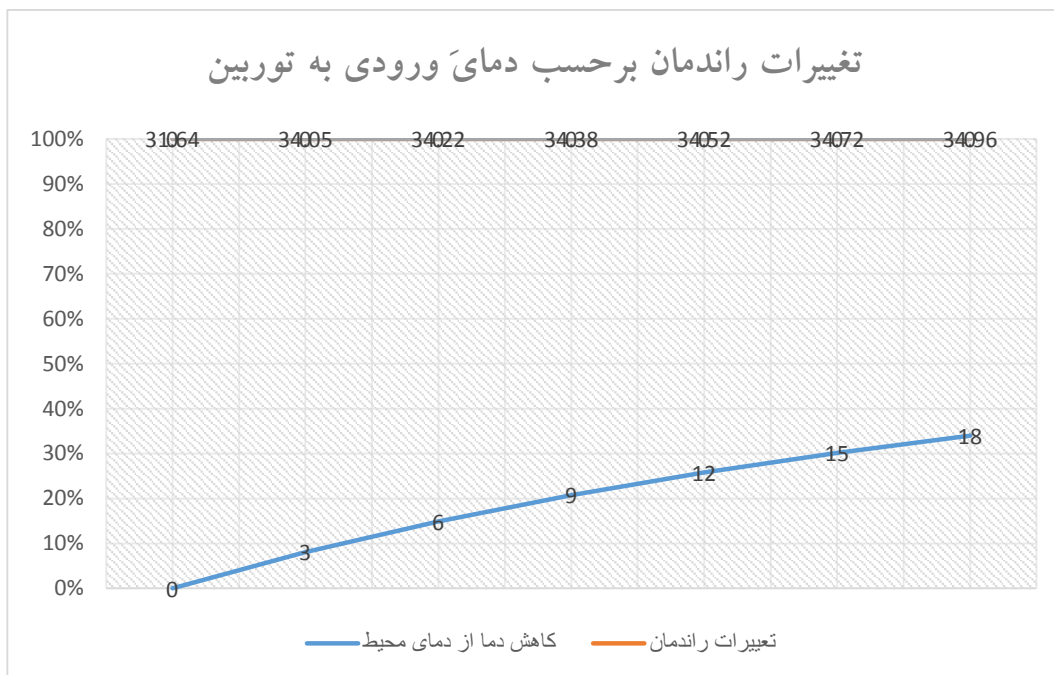
دماي کاهش دمای هوای ورودی از مای محیط به توربین	Gross power(KW)	Gross LHV efficiency	Gross LHV HEAT rate(BTU/KWH)	دماي خروجی از توربین T ⁰ F	تناژ تبرید مورد نیاز
دماي محیط (۴۳)	16318	31/64	10784	1031	---
۳	20213	34/05	10020	994	۳۹۶
۶	20685	34/22	9973	989	۴۶۰
۹	21214	34/38	9926	983	۵۳۶
۱۲	21582	34/52	9884	980	۵۹۴
۱۵	21974	34/72	9827	978	۶۶۲
۱۸	22383	34/96	9761	974	۸۲۹

