

تحلیل و بررسی نیروگاه سیکل ترکیبی و ارائه ی راهکار های بهینه سازی آن

energyenergy.ir

فهرست مطالب

عنوان	صفحه
فصل اول : مدلسازی و ارزیابی سیکل و المانهای موجود با نرم افزار ترموفلو در شرایط طراحی.....	۱۰
۱-۱. شرح مختصری از نیروگاه مورد نظر	۱۰
۲-۱. معرفی نرم افزار THERMO FLOW 17.0.2.....	۱۱
۳-۱. روند تهیه گزارش	۱۱
۴-۱. مدل سازی واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر.....	۱۲
۱-۴-۱. مدلسازی واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر در شرایط ایزو با استفاده از نرم افزار GT PRO.....	۱۳
۲-۴-۱. مدلسازی واحدهای گازی در شرایط ایزو با استفاده از نرم افزار GT PRO با فراخوانی نرم افزار GT TEMPLATE.....	۱۸
۳-۴-۱. مدلسازی واحدهای گازی مورد نظر در شرایط سایت با استفاده از نرم افزار GT MASTER.....	۲۰
۵-۱. مدلسازی واحدهای سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در شرایط طراحی.....	۲۳
۶-۱. نمودار جریان های انرژی و انرژزی	۲۷
۷-۱. آنالیز و راندمان انرژیتیک و انرژیتیک و HEAT RATE سیکل	۲۸
۸-۱. آنالیز راندمان های انرژیتیک و انرژیتیک هر یک از المان های سیکل	۲۹
۸-۱-۱. مقایسه چرخه های توانی واحدهای گازی و سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر	۳۲
فصل دوم : ارزیابی عملکرد سیکل بر اساس نتایج اندازه گیری با استفاده از نرم افزار THERMOFLOW.....	۳۴
۱-۲. تعیین ورودیهای نرم افزار با پردازش اطلاعات اندازه گیری و پایش.....	۳۴
۱-۲-۱. تعیین دبی هوای ورودی به کمپرسور.....	۳۵
۲-۱-۲. تعیین میزان سوخت مصرفی	۳۵
۳-۱-۲. تعیین میزان آب در گردش سیکل.....	۳۷
۴-۱-۲. تحلیل نتایج اندازه گیریهای الکتریکی	۳۹
۱-۴-۱-۲. بررسی اندازه گیری بر روی مصارف داخلی	۴۲
۲-۴-۱-۲. بررسی اندازه گیری بر روی تجهیزات پرمصرف.....	۴۳
۲-۲. شبیه سازی دو واحد سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر بر اساس نتایج اندازه گیری	۴۵
۳-۲. نمودار جریان های انرژی و انرژزی واحدهای سیکل ترکیبی مورد نظر در زمان اندازه گیری	۵۰
۴-۲. آنالیز و راندمان انرژیتیک و انرژیتیک واحدهای سیکل ترکیبی مورد نظر در زمان اندازه گیری	۵۲
۵-۲. آنالیز راندمان های انرژیتیک و انرژیتیک هر یک از المان های سیکل در زمان اندازه گیری	۵۳
۱-۵-۲. مقایسه چرخه های توانی واحدهای گازی و سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر	۵۷
۲-۵-۲. بررسی تغییرات بار بر راندمان بر اساس نتایج اندازه گیری	۶۰
۶-۲. بررسی وضعیت واحد تصفیه آب	۶۲
فصل سوم : شناسایی عوامل تأثیر گذار بر عملکرد سیکل و بررسی تأثیر آنها.....	۶۴
۱-۳. بررسی تاثیر رطوبت هوا بر عملکرد سیکل.....	۶۴
۲-۳. بررسی تأثیر دمای هوا بر عملکرد سیکل	۶۷
۳-۳. بررسی تأثیر افت فشار در ورودی هوا، بر عملکرد سیکل	۷۰

- ۴-۳. بررسی تأثیر افت فشار در مسیر خروجی گازهای حاصل از احتراق، بر عملکرد سیکل..... ۷۳
- ۵-۳. بررسی تأثیر میزان بار (ضریب بار)، بر عملکرد سیکل..... ۷۷
- ۶-۳. بررسی تأثیر فشار محیط بر عملکرد سیکل..... ۷۹

فصل چهارم: بررسی کارایی واحدهای سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در زمان اندازه گیری..... ۸۲

- ۱-۴. بررسی کارایی نیروگاه مورد نظر در شرایط فعلی در مقایسه با طراحی..... ۸۲
- ۱-۱-۴. تحلیل علل انحراف از شرایط طراحی و تعیین HEAT RATE قابل قبول واحدهای گازی..... ۸۳
- ۲-۱-۴. تحلیل علل انحراف از شرایط طراحی و تعیین HEAT RATE قابل قبول سیکل ترکیبی..... ۸۵
- ۲-۴. مقایسه راندمانهای هریک از المانهای سیکل در شرایط فعلی با طراحی..... ۸۷

فصل ششم: ارائه راهکارهای بهبود کارایی و ارزیابی فنی و اقتصادی راهکارها..... ۸۹

- ۱-۵. ارائه راهکارهای مکانیکی کاهش مصرف انرژی در نیروگاه سیکل ترکیبی..... ۸۹
- ۱-۱-۵. تعمیر و نگهداری..... ۸۹
- ۲-۱-۵. ارتقاء سیستم پایش..... ۹۰
- ۳-۱-۵. روشهای کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور در نیروگاههای گازی..... ۹۱
- ۴-۱-۵. بررسی کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور با استفاده از سیستم مه فشار قوی..... ۹۲
- ۱-۴-۱-۵. برآورد فنی استفاده از سیستم فاگ در سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر..... ۹۲
- ۲-۴-۱-۵. برآورد اقتصادی استفاده از سیستم فاگ در سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر..... ۹۳
- ۳-۴-۱-۵. آنالیز انرژی استفاده از سیستم فاگ..... ۹۷
- ۵-۱-۵. بررسی کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور با استفاده از چیلر جذبی..... ۹۸
- ۱-۵-۱-۵. تعیین مشخصات و انتخاب چیلر جذبی..... ۹۹
- ۲-۵-۱-۵. شبیه سازی نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر هنگام نصب چیلر جذبی..... ۱۰۱
- ۶-۱-۵. کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور با تانک ذخیره یخ..... ۱۰۳
- ۱-۶-۱-۵. حجم مخزن ذخیره ی سرما..... ۱۰۴
- ۲-۶-۱-۵. برآورد فنی-اقتصادی استفاده از روش تانک ذخیره یخ در نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر..... ۱۰۴
- ۲-۵. ارائه راهکارهای کاهش مصرف انرژی الکتریکی در نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر..... ۱۰۵
- ۱-۲-۵. عملکرد تجهیزات و نقش کنترل کننده های دور..... ۱۰۵
- ۲-۲-۵. نصب درایو کنترل سرعت (VSD) بر روی تجهیزات..... ۱۰۷
- ۱-۲-۲-۵. بررسی نصب درایو بر روی پمپهای آب خنک کن (CCCW)..... ۱۰۷
- ۲-۲-۲-۵. بررسی نصب درایو بر روی فنهای ACC..... ۱۰۹
- ۳-۲-۵. نصب کویلینگ هیدرولیک بر روی تجهیزات..... ۱۰۹
- ۱-۳-۲-۵. بررسی نصب کویلینگ هیدرولیک بر روی پمپهای اصلی کندانس..... ۱۱۱
- ۲-۳-۲-۵. بررسی نصب کویلینگ هیدرولیک بر روی پمپهای آب تغذیه..... ۱۱۲
- ۳-۳-۲-۵. بررسی نصب خازن بر روی فنهای ACC..... ۱۱۴
- ۳-۵. نتیجه گیری و جمع بندی راهکارها..... ۱۱۶

فهرست جداول

صفحه	عنوان
۱۳.....	جدول ۱-۱. مشخصات مدل انتخابی (SIEMENS W701D) برای مدلسازی واحد گازی مورد نظر
۱۸.....	جدول ۱-۲. شرایط طراحی واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر در شرایط ایزو و افت فشار صفر در ورودی و خروجی
۲۹.....	جدول ۱-۳. نتایج تحلیل انرژی و انرژی واحد گازی و سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در شرایط طراحی
۲۹.....	جدول ۱-۴. نتایج تحلیل انرژی و انرژی المانهای موجود در واحد گازی نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر
۳۱.....	جدول ۱-۵. نتایج تحلیل انرژی و انرژی المانهای واحد بخار نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر در شرایط طراحی
۳۵.....	جدول ۲-۱. نتایج حاصل از پردازش آنالیز گازهای خروجی دودکش توربینهای گازی
۳۶.....	جدول ۲-۲. نتایج موازنه انرژی هر واحد گازی و تعیین میزان سوخت مصرفی براساس آنالیز گازهای خروجی از هر واحد
۳۷.....	جدول ۲-۳. نتایج محاسبه هوای ورودی به هر واحد گازی با استفاده از سوخت به دست آمده از موازنه انرژی آن واحد
۳۸.....	جدول ۲-۴. خلاصه اطلاعات مربوط به اندازه گیری و پایش دبی در نقاط مختلف نیروگاه
۴۰.....	جدول ۲-۵. خلاصه نتایج اندازه گیری در سطح ولتاژ ۶/۶ کیلوولت در نیروگاه مورد نظر
۴۱.....	جدول ۲-۶. خلاصه نتایج اندازه گیری در سطح ولتاژ ۳۸۰ ولت در نیروگاه مورد نظر
۴۳.....	جدول ۲-۷. سهم مصرف داخلی واحدهای ۱ و ۲ نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر
۴۳.....	جدول ۲-۸. خلاصه نتایج اندازه گیری بر روی پمپهای آب تغذیه
۴۴.....	جدول ۲-۹. خلاصه نتایج اندازه گیری بر روی پمپهای کندانس
۴۴.....	جدول ۲-۱۰. خلاصه نتایج اندازه گیری بر روی فنهای ACC
۴۸.....	جدول ۲-۱۱. مقایسه اطلاعات اندازه گیری واحد ۱ سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر با نتایج شبیه سازی با نرم افزار GT MASTER
۴۹.....	جدول ۲-۱۲. مقایسه اطلاعات اندازه گیری واحد ۲ سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر با نتایج شبیه سازی با نرم افزار GT MASTER
۵۳.....	جدول ۲-۱۳. نتایج تحلیل انرژی و انرژی دو واحد سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در زمان اندازه گیری
۵۳.....	جدول ۲-۱۴. نتایج تحلیل انرژی و انرژی المانهای بخش گازی دو واحد سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در زمان اندازه گیری
۵۷.....	جدول ۲-۱۵. نتایج تحلیل انرژی و انرژی المانهای بخش بخار در دو واحد سیکل ترکیبی مورد نظر در زمان اندازه گیری
۶۱.....	جدول ۲-۱۶. نتایج محاسبه مصرف سوخت و راندمان برای دو واحد گازی GT11 و GT12 در بارهای مختلف

- جدول ۲-۱۷. نتایج اندازه گیری دبی آب در نقاط مختلف واحد تصفیه آب ۶۲
- جدول ۴-۱. نتایج تحلیل انرژی و انرژی دو واحد سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در زمان اندازه گیری ۸۲
- جدول ۴-۲. مقایسه شرایط کارکرد المانهای بخش گازی سیکل در زمان اندازه گیری با شرایط طراحی ۸۷
- جدول ۴-۳. نتایج تحلیل انرژی و انرژی المانهای بخش بخار در دو واحد سیکل ترکیبی مورد نظر در زمان اندازه گیری ۸۸
- جدول ۵-۱. اطلاعات مربوط به سیستم فاگ نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر ۹۲
- جدول ۵-۲. مقایسه سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر با و بدون سیستم فاگ ۹۶
- جدول ۵-۳. مقایسه تلفات انرژی در حالت فعال بودن فاگ و فعال نبودن فاگ برای سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر ۹۷
- جدول ۵-۴. مقایسه تلفات انرژی در حالت فعال بودن فاگ و فعال نبودن فاگ برای واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر ۹۸
- جدول ۵-۵. بررسی فنی و اقتصادی تأثیر استفاده از چیلر جذبی ۹۹
- جدول ۵-۶. مشخصات چیلر جذبی انتخابی با ظرفیت ۱۳۰۰ تن تبرید ۱۰۱
- جدول ۵-۷. نتایج اندازه گیریهای الکتریکی و مکانیکی بر روی پمپهای آب خنک کن (CCCW) ۱۰۷
- جدول ۵-۸. اطلاعات طراحی پمپهای آب خنک کن (CCCW) ۱۰۷
- جدول ۵-۹. محاسبه میزان صرفه جویی انرژی بوسیله نصب درایو بر روی پمپهای آب خنک کن (CCCW) ۱۰۸
- جدول ۵-۱۰. اطلاعات اندازه گیری پمپهای اصلی کندانس ۱۱۱
- جدول ۵-۱۱. اطلاعات طراحی پمپهای اصلی کندانس ۱۱۱
- جدول ۵-۱۲. محاسبه میزان صرفه جویی انرژی بوسیله نصب هیدروکوپلینگ بر روی پمپهای کندانس ۱۱۲
- جدول ۵-۱۳. اطلاعات اندازه گیری پمپهای آب تغذیه ۱۱۳
- جدول ۵-۱۴. میزان صرفه جویی انرژی بوسیله نصب هیدروکوپلینگ بر روی پمپهای آب تغذیه ۱۱۴
- جدول ۵-۱۵. محاسبه زمان بازگشت سرمایه بوسیله نصب هیدروکوپلینگ بر روی پمپهای آب تغذیه ۱۱۴
- جدول ۵-۱۶. نتایج اندازه گیری و اطلاعات جمع آوری شده فنهای ACC ۱۱۵
- جدول ۵-۱۷. کاهش توان راکتیو در صورت نصب خازن بر روی فنهای ACC ۱۱۵
- جدول ۵-۱۸. مقادیر صرفه جویی و مدت زمان بازگشت سرمایه در صورت نصب خازن بر روی فنهای ACC ۱۱۶
- جدول ۵-۱۹. جمعبندی راهکارهای مکانیکی بهینه سازی مصرف انرژی در نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر ۱۱۷
- جدول ۵-۲۰. خلاصه نتایج راهکارهای کاهش مصرف انرژی الکتریکی در نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر ۱۱۷

فهرست اشکال

عنوان	صفحه
شکل ۱-۱. شماتیک فرایند تولید برق واحد ۱ در نیروگاه سیکل ترکیبی.....	۱۰
شکل ۲-۱. شماتیک مدل واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر در شرایط ایزو با سوخت گاز طبیعی با تنظیم شرایط مدل W701D.....	۱۵
شکل ۳-۱. شماتیک مدل واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر در شرایط ایزو با سوخت گازوئیل با تنظیم شرایط مدل W701D.....	۱۷
شکل ۴-۱. شماتیک مدل واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر در شرایط ایزو با سوخت گاز طبیعی با مدل ساخته شده در GT TEMPLATE.....	۱۹
شکل ۵-۱. شماتیک مدل شبیه سازی شده واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر در شرایط سایت با سوخت گاز طبیعی.....	۲۱
شکل ۶-۱. شماتیک مدل شبیه سازی شده واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر در شرایط سایت با سوخت مایع.....	۲۲
شکل ۷-۱. اطلاعات ترمودینامیکی سیکل تولید بخار در شرایط طراحی (بار پایه و دمای ۳۱ درجه سانتیگراد و سوخت گاز طبیعی در واحدهای گازی مربوطه).....	۲۵
شکل ۸-۱. نمایش گرافیکی مدل ساخته شده سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر با استفاده از نرم افزار GT PRO در شرایط سایت.....	۲۶
شکل ۹-۱. نمودار جریانهای انرژی در سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر.....	۲۷
شکل ۱۰-۱. نمودار جریانهای انرژی در سیکل ترکیبی نیروگاه حاضر.....	۲۸
شکل ۱۱-۱. نمودار T-Q برای بویلر بازیافت حرارت نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر.....	۳۰
شکل ۱۲-۱. تغییرات دمای دود و بخار درون بویلر بازیافت حرارت.....	۳۱
شکل ۱۳-۱. چرخه برای تون واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر در شرایط طراحی.....	۳۲
شکل ۱۴-۱. چرخه ترکیبی برای تون / رانکین واحدهای سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در شرایط طراحی.....	۳۳
شکل ۱-۲. سهم مصارف مختلف داخلی واحد بخار ۱ (نسبت به کل مصرف داخلی).....	۴۲
شکل ۲-۲. سهم مصارف مختلف داخلی واحد بخار ۲ (نسبت به کل مصرف داخلی).....	۴۲
شکل ۳-۲. نمایش گرافیکی نتایج شبیه سازی واحد ۱ سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر براساس نتایج اندازه گیری.....	۴۶
شکل ۴-۲. نمایش گرافیکی نتایج شبیه سازی واحد ۲ سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر براساس نتایج اندازه گیری.....	۴۷
شکل ۵-۲. نمودار جریانهای انرژی در واحد ۱ سیکل ترکیبی نیروگاه حاضر در زمان اندازه گیری.....	۵۰
شکل ۶-۲. نمودار جریانهای انرژی در واحد ۲ سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در زمان اندازه گیری.....	۵۱

- شکل ۲-۷. نمودار جریانهای آگزرژی در واحد ۱ سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در زمان اندازه گیری..... ۵۱
- شکل ۲-۸. نمودار جریانهای آگزرژی در واحد ۲ سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در زمان اندازه گیری..... ۵۲
- شکل ۲-۹. نمودار T-Q برای بویلر بازیافت حرارت ۲۱ نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر در زمان اندازه گیری..... ۵۴
- شکل ۲-۱۰. نمودار T-Q برای بویلر بازیافت حرارت ۲۲ نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر در زمان اندازه گیری..... ۵۵
- شکل ۲-۱۱. تغییرات دمای دود و بخار درون بویلر بازیافت حرارت..... ۵۵
- شکل ۲-۱۲. تغییرات دمای دود و بخار درون بویلر بازیافت حرارت..... ۵۶
- شکل ۲-۱۳. چرخه ترکیبی برایتون / رانکین واحد ۱ سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در زمان اندازه گیری..... ۵۸
- شکل ۲-۱۴. چرخه ترکیبی برایتون / رانکین واحد ۲ سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در زمان اندازه گیری..... ۵۹
- شکل ۲-۱۵. نمودار تغییرات میزان هوای ورودی به کمپرسور براساس توان تولیدی واحدهای گازی مدول ۱ سیکل ترکیبی نیروگاه..... ۶۰
- شکل ۲-۱۶. نمودار تغییرات راندمان واحدهای گازی GT11 و GT12 نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر با توان ناخالص تولیدی..... ۶۱
- شکل ۲-۱۷. شماتیک مراحل تصفیه آب در نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر..... ۶۳
- شکل ۳-۱. تأثیر رطوبت هوا بر توان ناخالص تولیدی واحد گازی..... ۶۵
- شکل ۳-۲. تأثیر رطوبت هوا بر راندمان ناخالص واحد گازی..... ۶۵
- شکل ۳-۳. تأثیر رطوبت هوا بر توان ناخالص سیکل ترکیبی..... ۶۶
- شکل ۳-۴. تأثیر رطوبت هوا بر راندمان سیکل ترکیبی..... ۶۶
- شکل ۳-۵. تأثیر رطوبت هوا بر HEAT RATE سیکل ترکیبی..... ۶۷
- شکل ۳-۶. تأثیر دمای محیط بر توان ناخالص تولیدی واحد گازی..... ۶۸
- شکل ۳-۷. تأثیر دمای محیط بر راندمان ناخالص واحد گازی..... ۶۸
- شکل ۳-۸. تأثیر دمای محیط بر توان ناخالص تولیدی سیکل ترکیبی..... ۶۹
- شکل ۳-۹. تأثیر دمای محیط بر راندمان ناخالص سیکل ترکیبی..... ۶۹
- شکل ۳-۱۰. تأثیر دمای محیط بر HEAT RATE سیکل ترکیبی..... ۷۰
- شکل ۳-۱۱. تأثیر افت فشار ورودی هوا به سیکل بر تولید ناخالص واحد گازی..... ۷۱
- شکل ۳-۱۲. تأثیر افت فشار ورودی هوا به سیکل بر راندمان ناخالص واحد گازی..... ۷۱
- شکل ۳-۱۳. تأثیر افت فشار ورودی هوا به سیکل بر تولید ناخالص سیکل ترکیبی..... ۷۲
- شکل ۳-۱۴. تأثیر افت فشار ورودی هوا به سیکل بر راندمان ناخالص سیکل ترکیبی..... ۷۲
- شکل ۳-۱۵. تأثیر افت فشار ورودی هوا به سیکل بر HEAT RATE سیکل ترکیبی..... ۷۳

- شکل ۳-۱۶. تأثیر افت فشار در مسیر خروجی گازهای حاصل از احتراق بر تولید ناخالص واحد گازی..... ۷۴
- شکل ۳-۱۷. تأثیر افت فشار در مسیر خروجی گازهای حاصل از احتراق بر راندمان ناخالص واحد گازی..... ۷۵
- شکل ۳-۱۸. تأثیر افت فشار در مسیر خروجی گازهای حاصل از احتراق بر تولید ناخالص سیکل ترکیبی..... ۷۵
- شکل ۳-۱۹. تأثیر افت فشار در مسیر خروجی گازهای حاصل از احتراق بر راندمان ناخالص سیکل ترکیبی..... ۷۶
- شکل ۳-۲۰. تأثیر افت فشار در مسیر خروجی گازهای حاصل از احتراق بر HEAT RATE سیکل ترکیبی..... ۷۶
- شکل ۳-۲۱. تأثیر میزان بار واحد گازی بر راندمان ناخالص واحد گازی..... ۷۷
- شکل ۳-۲۲. تأثیر میزان بار واحد گازی بر راندمان ناخالص سیکل ترکیبی..... ۷۸
- شکل ۳-۲۳. تأثیر میزان بار واحد گازی بر HEAT RATE سیکل ترکیبی..... ۷۸
- شکل ۳-۲۴. تأثیر فشار محیط بر توان ناخالص تولیدی واحد گازی..... ۷۹
- شکل ۳-۲۵. تأثیر فشار محیط بر راندمان ناخالص واحد گازی..... ۸۰
- شکل ۳-۲۶. تأثیر فشار محیط بر توان ناخالص سیکل ترکیبی..... ۸۰
- شکل ۳-۲۷. تأثیر فشار محیط بر راندمان ناخالص سیکل ترکیبی..... ۸۱
- شکل ۳-۲۸. تأثیر فشار محیط بر HEAT RATE سیکل ترکیبی..... ۸۱
- شکل ۵-۱. تأثیر استفاده از سیستم فاگ بر عملکرد واحد گازی نیروگاه مورد نظر..... ۹۴
- شکل ۵-۲. تأثیر استفاده از سیستم فاگ بر عملکرد سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر..... ۹۵
- شکل ۵-۳. شبیه سازی واحد سیکل ترکیبی مورد نظر هنگام نصب چیلر جذبی..... ۱۰۲
- شکل ۵-۴. رابطه توان مصرفی پمپ ها و فنها با تغییر سرعت آنها..... ۱۰۶
- شکل ۵-۵. نتیجه نرم افزار PUMPSAVE برای پمپ آب خنک کن (CCCW) واحد ۱ سیکل ترکیبی..... ۱۰۸
- شکل ۵-۶. نتیجه نرم افزار PUMPSAVE برای پمپ آب خنک کن (CCCW) واحد ۲ سیکل ترکیبی..... ۱۰۹
- شکل ۵-۷. شماتیک کویلینگهای هیدرولیکی..... ۱۱۰
- شکل ۵-۸. مقایسه توان مصرفی در دو حالت اختناق جریان (THROTTLING) و استفاده از کویلینگ هیدرولیک..... ۱۱۱