۳-۷ تحلیل داده های خروجی از نرم افزار و ارائه نمودارهای مربوطه

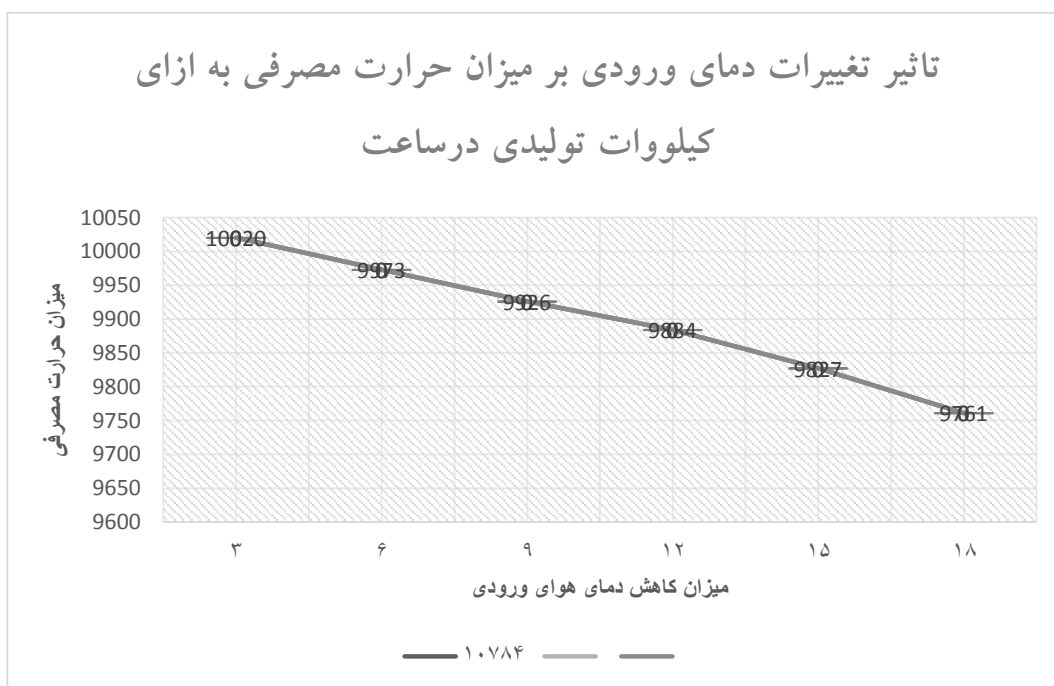
براساس نمودار ۳-۲۲ مشاهده می گردد که کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور توربین گاز باعث افزایش توان خالص خروجی از سیکل می گردد. در نمودار ۳-۴ نیز اثر کاهش کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور توربین گاز را نشان می دهد که این تاثیر به صورت رابطه مستقیم می باشد. در نمودار ۳-۶ کاهش مصرف انرژی حرارتی به ازای کیلو وات ساعت تولیدی مشهود است که به علت کاهش کارکرد بخش کمپرسور با افزایش دبی جرمی هوای ورودی صورت خواهد پذیرفت.



نمودار ۳-۴ تاثیر کاهش دمای هوای ورودی بر توان خالص خروجی



نمودار ۵-۳ تغییرات راندمان برحسب دمای ورودی به توربین



نمودار ۶-۳ تأثیر تغییرات دمای ورودی بر میزان حرارت مصرفی به ازای کیلووات تولیدی در ساعت

جهت تهیه چیلر با تناژ سرمایش مورد نیاز با مراجعه به کانالوگ های فروش که توسط سازندگان معتبر (همچون شرکت EBARA ی ژاپن) منتشر می گردد-که کلیه اطلاعات اعم

از سایز دستگاه، میزان یوتیلیتی مصرفی، فضای اشغال شده دستگاه قابل برداشت می باشد - در جدول زیر آمده است.

جدول ۳-۳ چیلرهای مدل 16JH

ظرفیت های ۱۰۰ الی ۲۴۰ تن برودتی

Model	16JH	010		012		014		016		018		021		024	
Chilled Water Leaving Temp	°C	6	7	6	7	6	7	6	7	6	7	6	7	6	7
Cooling Capacity	USRT	85	95	100	110	120	130	135	150	150	165	180	195	205	225
	(kW)	299	334	352	387	422	457	475	527	527	580	633	686	721	791
Chilled Water	Flow Rate	m ³ /min	4.86	5.95	6.01	7.11	7.21	7.31	7.36	7.51	7.65	7.81	7.97	7.97	8.27
	Pressure Drop	mAq	5.5	7.0	6.0	7.0	6.0	7.0	7.5	9.0	7.0	8.0	7.0	8.5	8.5
	(kPa)	54	69	59	69	59	69	74	88	69	78	69	83	74	83
Cooling Water	Pipe Connection Size	A(mm)	100						125						150
	No. of Pass		4					3							
	Flow Rate	m ³ /min	1.47		1.71		2.02		2.33		2.56		3.02		3.49
	Pressure Drop	mAq	9.0		9.5		10.0		8.5		8.0		8.5		8.0
	(kPa)	88		93		98		83		78		83		78	
Steam	Pipe Connection Size	A(mm)	125					150						200	
	No. of Pass		4					3							
	Cond.		2					1							
	Consumption Rate	kg/h	685	740	805	860	965	1020	1090	1170	1210	1290	1450	1520	1760
	Steam Pipe Connection Size	A(mm)	80					100							150
Electric Power	Drain Pipe Connection Size	A(mm)	32												40
	Power Source	V	200/220												
	Refrigerant Pump	kW	0.4												0.75
	Solution Pump	kW	1.5												
	Power Capacity	kVA	7.5												8