چکیده

نیروگاهی که در گزارش حاضر مورد بررسی قرار گرفته است از نوع ترکیبی می باشد. این نیروگاه ساخت شرکت میتسوبیشی ژاپن بوده و در ارتفاع حدود ۱۰۰۰ متری از سطح دریا قرار گرفته است. در این گزارش، واحدهای گازی نیروگاه حاضر، (مدل MW701D) برای دو سوخت گازی طبیعی و سوخت مایع با استفاده از نرم افزار GT Pro براساس اطلاعات طراحی در شرایط ایزو، مدل سازی شد و مدل ساخته شده با استفاده از نرم افزار GT Master تطبیق داده شد. سپس با تلفیقی از نتایج اندازه گیری، پایش دستگاه های اندازه گیری موجود در نیروگاه و نتایج حاصل از شبیه سازی، صحت سنجی نتایج حاصل انجام شد و مقادیر قابل قبول تعیین شد. در ادامه به شناسایی عوامل تأثیر گذار بر عملکرد سیکل نیروگاه پرداخته شد و سپس تأثیر آنها بر راندمان واحد گازی، بخار و سیکل ترکیبی بررسی شد. به طور کلی عوامل تأثیر گذار بر عملکرد سیکل را می توان به عواملی مانند رطوبت هوا، دما و فشار محیط، افت فشار در مسیر هوای ورودی به کمپرسور، افت فشار در مسیر خروجی گازهای حاصل از احتراق (مجموع افت فشار در خروجی توربین گازی و بویلر بازیافت حرارت)، ضریب بار و همچنین عوامل دیگری مانند عمر نیروگاه خلاصه نمود. به منظور بررسی تأثیر عوامل ذکر شده بر عملکرد سیکل از منو Multiple Runs در نرم افزار GT MASTER استفاده شد، بدین صورت که با تغییر عوامل ذکر شده در سیکل شبیه سازی شده در حالت طراحی در نرم افزار GT MASTER و رسم نمودار، تأثیر این عوامل بر عملکرد سیکل مورد بررسی قرار گرفت. سپس به بررسی کارایی واحدهای سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر پرداخته شد و نتایج تحلیل انرژی تئوریک و انرژی تئوریک و واحدهای سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در زمان اندازه گیری ارائه شد. در این قسمت ابتدا عملکرد فعلی نیروگاه با شرایط طراحی مقایسه، علل انحراف از شرایط طراحی مشخص و در نهایت Heat Rate قابل قبول برای نیروگاه تعیین شد. در نهایت راهکارهای بهبود کارایی و کاهش مصرف داخلی واحدهای سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر، به همراه آنالیز اقتصادی هر یک ارائه شد.

فصل اول

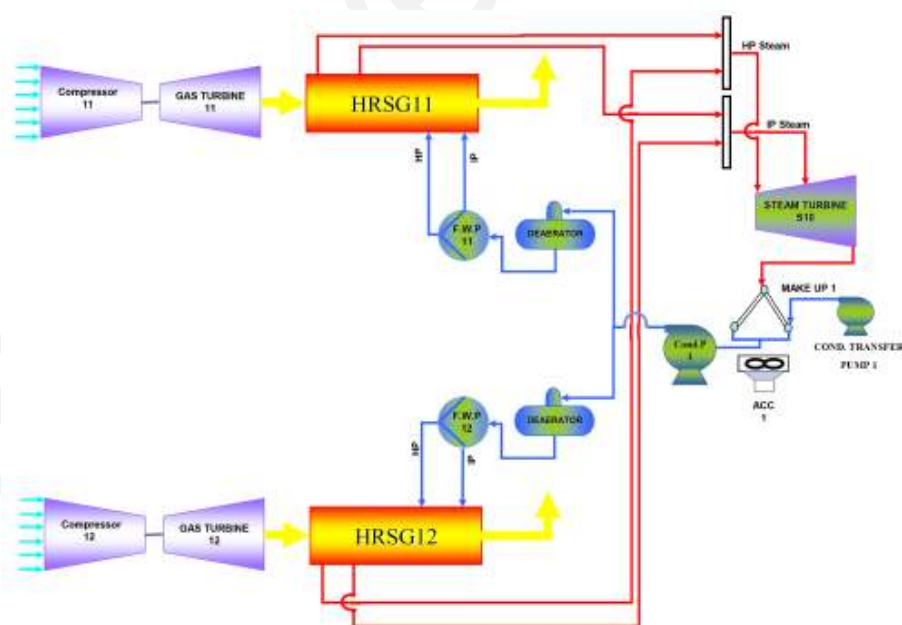
مدلسازی و ارزیابی سیکل و المانهای موجود

با نرم افزار ترموفلو در شرایط طراحی

در این فصل از گزارش ضمن بیان روند تهیه گزارش، مدلسازی و ارزیابی سیکل و المانهای موجود با نرم افزار Thermoflow در شرایط طراحی به طور مختصر شرح داده شده است.

۱-۱. شرح مختصری از نیروگاه مورد نظر

نیروگاهی که در گزارش حاضر مورد بررسی قرار گرفته است شامل ۴ واحد گازی ساخت شرکت میتسویشی ژاپن با ظرفیت اسمی هر یک ۱۲۸/۵ مگاوات می باشد. این نیروگاه در ابتدا گازی بوده سپس با نصب ۴ بویلر بازیافت حرارت و دو توربوژنراتور بخاری ۱۰۰ مگاواتی به سیکل ترکیبی تبدیل شده است. شماتیک فرایند تولید برق در نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر در شکل ۱-۱ نمایش داده شده است.



شکل ۱-۱. شماتیک فرایند تولید برق واحد ۱ در نیروگاه سیکل ترکیبی

۲-۱. معرفی نرم افزار Thermo flow 17.0.2

یکی از ابزارهای توانا جهت مدل سازی نیروگاه های مولد برق مجموعه نرم افزاری Thermo flow است که از نرم افزارهای مختلف تشکیل یافته و قابلیت شبیه سازی انواع نیروگاه های بخار، گازی و سیکل ترکیبی و همچنین ساختار داخلی نیروگاه را دارا می باشد. در ادامه به اختصار نرم افزارهای زیر مجموعه Thermo flow، مورد استفاده جهت شبیه سازی نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر تشریح شده است.

نرم افزار GT Pro: از جمله نرم افزارهای طراحی و شبیه سازی نیروگاه های گازی و سیکل ترکیبی می باشد. در این نرم افزار، اطلاعات شرایط ترمودینامیکی هوای ورودی و مدل ترمودینامیکی توربین بخار، و مدل ساختاری نیروگاه گازی و بخش های مختلف نیروگاه از جمله بویلر باز یافت حرارت و... توسط طراح انتخاب می شود و با استفاده از بالانس جرم و انرژی، مشخصات اجزای مختلف طراحی می شود. لازم به ذکر است که مدل ساختاری واحد گازی نیروگاه مورد نظر از کتابخانه نرم افزار که حاوی اطلاعات توربین های گازی شرکت های سازنده مختلف می باشد، استخراج می شود.

نرم افزار GT Template: در صورت عدم وجود مدل مشابه واحد گازی نیروگاه مورد نظر در کتابخانه نرم افزار GT Pro، با داشتن اطلاعات طراحی واحد گازی، می توان آنرا در نرم افزار GT Template مدلسازی نموده و جهت استفاده در نرم افزار GT Pro فرا خوانی کرد.

با وارد کردن اطلاعات طراحی واحد گازی نیروگاه مورد نظر از جمله برق تولیدی، نوع سوخت و راندمان در شرایط ایزو و منحنی های مربوط به تاثیر پارامترهای محیطی (دما، فشار و رطوبت)، تغییرات بار و ارزش حرارتی سوخت بر راندمان، مصرف سوخت، دما و دبی دود خروجی و ... در نرم افزار GT Template مدل مورد نظر طراحی می گردد.

نرم افزار GT Master: جهت شبیه سازی واحد گازی و یا سیکل ترکیبی مدلسازی شده در نرم افزار GT Pro در بارهای مختلف و شرایط بهره برداری متفاوت، از این نرم افزار استفاده می شود تا تاثیر پارامترهای مختلف بر روی شرایط طراحی تعیین گردد.

نرم افزار Thermoflex: در نرم افزارهای Pro پیکره کلی نیروگاه قابل تغییر نیست و کاربر قادر به تغییر پارامترهای مشخصی می باشد. در صورتیکه طراح علاقه مند به طراحی دقیق نیروگاه بصورت جزء به جزء باشد، باید از نرم افزار Thermoflex برای مدل سازی نیروگاه های بخار، گازی و سیکل ترکیبی استفاده نماید.

لازم به ذکر است، مجموعه نرم افزاری Thermo flow 17.0.2 حاوی تعدادی نرم افزار کمکی، تبدیل واحد و ... نیز بوده و قابلیت آنالیز انرژی و اگزرژی واحدهای گازی و سیکل ترکیبی را نیز دارا می باشد.

۳-۱. روند تهیه گزارش

با توجه به عدم همزمانی در شروع بهره برداری واحدهای گازی و سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر و اختلاف شرایط محیطی (دما و رطوبت) و آنالیز سوخت مصرفی در اطلاعات طراحی ارائه شده برای واحدهای گازی و سیکل ترکیبی نیروگاه، در این بخش از گزارش حاضر واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر، ساخت شرکت میتسوبیشی ژاپن (مدل

(MW701D) با استفاده از نرم افزار GT Pro براساس اطلاعات طراحی در شرایط ایزو مدل سازی شده و مدل ساخته شده در نرم افزار GT Master در شرایط سایت (با شرایط محیطی و آنالیز گاز طبیعی و سوخت مایع در زمان بهره برداری واحدهای گازی) شبیه سازی گردید که با مقایسه نتایج حاصل با اطلاعات طراحی، مدل ساخته شده مورد تایید قرار گرفت. پس از مدلسازی واحدهای گازی این نیروگاه، سیکل ترکیبی نیروگاه با استفاده از مدل گازی تایید شده در مرحله قبل و تبدیل آن به سیکل ترکیبی، در شرایط محیطی و آنالیز گاز طبیعی در زمان بهره برداری سیکل ترکیبی، مدلسازی گردید. سپس براساس مدل ساخته شده راندمان های انرژی تیک و انرژی تیک و Heat Rate سیکل محاسبه شد.

در نهایت با تعیین و تفکیک جریانهای انرژی و انرژی و سهم تلفات هر یک در بخشهای مختلف، نمودارهای sankey و Grassman که بیانگر موازنه جرم و انرژی و انرژی و سیکل و تجهیزات آن می باشد، ترسیم شده است. فصل دوم گزارش، به ارائه نتایج شبیه سازی شرایط واقعی سیکل برای دو مدل ۱ و ۲ براساس نتایج اندازه گیری های انجام گرفته در نرم افزار GT Master پرداخته شده است. شبیه سازی دو مدل ۱ و ۲ با وارد کردن تلفیقی از اطلاعات اندازه گیری و اطلاعات ثبت شده از سیستم پایش^۱ نیروگاه، در نرم افزار GT Master با استفاده از مدل ساخته شده در نرم افزار GT Pro انجام گرفته است. در ادامه عملکرد سیکل و المانهای موجود، براساس نتایج شبیه سازی به دست آمده و مقایسه نتایج با شرایط طراحی، مورد ارزیابی قرار گرفته است. لازم به ذکر است، تلفیق و مقایسه نتایج اندازه گیری و پایش و صحت سنجی نتایج به موازات شبیه سازی سیکل در شرایط واقعی صورت گرفته است.

در فصل سوم گزارش به شناسایی عوامل تأثیر گذار بر عملکرد سیکل و بررسی تأثیر آنها پرداخته شده است و ضمناً با استفاده از داده های طراحی محدوده آنها تعیین می گردد.

در فصل چهارم گزارش حاضر بررسی کارایی سیکل در زمان اندازه گیری با استفاده از آنالیز عوامل تأثیر گذار مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته و علل انحراف از شرایط طراحی براساس اطلاعات موجود به همراه سهم هر یک از عوامل موثر بر عملکرد سیکل تعیین می گردد. پس از تعیین راندمان و Heat Rate قابل حصول، نتایج حاصل با شرایط واقعی مقایسه گردید.

در فصل پنجم گزارش به بررسی راهکارهای بهبود کارایی و کاهش مصرف داخلی پرداخته شده است و در ادامه راهکارهای ارائه شده در دو بخش مکانیکی و الکتریکی مورد ارزیابی فنی اقتصادی قرار گرفته و از جنبه میزان سرمایه گذاری، زمان بازگشت سرمایه گذاری و میزان اثر بخشی آنها از دید بهره برداری اولویت بندی گردید.

۴-۱. مدل سازی واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر

در این بخش از گزارش، واحدهای گازی نیروگاه حاضر، ساخت شرکت میتسوبیشی ژاپن (مدل MW701D) برای

^۱. Monitoring

دو سوخت گاز طبیعی و سوخت مایع با استفاده از نرم افزار GT Pro براساس اطلاعات طراحی در شرایط ایزو (دمای ۱۵ درجه سانتیگراد، ارتفاع سطح دریا) مدل سازی شد و مدل ساخته شده با استفاده از نرم افزار GT Master با شرایط سایت (دمای ۳۱ درجه سانتیگراد، ارتفاع سایت ۱۰۲۲ متر) تطبیق داده شد.

۱-۴-۱. مدلسازی واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر در شرایط ایزو با استفاده از نرم افزار GT Pro

جهت ساخت مدل واحد گازی نیروگاه مورد نظر با استفاده از نرم افزار GT Pro پس از وارد کردن شرایط دما و فشار و رطوبت محیط در شرایط ایزو باید مدل واحد گازی انتخاب گردد. به دلیل عدم وجود مدل میتسویشی (MW701D) واحد گازی نیروگاه مورد نظر در کتابخانه نرم افزار، مدل مشابه با نام (Siemens W701D) با مشخصات ارائه شده در جدول ۱-۱ انتخاب گردید و پارامترهایی چون توان ناخالص تولیدی و دبی، دمای گازهای خروجی از توربین و نسبت تراکم در قسمت تنظیم مدل^۱ با مدل MW 701D تطبیق داده شد.

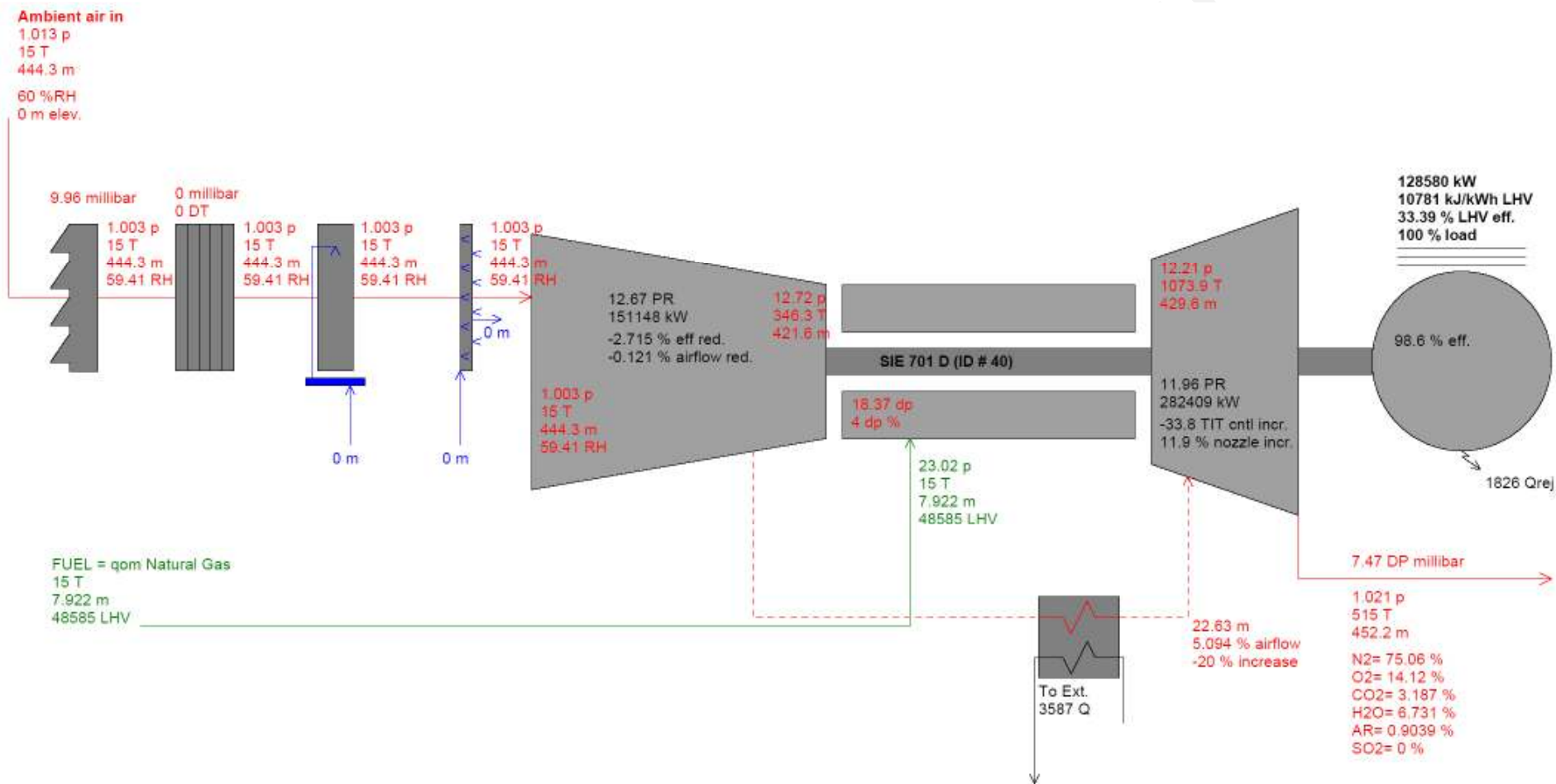
جدول ۱-۱. مشخصات مدل انتخابی (Siemens W701D) برای مدلسازی واحد گازی مورد نظر

Manufacturer & Model	Other Name(s)	Shafts	RPM	PR	TIT C	TET C	Air Flow kg/s
Siemens W701 D	MHI, Westinghouse 701 D	1	3000	14.2	1116	511	448
Manufacturer & Model	Other Name(s)	Gen Power kWe	LHV HR kJ/kWh	LHV Eff %	Price MM\$		
Siemens W701 D	MHI, Westinghouse 701 D	132220	10529	34.2	24.5		

نتایج مدلسازی واحد گازی این نیروگاه پس از تنظیم مدل انتخابی W701D با مدل میتسویشی MW701D ارائه شده و با اطلاعات طراحی مقایسه می گردد.

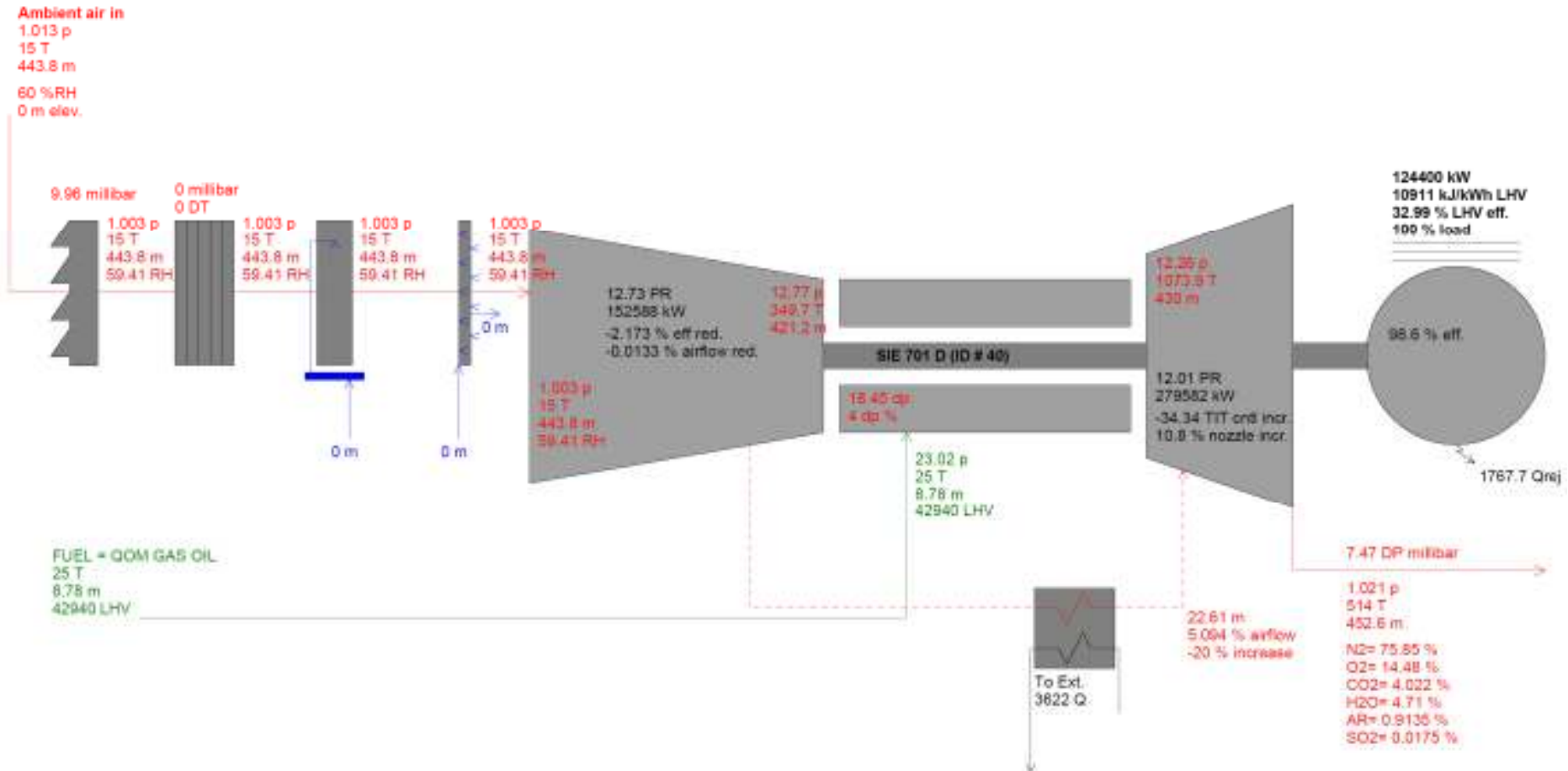
شماتیک مدل ساخته شده واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر در شرایط ایزو با سوختهای گاز طبیعی و گازوئیل به ترتیب در شکل ۱-۲ و شکل ۱-۳ نمایش داده شده است.

مقایسه نتایج حاصل از نرم افزار GT Pro با اطلاعات طراحی حاکی از تطبیق مدل ساخته شده با مدل واقعی می باشد.



شکل ۱-۲. شماتیک مدل واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر در شرایط ایزو با سوخت گاز طبیعی با تنظیم شرایط مدل W701D

energyenergy.ir



شکل ۱-۳. شماتیک مدل واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر در شرایط ایزو با سوخت گازوئیل با تنظیم شرایط مدل W701D

energyenergy.ir

۲-۴-۱. مدل‌سازی واحدهای گازی در شرایط ایزو با استفاده از نرم‌افزار GT Pro با فراخوانی نرم‌افزار GT

Template

همانگونه که در فصل اول در بخش معرفی نرم‌افزار شرح داده شد، در صورت عدم وجود مدل مشابه واحد گازی نیروگاه مورد نظر در کتابخانه نرم‌افزار GT Pro، با داشتن اطلاعات طراحی واحد گازی، می‌توان آنرا در نرم‌افزار GT Template مدل‌سازی نموده و جهت استفاده در نرم‌افزار GT Pro فراخوانی کرد. با وارد کردن اطلاعات طراحی واحد گازی نیروگاه در شرایط ایزو با افت فشار صفر در هوای ورودی و دود خروجی، شامل:

توان ناخالص تولیدی

نوع سوخت مصرفی

Heat Rate واحد گازی

منحنی‌های مربوط به تاثیر پارامترهای محیطی (دما، فشار و رطوبت)

منحنی‌های مربوط به تغییرات بار و ارزش حرارتی سوخت بر راندمان، مصرف سوخت، دما و دبی دود

خروجی و ... در نرم‌افزار GT Template مدل گازی نیروگاه مورد نظر طراحی گردید.

اطلاعات طراحی واحدهای گازی نیروگاه حاضر در شرایط ایزو بدون افت فشار در ورودی و خروجی برای دو

سوخت گاز طبیعی و گازوئیل در جدول ۱-۲ ارائه شده است.