ظرفیت های ۲۸۰ الی ۵۷۰ تن برودتی

Model	16JH	028		032		036		041		047		054		057	
Chilled Water Leaving Temp	°C	6	7	6	7	6	7	6	7	6	7	6	7	6	7
Cooling Capacity	USRT	235	260	270	295	310	340	345	380	395	435	445	490	490	540
	(kW)	826	914	950	1037	1090	1196	1213	1336	1389	1530	1565	1723	1723	1899
Chilled Water	Flow Rate	m ³ /min	237	2.62	2.72	2.97	3.12	3.43	3.48	3.83	3.98	4.38	4.49	4.94	5.44
	Pressure Drop	mAq	7.5	9.0	5.5	6.5	5.5	6.5	5.0	6.0	5.5	6.5	5.5	6.5	12.0
	(kPa)	74	88	54	64	54	64	49	59	54	64	54	64	118	137
Cooling Water	Pipe Connection Size	A(mm)	150					200							
	No. of Pass		3		2										
	Flow Rate	m ³ /min	4.03		4.57		5.27		5.99		6.74		7.90		8.37
	Pressure Drop	mAq	8.5		7.0		7.5		6.5		7.0		7.0		15.0
	(kPa)	83		69		74		64		68		68		147	
Steam	Pipe Connection Size	A(mm)	200					250							
	No. of Pass		3		2										
	Cond.		1												
	Consumption Rate	kg/h	1890	2030	2170	2300	2500	2650	2780	2960	3180	3390	3580	3820	3940
	Steam Pipe Connection Size	A(mm)	150												200
Electric Power	Drain Pipe Connection Size	A(mm)	40		50										80
	Power Source	V	200/220												
	Refrigerant Pump	kW	0.75												1.5
	Solution Pump	kW	1.5												
	Power Capacity	kVA	8		12										14

مشخصات فوق بر اساس شرایط زیر اعلام شده است:

- ۱- فشار بخار ورودی به دستگاه در قطع ورودی ژلر برابر ۱ بار (0.095 MPa) می باشد.
- ۲- دمای آب برج خنک کننده:
- ۳- شیب رمپ کشاری: $0.0001 \text{ m}^3/\text{h}^\circ\text{C} / (0.005 \text{ m}^3/\text{h}/\text{kW})$
- ۴- فشار خط بخار مناسب چیلر: ۱/۵ بار (0.147 MPa) با درجه حرارت کمتر از 130°C
- ۵- حداکثر فشار کارکرد کویل های ژلر برابر ۰.۷۸ مپا (0.78 MPa)
- ۶- ظرفیت برودتی بر اساس استاندارد JIS B5622 (سال ۱۹۹۴) می باشد.

توضیح:

- توضیح تکه بخار متناسب با اختلاف فشار مؤثر بین ورودی و خروجی تکه بخار در حالت بار جزئی (partial load) صورت می گیرد.
- ساخت چیلرهایی با شرایط متفاوت با مشخصات مندرج در جدول امکان پذیر است.
- امکان حمل چیلر به صورت دو تکه وجود دارد.