جدول ۱-۲. شرایط طراحی واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر در شرایط ایزو و افت فشار صفر در ورودی و خروجی

شرایط گارانتی واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر در شرایط ایزو و افت فشار صفر در ورودی و خروجی		
گازوئیل	گاز طبیعی	نوع سوخت مصرفی
۱۲۷۰۳۰	۱۳۰۴۶۰	توان نرمال (کیلووات)
۲۵۷۷(۱۰۷۸۹)	۲۵۵۲(۱۰۶۸۵)	Heat rate (کیلوکالری/کیلوژول) بر کیلووات ساعت)

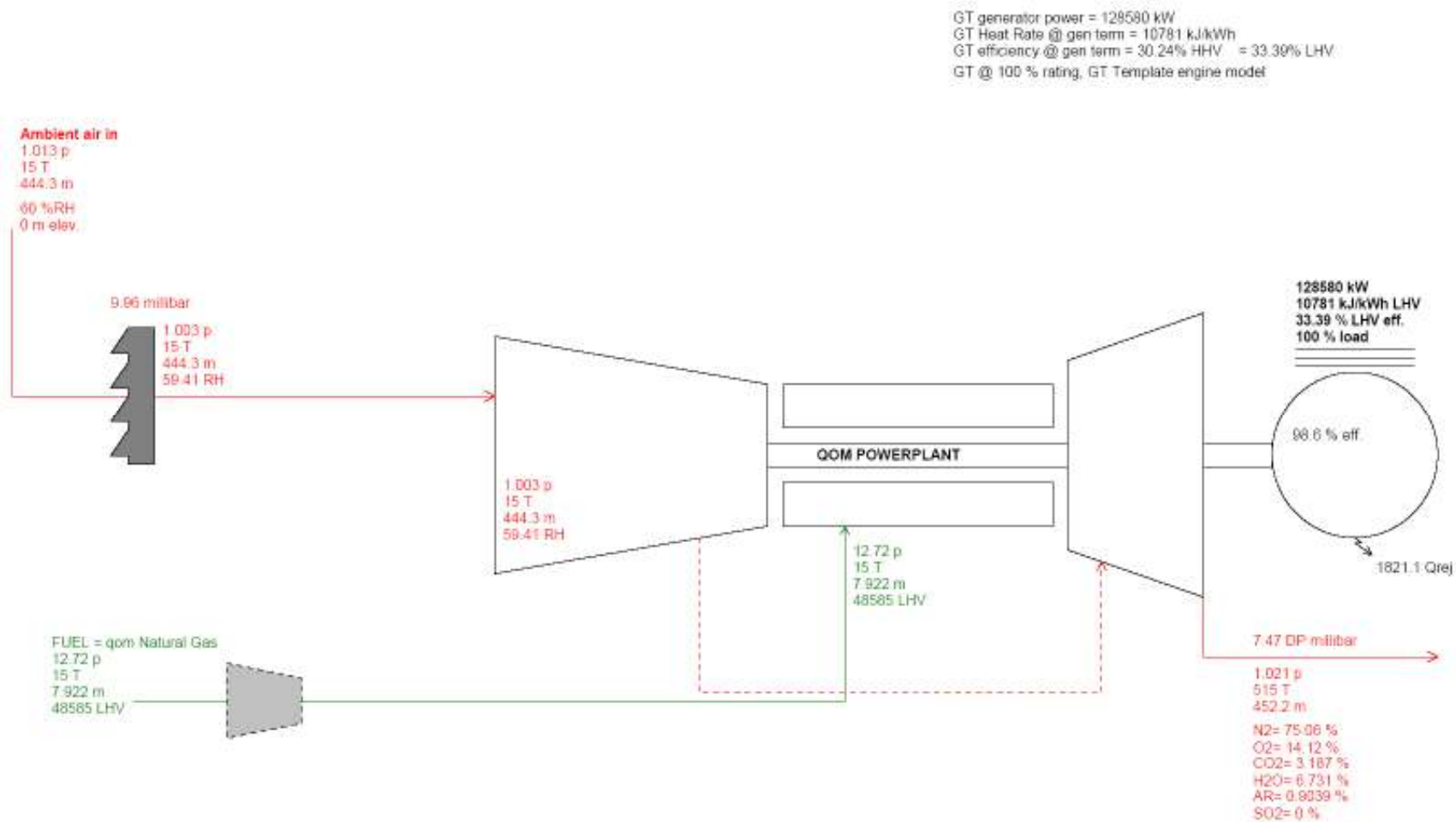
شماتیک مدل ساخته شده واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر در شرایط ایزو با سوخت گاز طبیعی و افت فشار

در ورودی هوا و خروجی دود با استفاده از نرم‌افزار GT Pro با فراخوانی نرم‌افزار GT Template در شکل ۱-۴

نمایش داده شده است.

مقایسه نتایج حاصل از نرم‌افزارهای GT Pro و GT Template با اطلاعات طراحی، حاکی از تطبیق مدل

ساخته شده با مدل واقعی می‌باشد.



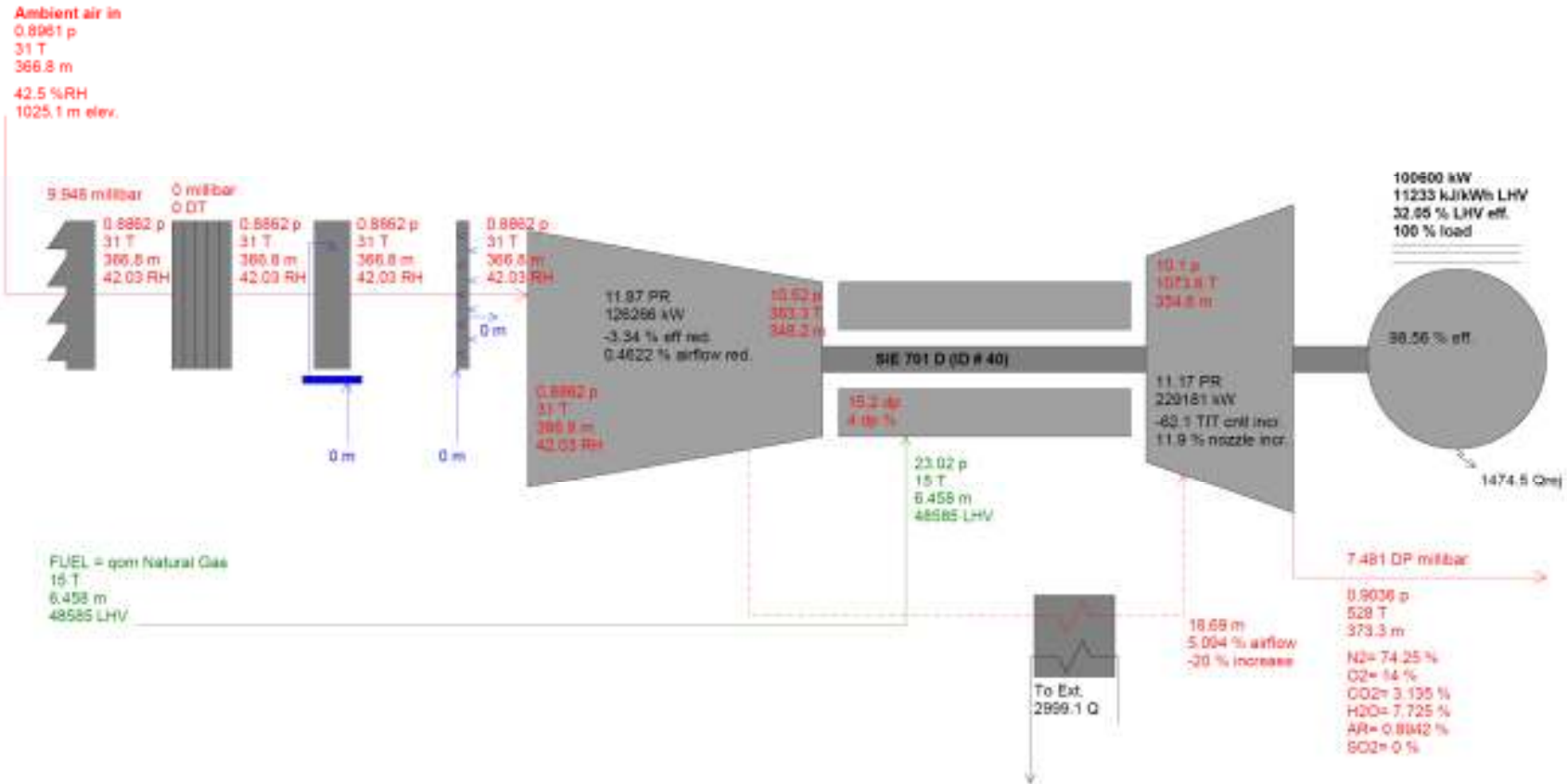
شکل ۱-۴. شماتیک مدل واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر در شرایط ایزو با سوخت گاز طبیعی با مدل ساخته شده در GT Template

با وجود تطبیق مدل‌های ساخته شده به دو روش فوق‌الذکر با شرایط واقعی، روش استفاده از مدل MHI. Westinghouse 701D تنظیم شده برای مدلسازی دقیق در شرایط سایت نیروگاه در نرم‌افزار GT Master انتخاب گردید. علت این انتخاب، بالا بودن خطای بالانس انرژی انجام گرفته در نرم‌افزار GT Pro با فراخوانی نرم‌افزار GT Template در مقایسه با بالانس انرژی مدل تنظیم شده W701D بوده است که علت این امر را می‌توان، محدود بودن اطلاعات طراحی وارد شده در GT Template (به طور مثال استفاده از منحنی‌های تاثیر رطوبت بر توان تولیدی از فرضیات خود نرم‌افزار) دانست.

۱-۴-۳. مدلسازی واحدهای گازی مورد نظر در شرایط سایت با استفاده از نرم‌افزار GT Master

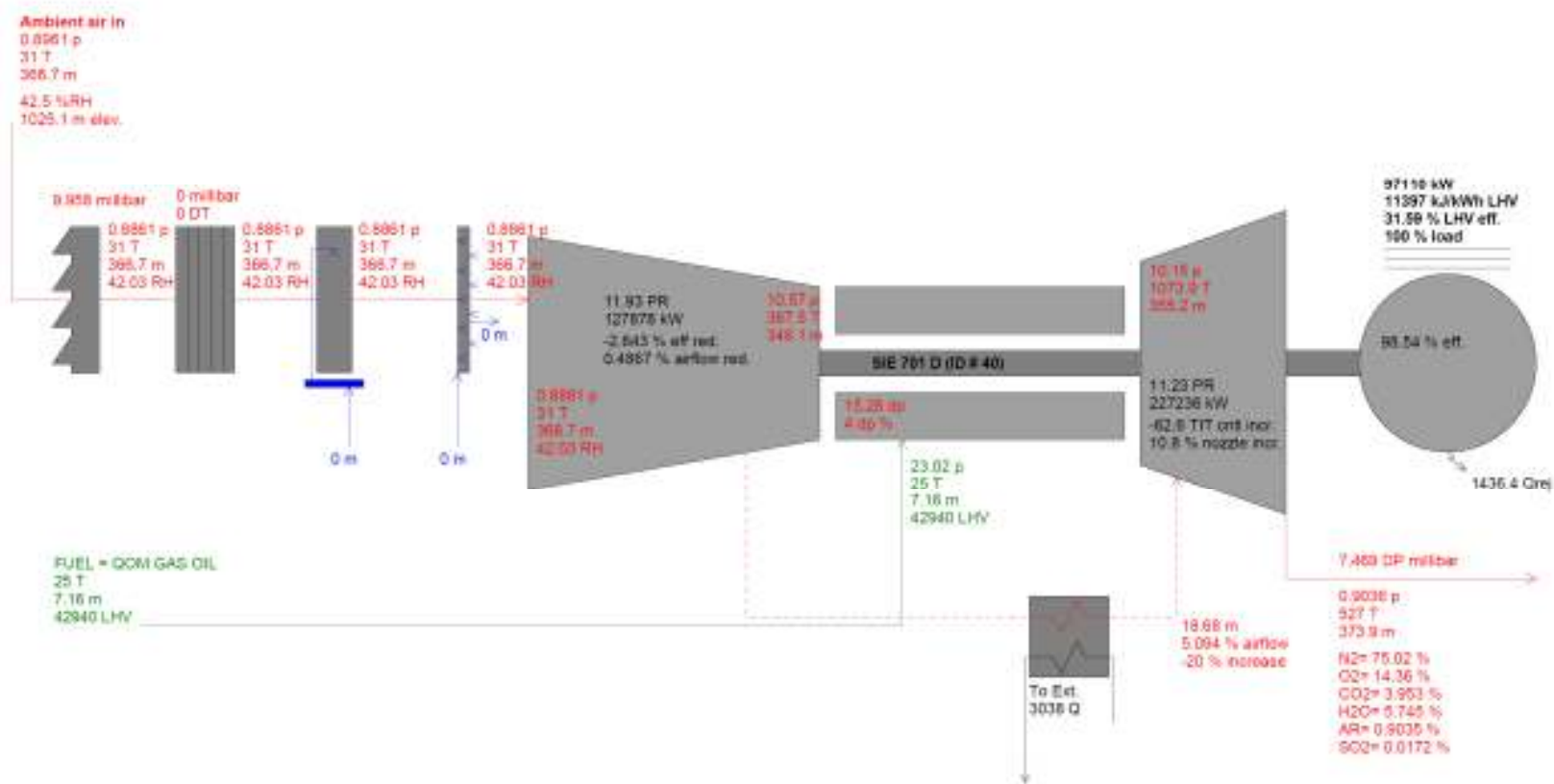
پس از انتخاب مدل زیمنس و تنظیم آن با اطلاعات طراحی شرایط ایزو در نرم‌افزار GT Pro، واحدهای گازی نیروگاه در شرایط سایت با استفاده از نرم‌افزار GT Master شبیه‌سازی شده است. شماتیک مدل ساخته شده واحدهای گازی نیروگاه حاضر در شرایط سایت با سوخت گاز طبیعی و سوخت مایع با استفاده از نرم‌افزار GT Master با مدل زیمنس تنظیم شده، به ترتیب در شکل ۱-۵ و شکل ۱-۶ نمایش داده شده است. مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر با سوخت گاز طبیعی و سوخت مایع در شرایط سایت با استفاده از نرم‌افزار GT Master، با اطلاعات طراحی، تطبیق مدل ساخته شده با مدل واقعی را تأیید نمود.

GT generator power = 100600 kW
 GT Heat Rate @ gen term = 11233 kJ/kWh
 GT efficiency @ gen term = 29.025% HHV = 32.05% LHV
 GT @ 100 % rating, inferred TIT control model, CC limit



شکل ۱-۵. شماتیک مدل شبیه‌سازی شده واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر در شرایط سایت با سوخت گاز طبیعی

GT generator power = 97110 kW
 GT Heat Rate @ gen term = 11397 kJ/kWh
 GT efficiency @ gen term = 29.576% HHV = 31.59% LHV
 GT @ 100 % rating, inferred TIT control model, CC limit.



شکل ۱-۶. شماتیک مدل شبیه سازی شده واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر در شرایط سایت با سوخت مایع

۵-۱. مدلسازی واحدهای سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در شرایط طراحی

در این بخش از گزارش، واحدهای سیکل ترکیبی نیروگاه با استفاده از نرم افزار GT Pro براساس اطلاعات طراحی در شرایط سایت نیروگاه در زمان بهره برداری سیکل ترکیبی، با استفاده از مدل واحدهای گازی ساخته شده در مراحل قبلی، مدل سازی شد.

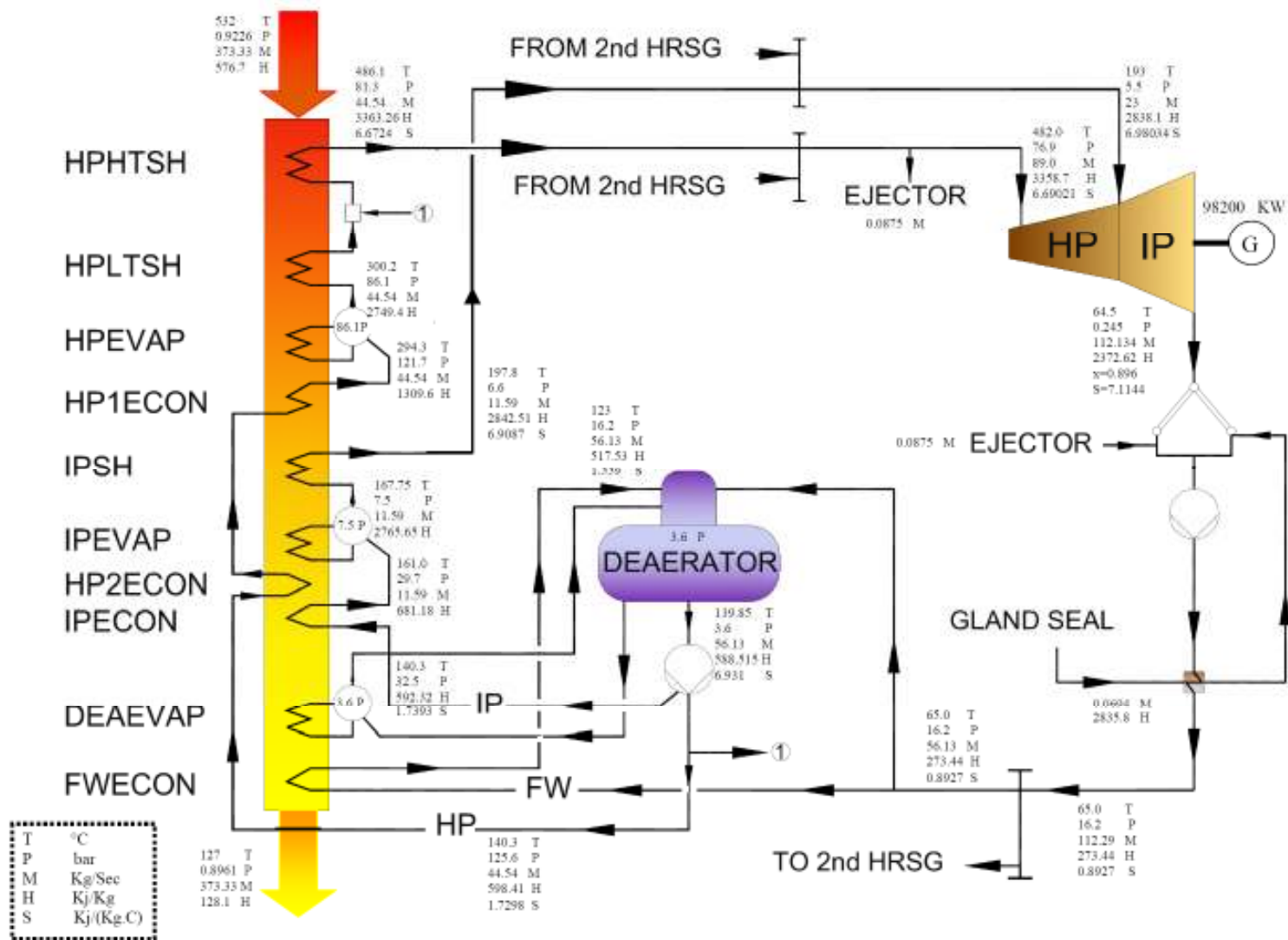
اطلاعات ترمودینامیکی سیکل تولید بخار در شرایط طراحی (بار پایه و دمای ۳۱ درجه سانتیگراد و سوخت گاز طبیعی در واحدهای گازی مربوطه) در شکل ۱-۷ ارائه شده است.

جهت ساخت مدل سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر با استفاده از نرم افزار GT Pro با انتخاب تجهیزات متناسب با سیکل ترکیبی (بویلر بازیافت حرارت با دو بخار تولیدی فشار قوی و فشار متوسط، توربین بخار و کندانسور) شماتیک مدل سیکل ترکیبی این نیروگاه تعیین گردید. پس از وارد کردن شرایط دما و فشار و رطوبت محیط در شرایط سایت در زمان بهره برداری سیکل ترکیبی، مدل واحد گازی با تنظیمات به دست آمده در مراحل قبلی انتخاب می گردد. پس از تکمیل ورودی های واحد گازی، ورودی های واحد بخار و ساختار داخلی بویلر بازیافت حرارت از لحاظ چیدمان مبدل های موجود در آن و شرایط ترمودینامیکی سیال در نقاط مختلف بر اساس اطلاعات طراحی موجود تنظیم می گردد.

نمایش گرافیکی مدل ساخته شده سیکل ترکیبی نیروگاه حاضر با استفاده از نرم افزار GT Pro در شرایط سایت در زمان بهره برداری سیکل ترکیبی با سوخت گاز طبیعی واحدهای گازی مربوطه در شکل ۱-۸ نمایش داده شده است.

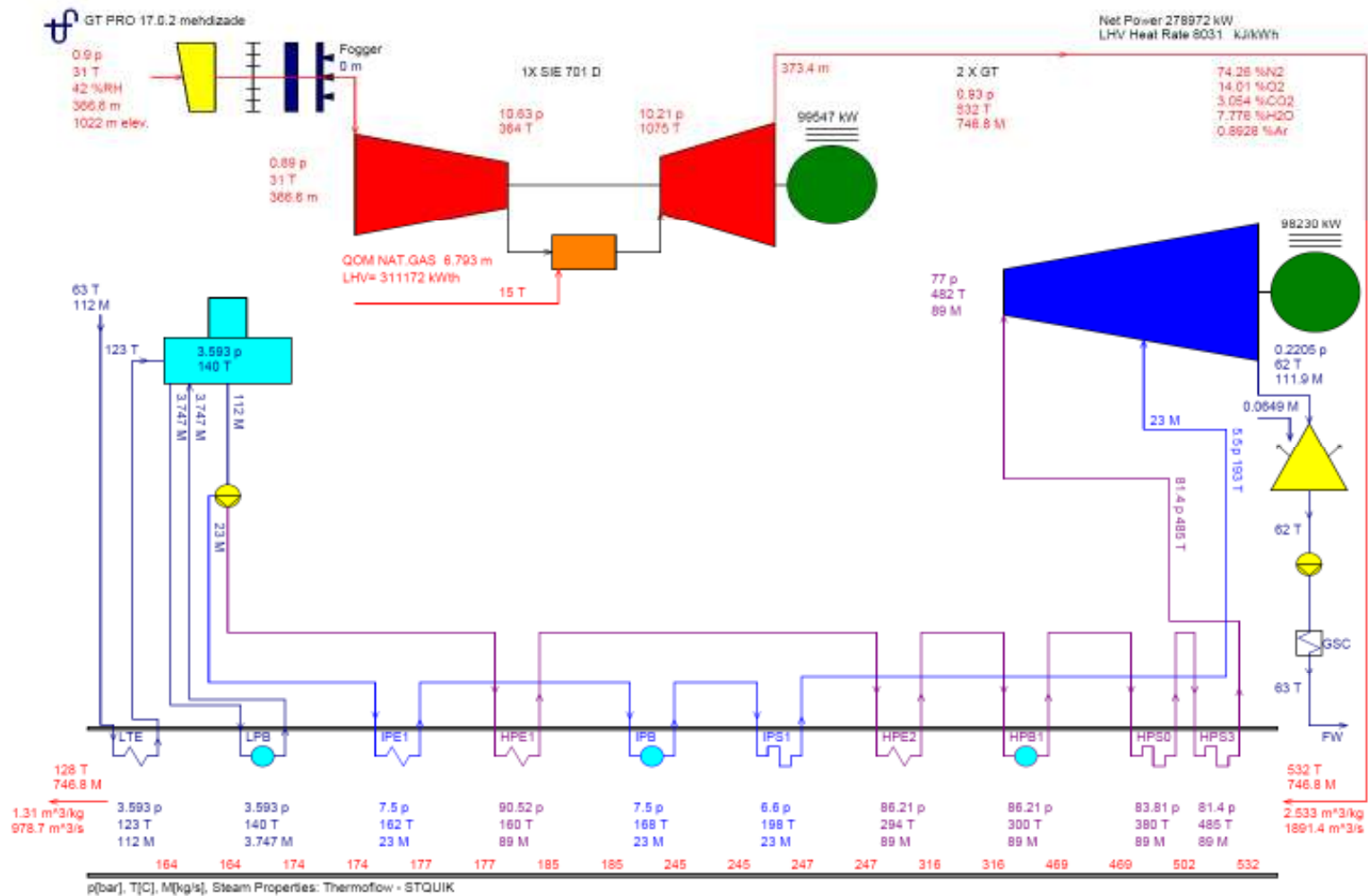
مقایسه نتایج حاصل از شبیه سازی سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در شرایط سایت با استفاده از نرم افزار GT Pro (شکل ۱-۸) با اطلاعات طراحی نیروگاه در زمان بهره برداری سیکل ترکیبی این نیروگاه (شکل ۱-۷) حاکی از تطبیق مدل ساخته شده با مدل واقعی می باشد.