ظرفیت های ۶۵۰ الی ۱۱۸۰ تن برودتی

065		073		080		088		094		106		118		Model		
6	7	6	7	6	7	6	7	6	7	6	7	6	7	Chilled Water Leaving Temp		
540	600	610	675	670	740	716	750	783	820	879	920	974	1020	Cooling Capacity		
1899	2110	2145	2373	2356	2602	2518	2637	2753	2883	3091	3235	3425	3587	Flow Rate		
5.44	6.05	6.15	6.80	6.75	7.46	7.22	7.56	7.89	8.27	8.86	9.27	9.82	10.28	Pressure Drop		
12.0	14.0	12.0	14.5	12.0	14.5	11.5	12.5	11.5	12.5	11.5	12.5	11.5	12.5	Chilled Water		
118	137	118	142	118	142	113	123	113	123	113	123	113	123			
200	→		→		250		→		→		→		Pipe Connection Size			
2	→		→		→		→		→		→		No. of Pass			
9.30	10.46		11.47		10.00		10.93		12.26		13.6		Flow Rate			
15.0	15.0		15.0		10.0		10.0		10.0		10.0		Pressure Drop			
147	147		147		98		98		98		98		Pipe Connection Size			
250	→		→		300		→		→		→		No. of Pass			
2	→		→		→		→		→		→		Abn. Cond.			
1	→		→		→		→		→		→		Consumption Rate			
4350	4680	4810	5270	5390	5770	5810	5930	6350	6480	7130	7270	7900	8060	Steam Pipe Connection Size		
200	→		→		250		→		→		→		Pipe Connection Size			
80	→		→		→		→		→		→		Power Source			
200/220	→		→		→		→		→		→		Refrigerant Pump			
1.5	→		→		→		→		→		→		Solution Pump			
3.7	3.7×2		→		→		→		→		→		Power Capacity			
14	22		→		→		→		→		→					

ظرفیت های ۱۲۹۰ الی ۱۵۹۰ تن برودتی

129		141		159		088		106		129		159		Model	
6	7	6	7	6	7	6	7	6	7	6	7	6	7	Chilled Water Leaving Temp	
1075	1125	1170	1225	1318	1380	764	800	932	975	1137	1190	1396	1460	Cooling Capacity	
3780	3956	4114	4308	4634	4853	2686	2813	3277	3429	3998	4185	4906	5135	Flow Rate	
10.84	11.34	11.79	12.35	13.29	13.91	7.70	8.06	9.39	9.83	11.46	12.00	14.06	14.72	Pressure Drop	
11.5	12.5	11.5	12.5	11.5	12.5	12.5	14.0	12.5	14.0	12.5	14.0	12.5	14.0	Chilled Water	
113	123	113	123	113	123	123	137	123	137	123	137	123	137		
250	300	→	→	→	→	250	→	→	→	→	→	300	→		
2	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→		
15.0	16.5	18.63	19.4	15.0	15.0	15.0	15.0	15.0	15.0	15.0	15.0	15.0	15.0	Cooling Water	
98	98	98	147	147	147	147	147	147	147	147	147	147	147		
300	350	→	→	→	→	300	→	→	→	→	→	350	→		
2	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→		
1	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	Steam	
8720	8890	9420	9680	10700	10900	6140	6240	7490	7610	9140	9280	11210	11390		
250	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→		
80	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→		
200/220	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	Electric Power	
1.5	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→		
3.7×2	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→		
22	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→		

در شرایط خاص همچون موارد زیر با متخصصین این شرکت تماس بگیرید:

- ۱- استفاده از آب دریا به عنوان آب برج خنک کننده
- ۲- تبی های متفاوت یا متدرجات جدول
- ۳- شرایط رسوب گذاری بالاتر از استاندارد
- ۴- تفاوت فشار کار کرد چیلر بیش از A بار (0.78 MPa)
- ۵- ولتاژ برق متفاوت
- ۶- دمای بخار ورودی به دستگاه بیش از 130°C
- ۷- نیاز به استفاده از چیلر در تمام طول سال

تحلیل داده ها با توجه به تغییرات دمایی صورت گرفته در فصل بعد در قالب نتیجه گیری و پیشنهادات ارائه می گردد.