پس از مدلسازی سیکل در نرم افزار GT Pro با وارد کردن سیکل مدل سازی شده به نرم افزار GT Master می توان عملکرد سیکل را در شرایط مختلف شبیه سازی نمود.



شکل ۱-۷. اطلاعات ترمودینامیکی سیکل تولید بخار در شرایط طراحی (بار پایه و دمای ۳۱ درجه سانتیگراد و سوخت گاز طبیعی در واحدهای گازی مربوطه)

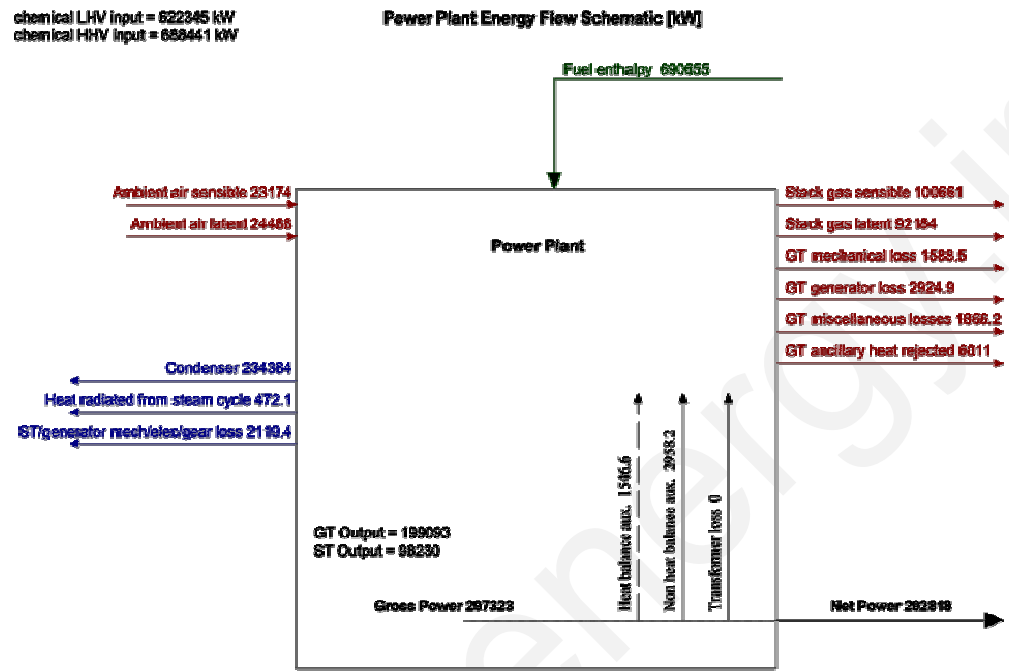
energyenergy.ir



شکل ۸-۱. نمایش گرافیکی مدل ساخته شده سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر با استفاده از نرم افزار GT Pro در شرایط سایت

۶-۱. نمودار جریان های انرژی و انگرژی

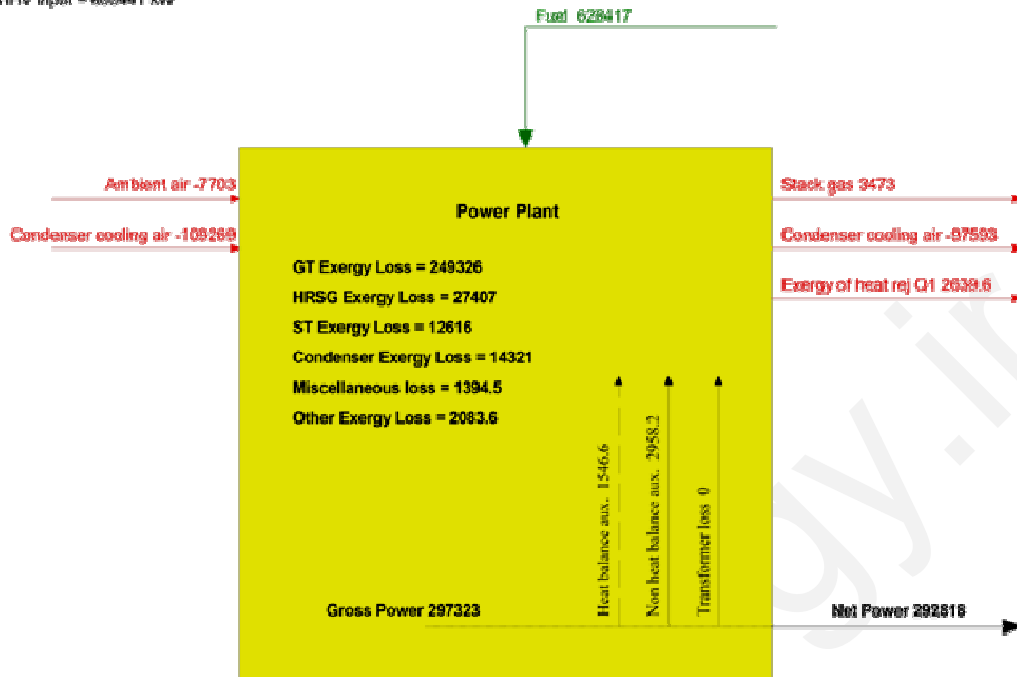
نمودار جریان های انرژی و انگرژی واحدهای سیکل ترکیبی نیروگاه مورد بررسی در گزارش در شرایط طراحی به ترتیب در شکل ۹-۱ و شکل ۱۰-۱ آمده است.



شکل ۹-۱. نمودار جریان های انرژی در سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر

Fuel exergy input = 628417 kW
 Fuel chemical LHV input = 622345 kW
 Fuel chemical HHV input = 688441 kW

Power Plant Exergy Flow Schematic [kW]



Reference: 1.013 bar, 25 C, water as vapor.

شکل ۱-۱۰. نمودار جریانهای انرژی در سیکل ترکیبی نیروگاه حاضر

۷-۱. آنالیز و راندمان انرژی و اگزرژی و Heat Rate سیکل

راندمان انرژی، Heat rate و راندمان انرژی نیروگاه با استفاده از روابط زیر قابل محاسبه است [۲،۳،۴]:

$$\eta = \frac{\text{Power Production}}{\text{Energy Input}} \times 100 \quad (1-1)$$

$$\text{Heat rate} \left(\frac{\text{Kj}}{\text{KWh}} \right) = \frac{3600}{\eta} \quad (2-1)$$

$$\eta_{II} = \frac{\text{Produced Power}}{\text{Exergy Input}} \quad (3-1)$$

جدول ۱-۳. نتایج تحلیل انرژی و انرژی واحد گازی و سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در شرایط طراحی

نتایج تحلیل انرژی و انرژی سیکل		
۳۱/۹۹	راندمان %	واحد گازی
۱۱۲۵۳	Heat Rate (Kj/KWh)	
۳۱/۶۸	راندمان انرژی %	
۴۷/۷۷	راندمان %	سیکل ترکیبی
۷۵۳۵	Heat Rate (Kj/KWh)	
۴۷/۳۱	راندمان انرژی %	

معمولاً راندمان سیکل ترکیبی حدود ۱/۵ برابر راندمان واحد گازی می باشد، که نتایج به دست آمده نیز تأیید کننده این مطلب می باشد.

۸-۱. آنالیز راندمان های انرژی و انرژی هر یک از المان های سیکل

به منظور تحلیل المان های سیکل در شرایط طراحی، راندمان های آیزنتروپیک و انرژی المان های سیکل محاسبه شده است. نتایج تحلیل انرژی و انرژی المان های واحد گازی این نیروگاه در شرایط طراحی با سوخت گاز طبیعی در جدول ۱-۴ ارائه شده است.

جدول ۱-۴. نتایج تحلیل انرژی و انرژی المان های موجود در واحد گازی نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر

نتایج تحلیل انرژی و انرژی کمپرسور	
۹۲/۹۲	راندمان آیزنتروپیک %
۶۳/۰۴	راندمان آیزوترمال %
۹۶/۱۴	راندمان انرژی %
۱۲۶/۵۲	توان مصرفی کمپرسور (مگا وات)
۳۴۰	شدت مصرف انرژی الکتریکی (کیلوژول بر متر مکعب)
نتایج تحلیل انرژی و انرژی توربین گازی	
۹۱/۵۸	راندمان آیزنتروپیک %
۹۶/۱۳	راندمان انرژی %
۲۲۸/۳۳	توان تولیدی توربین (مگا وات)
۹۸/۵۵	راندمان ژنراتور واحد بخار %

در ادامه المان های سیکل بخار مورد بررسی قرار گرفته است. بدین منظور در ابتدا به بررسی عملکرد بویلر

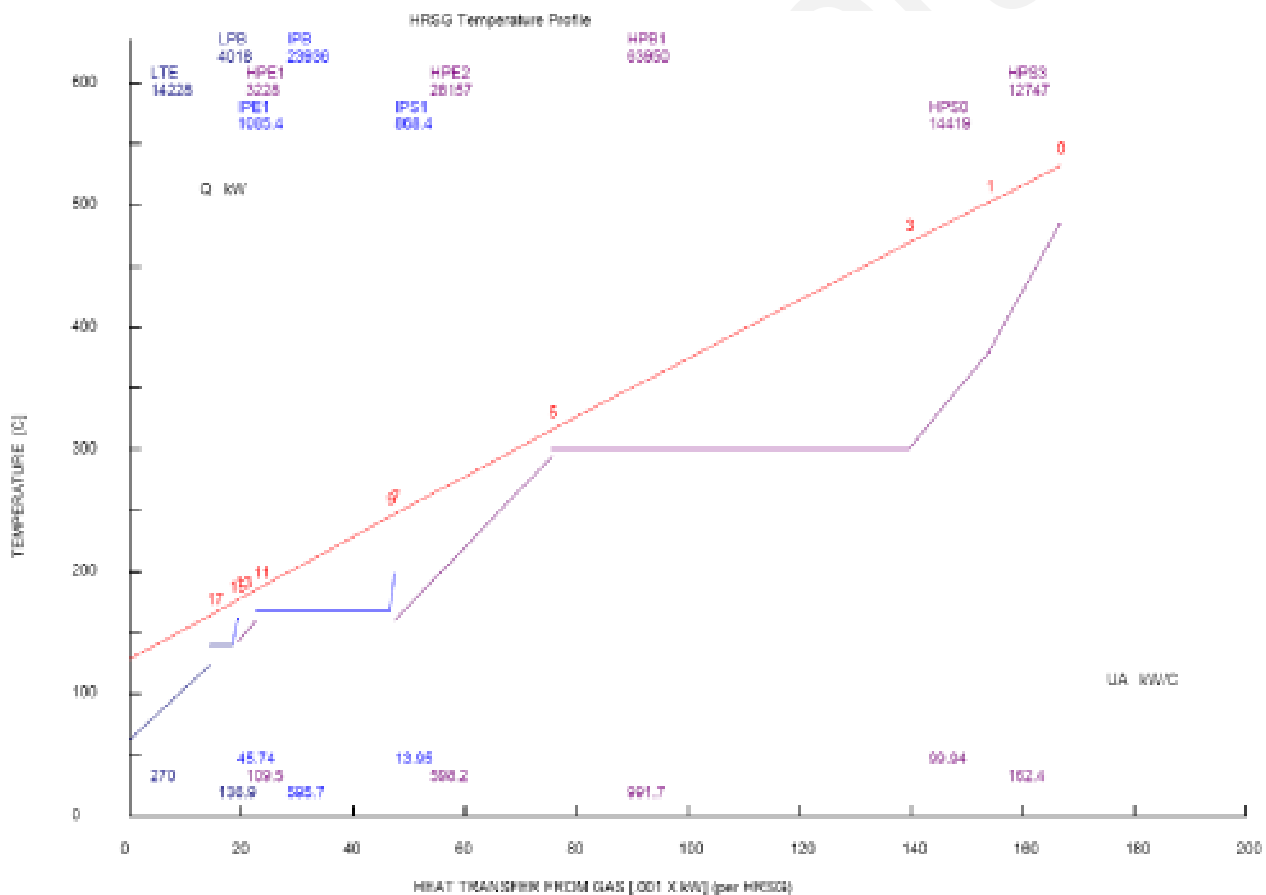
بازیافت حرارت پرداخته شده است. در شکل ۱-۱۱ نمودار T-Q برای بویلر بازیافت حرارت نیروگاه مورد نظر در شرایط طراحی با سوخت گاز طبیعی رسم شده است.