فصل چهارم

نتیجه گیری و پیشنهادات

۴-۱ نتیجه گیری

توربین های گاز در صنعت استفاده روزافزونی دارند و افزایش راندمان آنها از اهمیت ویژه ای برخوردار است. بازدهی میزان هزینه سرمایه گذاری و تعمیراتی کم و زن کم امکان کاربرد سوخت دوگانه از جمله محاسن توربینهای گازی در مقایسه با سایر مولد های برق است از آنجا که در از آنجا که در طرح توسعه شرکت پالایش نفت امام خمینی شازند به منظور تامین انرژی الکتریکی طرح از سه دستگاه توربین گازی زیمنس STG-700 سه دستگاه بویلر بازیاب در انتهای توربین نصب شده است تا خط مشی اصلی طرح که یکی از بندهای آن کاهش مصرف انرژی در حداقل است تحقق یابد. لذا افزایش راندمان و به پیامد آن کاهش مصرف سوختهای فسیلی و انرژی SAVING در توربینهای گازی در اولویت بوده است نظر به اینکه این شرکت در دشت شازند تاسیس شده است و منطقه از آب و هوای کوهستانی و خشک برخوردار است که تابستان گرم و زمستان سرد را می گذراند، لذا گرمی هوا در تابستان در تاسیسات به ۴۳ درجه سانتیگراد نیز می رسد از آنجا که این افزایش دما با کاهش راندمان توربین های گازی روبرو خواهد بود لذا سازمان را بر آن داشت که جهت رفع این نقیصه چاره اندیشی و راهکار مناسب ارائه گردد که موضوع پروپوزال این پایان نامه قرار گرفته است. با بررسی های صورت گرفته در منابع انرژی موجود در شرکت که شامل آب، بخار، برق و هوای فشرده و بالانسینگ مابین آنها می باشد، این نتیجه حاصل که در فصل تابستان هم زمان با کاهش مصرف کننده های بخار فشار پایین LP و با تولید همزمان آن توسط توربین های مصرف کننده بخار فشار متوسط MP و فشار بالا HP که از سرویس خارج کردن و کاهش آنها غیر ممکن می باشد نظر به آن که مصرف کننده های بخار فشار پایین LP را سیستم های گرمایشی تشکیل داده اند که در فصل تابستان از سرویس خارج می شوند لذا مازاد تولید ۱۰ تن در ساعت بخار فشار ۴,۵ بار و دمای ۲۴۰ درجه سانتیگراد مشهود است، که به منظور حفظ شبکه آن باید از شبکه خارج تا سبب افزایش فشار در خروجی توربین ها و کاهش دور آنها و افت کارکرد آنها نگردد و تنها راهکار موجود تخلیه به اتمسفر است این عمل تخلیه با اتلاف ذخایر آب و سوخت های فسیلی

همراه خواهد. این موضوع محقق را به آن سمت سوق داد که مصرف و جلوگیری از این اتلاف در اولویت کاری سازمان قرار داده شود که با بررسی های صورت گرفته در حلقه انرژی سازمان (واحد UTILITY) و یافتن راهکار جهت مصرف و یا کاهش تولید آن این نتیجه حاصل که چنانچه از چیلرهای جذبی تک اثره که منبع UTILITY مصرفی آن بخار با فشار ۱,۵ بار و دمای ۱۵۰ درجه سانتیگراد و آب کولینگ با دمای ۳۰ درجه سانتی گراد می باشد تحت عنوان سیستم خنک کاری هوای ورودی به توربین های گازی استفاده شود همزمان با خنک کاری هوای ورودی به توربین و افزایش راندمان آن ها این تناژ بخار مصرف و کاندنس حاصل از آن به شبکه بازگردانده و همزمان با استفاده از انرژی گرمایشی آن از اتلاف ذخایر سوخت های فسیلی پرهیز می شود. نظر به آن که چیلر مذکور نیاز به آب خنک کننده جهت خنک کاری فرایند خود دارد و چنانچه بخواهیم از برج خنک کننده بازاستفاده شود نیاز به مصرف آب که این به مصرف با اتلاف منابع آب روبرو خواهد بود که به جهت جلوگیری از این اتلاف چاره اندیشی و از آب تغذیه مصرفی در دیگ های بخار شرکت که بخشی از آن معادل ۵۰۰ متر مکعب در ساعت آب DM که کمتر از دمای محیط است (منبع تامین چاه های شرکت و سد کمال صالح) استفاده که این کار علاوه بر پیش گرم کردن آب و کاهش مصرف بخار را ظروف هوازدا (Dearators) به منظور پیش گرم کردن ازدبی بخار تزریقی به ظرف هوازدا کاسته می شود.

این پیش گرم کردن افزایش دمای معادل ۵ درجه سانتیگراد را در بر خواهد داشت. جهت اثبات ادعاهای مطرح شده در این پروپوزال با استفاده از نرم افزار Thermoflow در گزینه GT PRO که یک نرم افزار طراحی نیروگاه می باشد مورد پردازش و مستندات لازم اخذ شد. این نرم افزار از سطوح مختلف تشکیل شده که در هر سطح اطلاعات خاص در آن درج گردیده است تا پردازش نهایی صورت پذیرد که شامل تعیین سطوح فشار بویلر و توربین های بخار، تنظیمات سایت نیروگاه که شامل درج موقعیت جغرافیایی: اطلاعات آب و هوایی و ارتفاع از سطح دریا و... انتخاب نوع سیستم خنک کننده نیروگاه، تنظیمات آب تغذیه نیروگاه، تنظیمات مربوط به HRSG نصب شده در خروجی توربین، هزینه ساخت نیروگاه، شرایط جنس زمین محل نصب نیروگاه، تنظیمات اصلی توربین که شامل سوخت مصرفی، نوع توربین گازی (که گزینه زیمنس STG 700 است)، سیستم خنک کن هوای ورودی و توربین گاز که با انتخاب گزینه چیلر وارد تنظیمات آن شده و در قسمت بعد با وارد کردن داده های فرایندی بویلر بازیاب اطلاعات مربوط به داکت برنرها و دمای دودکش، تنظیمات مدار آب تغذیه بویلر صورت خواهد پذیرفت.

بعد از اتمام این مراحل وارد مرحله Compute شده که نرم افزار محاسبات را انجام داده و با انتخاب گزینه text output گزارش محاسبات و نمودارهای مربوطه قابل رویت می باشد. جهت بررسی تغییر راندمان و توان توربین در دماهای مختلف هوای ورودی به آن با انتخاب ۶ سناریو که کاهش دمای هوای ورودی به توربین را مورد بررسی قرار می دهد پرداخته که دمای محیط ۴۳ درجه سانتیگراد فرض و کاهش ۳ درجه سانتی گراد آن در ۶ سناریو تا ۱۸ درجه سانتیگراد مورد بررسی گرفته است. از داده های برداشت شده که در که به طور مفصل در بخش سوم درج گردیده است افزایش توان تولیدی، افزایش بازدهی و کاهش دمای خروجی از توربین و افزایش Gross Lhv HEAT rate قابل مشاهده است لازم به ذکر است که میزان سرمایش مورد نیاز بر حسب تن در هر کاهش دما توسط نرم افزار درج می گردد. انتخاب نوع چیلر مورد نظر به میزان مصرف یوتیلیتی آن توسط سازندگان چیلر که در کاتالوگ های فروش درج گردید است. به عنوان مثال یک چیلر ۲۴۰ تن EBRA نیاز به ۳,۴ متر مکعب در ساعت آبی کولینگ ۱۷۶۰ کیلوگرم در ساعت بخار با فشار ۱,۵ بار و دمای ۱۵۰ درجه سانتی گراد نیاز دارد که خروجی آن کاندنس و آب کولینگ مصرفی ۵ درجه سانتی گرد افزایش دما خواهد داشت.

منابع و مآخذ

- ۱- تشت زر، آزاده، آشنایی با اصول فنی توربین های گازی، شرکت ملی پالایش و پخش فرآورده های نفتی، چاپ اول، ۱۳۹۰
- ۲- رامرودی و سالاریان، اثر چیلر جذبی بر افزایش توان و راندمان نیروگاه علی آباد، دهمین همایش بین المللی انرژی
- ۳- سعادت، احسان الله، طراحی و شبیه سازی سیکل های نیروگاهی در نرم افزار THERMOFLOW نشر الیاس، چاپ اول، ۱۳۹۵، ص ۳۹
- ۴- صنایع، سپهر، طحانی، مجتبی، ۱۳۸۷، مدلسازی محفظه احتراق و توربین گاز سیکل گازی، به همراه خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور، ص ۸-۱
- ۵- فرزانه گرد، محمود ودیمی دشت بیاض، مهدی، مقایسه دو روش استاندارد سازی خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور توربین های گازی پالایشگاه گاز خانگیران، ۱۳۸۸، مجموعه مقالات اولین کنفرانس صنعت نیروگاه حرارتی، ص
- ۶- کریمی، محمد، تحلیل انرژی خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور توربین گاز با استفاده از روشهای فاگ، مدیا و چیلر جذبی، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه صنعت آب و برق (شهید عباسپور)، ۱۳۸۸، ص
- ۷- مرکز مطالعات تکنولوژی دانشگاه صنعتی شریف، گروه نفت و انرژی، مرجع کاربردی مدیریت انرژی، ناشر مرکز مطالعات تکنولوژی دانشگاه صنعتی شریف، چاپ اول، ۱۳۸۵، ص ۳۳۷

- 8- Ashley De sa, sarim al zubaidy, gas turbine performance at varying ambient temperature, Applied thermal engineering 31, 2011
- 9- Ernest E. Ludwig, Applied process design, volume 3, third edition, Gulf professional publishing, p310
- 10- Gordon G. Van wylen, Fundamentals of Classical thermodynamics, Published simultaneously in Canada, 1984, p202
- 11- Holman, J.P (Jack Philip) "Heat transfer", Mc Graw-Hill 1981
- 12- G. Comodi, M. Renzi. Enhancing micro gas turbine performance in hot climates through inlet air cooling vapour compression technique, Applied Energy 147
- 13- Mustapha Chaker Cyrus B. Meher-Homji, Thomas Mee III "Inlet Fogging of Gas Turbine Engines—Part I: Fog Droplet, Thermodynamics, Heat Transfer, and Practical Considerations"
- 14- Robert H. Perry & Don Green, Perrys chemical engineers handbook, Sixth Edition, 1984, p12-41
- 15- Sunyoung Gong & Kiari Goni Boulama, Parametric Study of an absorption refrigeration machine using advanced exergy analysis, Energy 76, 2014

Abstract

Gas turbines are considered as one of the power generating machines. Considering the important position of these turbines and their widespread use at power plants, there have always been many efforts to increase the efficiency of their working cycle. One of the most important ways to increase the efficiency of gas turbines is cooling the air into the compressor. The main methods used in gas turbine cooling are the use of absorption chiller. In this paper, the effect of lowering the air temperature on increasing the efficiency of three STM-700 SIMENES (60MW) gas generators in Imam Khomeini oil refining company of Shazand which is located in Shazande plain and in hot and dry weather in summer is investigated. The company has a surplus of 10 tons per hour low pressure steam (LPS) with a pressure of 4.5 bar and a temperature of 240 degrees Celsius, which is the atmosphere of Vent. After calculations performed with the help of the Thermoflow software from the GT PRO option, the following results are obtained: Studies show that by reducing the air temperature to 6065KW on the compressor and reducing the output by 3.32% and reducing the efficiency of the company's gas turbines by 18 ° adds. Due to the utility of this chiller, the LPS vaporized into the atmosphere, which simultaneously draws distilled water with its heating, and the cooling water consumed by it is the DM water required in the steam boilers of the company. Using this system also helps to preheat it, so in addition to increasing the efficiency of gas turbines, the result is an energy saving, so the project has economic justification.

Keywords: Absorption Chiller, Electric Power Gas Turbine, Imam Khomeini Refinery, Shazand, Thearmoflow Software



Energy Institute For Higher Education

Faculty Of Engineering

Department Of Energy Systems Engineering – Energy Systems

Thesis For

Degree Of Master Of Science (M.Sc)

Title:

Increasing the efficiency of power generating gas turbines at Imam Khomeini Refinery in Shazand through the recycling of excessive low-pressure steam in the heating season with consumption in absorbing chillers

Supervisor:

Dr. Mojtaba Mirzaei

Advisor:

Dr. Reza Alaei

By:

Masoud Nasiriani

Autumn 2017