با توجه به دمای دود و بخار در نقاط مختلف بویلر که در شکل ۱-۱۲ نشان داده شده است، مقادیر Approach Point و Pinch Point برای بویلر بازیافت حرارت نیروگاه مورد بررسی در گزارش در شرایط

طراحی محاسبه می شود [۵،۶،۷].

میزان مناسب Approach Point در بویلرهای بازیافت حرارت با دمای دود ورودی ۳۷۰ الی ۶۵۰ درجه سانتیگراد، حدود ۵ الی ۲۵ درجه سانتیگراد و میزان مناسب Pinch Point در صورت وجود فین در محدوده ۵ تا ۱۷ درجه سانتیگراد است [۲۰،۲۱].

با مقایسه مقادیر Approach Point و Pinch Point به دست آمده برای مسیرهای فشار متوسط و فشارقوی بویلرهای بازیافت حرارت نیروگاه مورد نظر با مقادیر مناسب، شرایط طراحی بویلرهای بازیافت حرارت این نیروگاه مناسب ارزیابی گردید.



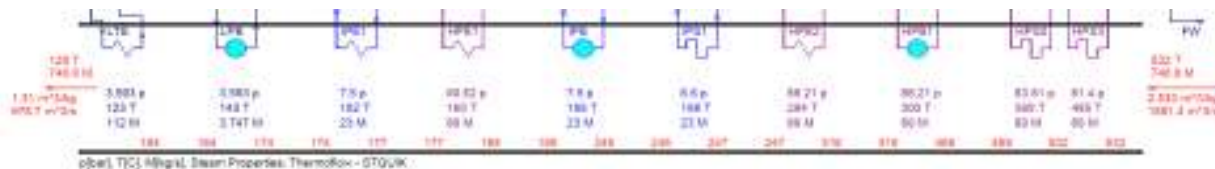
شکل ۱-۱۱. نمودار T-Q برای بویلر بازیافت حرارت نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر

HP Pinch Point: $316-300=16$

HP Approach Point: $300-294=6$

IP Pinch Point: $185-168=17$

IP Approach Point: $168-162=6$



شکل ۱-۱۲. تغییرات دمای دود و بخار درون بویلر بازیافت حرارت

نتایج تحلیل انرژی و اگزرتیک المانهای واحد بخار نیروگاه سیکل ترکیبی حاضر در جدول ۱-۵ ارائه شده است.

جدول ۱-۵. نتایج تحلیل انرژی و اگزرتیک المانهای واحد بخار نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر در شرایط طراحی

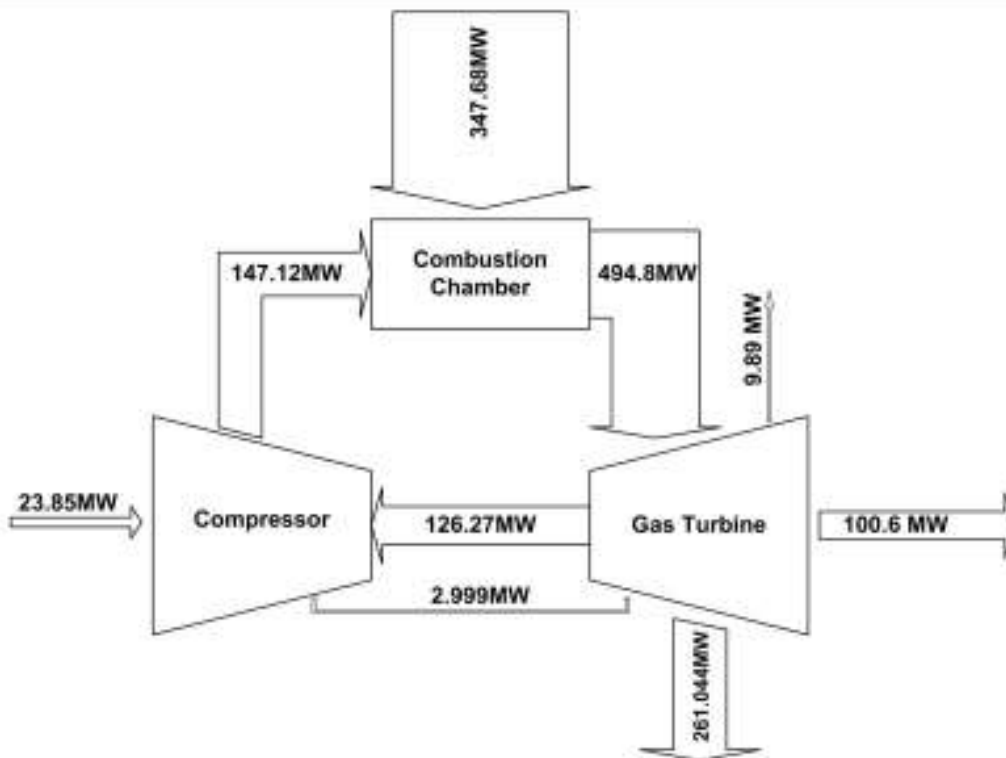
نتایج تحلیل انرژی و اگزرتیک بویلر بازیافت حرارت	
۹۶	% Effectiveness
۷۱/۶۱	راندمان انرژی %
۷۷/۵۷	راندمان اگزرتیک %
نتایج تحلیل انرژی و اگزرتیک توربین بخار	
۹۱/۳۸	راندمان آیزنتروپیک %
۹۲/۷۷	راندمان اگزرتیک %
۱۰۰/۳۵	توان تولیدی توربین (مگا وات)
۹۷/۹	راندمان ژنراتور واحد بخار
نتایج تحلیل انرژی و اگزرتیک ACC	
۹۴/۱	% Effectiveness
۲۳۴/۳۵۸	توان مبادله شده با هوا (مگا وات)
۲۶۱۰	توان مصرفی فنهای کندانسور (کیلو وات)
۱۴/۳۲۱	اگزرتیک مبادله شده با هوا (مگا وات)
۲۱/۸	بازگشت ناپذیری (مگا وات)
نتایج تحلیل انرژی و اگزرتیک پمپ کندانس ^۱	

۱. تحلیل‌های پمپ کندانس و پمپ آب تغذیه در شرایط تست کار کرد انجام گرفته است.

۷۷/۷۹	راندمان آیزوترمال طراحی.٪
۶۵/۰۴	راندمان آیزنروپیک تست کارایی.٪
۶۵/۰۳	راندمان آیزوترمال تست کارایی.٪
۷۸/۷۷	راندمان اگزرژی تست کارایی.٪
۳۷۵	توان مصرفی الکتروموتور در حالت طراحی (کیلو وات)
۳۳۷	توان مصرفی پمپ در حالت طراحی (کیلو وات)
۸۹/۸۹	راندمان الکتروموتور.٪
نتایج تحلیل انرژی و اگزرژی پمپ آب تغذیه^۱	
۶۲/۵۲	راندمان آیزوترمال.٪
۵۸/۳۹	راندمان اگزرژی.٪
۱۱۰۰	توان مصرفی الکتروموتور (کیلو وات)

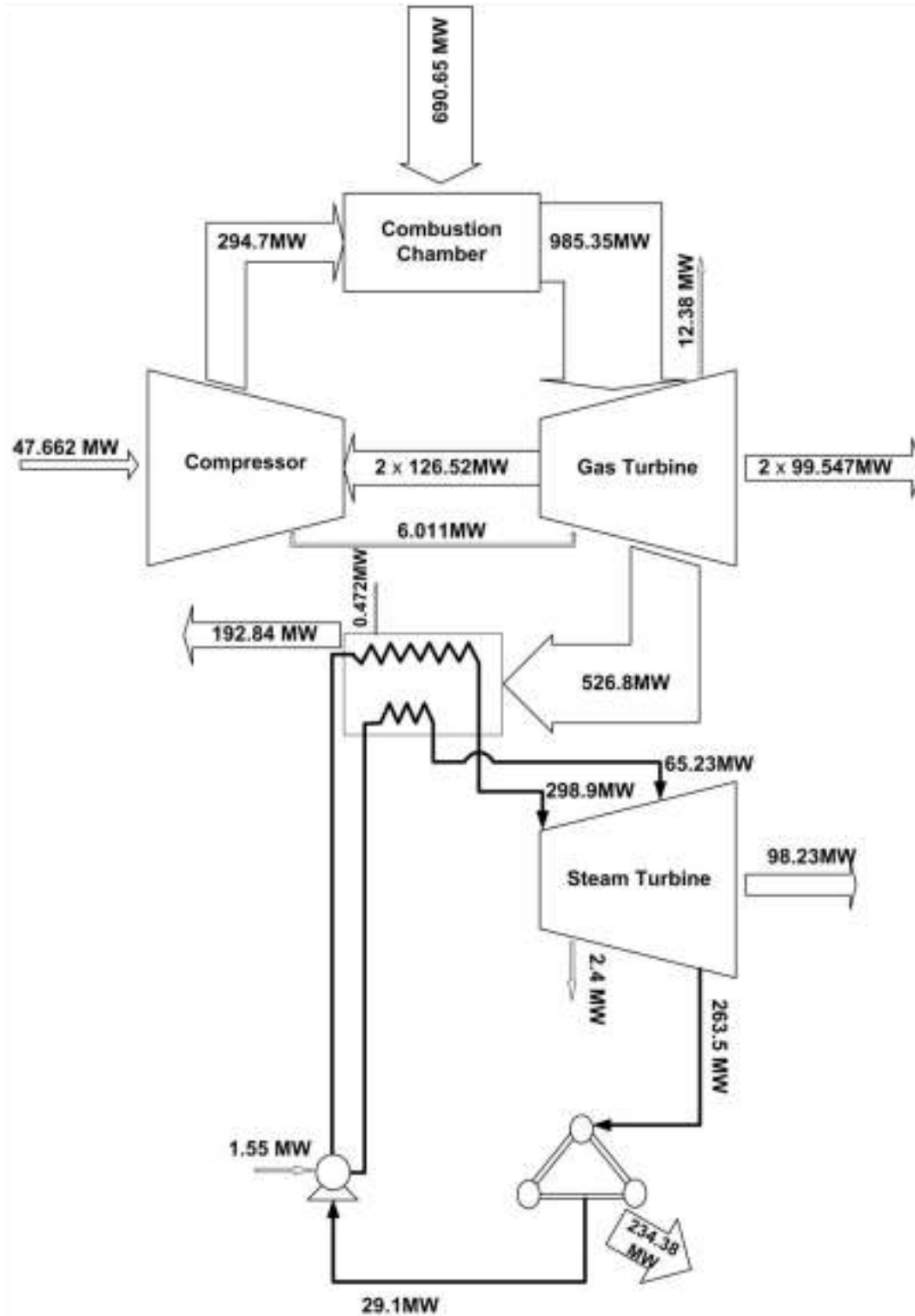
۱-۸-۱. مقایسه چرخه های توانی واحدهای گازی و سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر

چرخه برایتون واحدهای گازی نیروگاه مورد بررسی در گزارش در شرایط سایت با سوخت گاز طبیعی به همراه مقادیر کمی جریانهای انرژی در بخشهای مختلف نیروگاه براساس نتایج حاصل از نرم افزار در شکل ۱-۱۳ نمایش داده شده است.



شکل ۱-۱۳. چرخه برایتون واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر در شرایط طراحی

چرخه ترکیبی برای تون / رانکین واحدهای سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در شرایط سایت با سوخت گاز طبیعی به همراه مقادیر کمی جریانهای انرژی در بخشهای مختلف نیروگاه براساس نتایج حاصل از نرم افزار در شکل ۱-۱۴ نمایش داده شده است.



شکل ۱-۱۴. چرخه ترکیبی برای تون / رانکین واحدهای سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در شرایط طراحی

فصل دوم

ارزیابی عملکرد سیکل بر اساس نتایج اندازه گیری

با استفاده از نرم افزار Thermoflow

۱-۲. تعیین ورودیهای نرم افزار با پردازش اطلاعات اندازه گیری و پایش

در این بخش از گزارش با تلفیقی از نتایج اندازه گیری، پایش دستگاههای اندازه گیری موجود در نیروگاه و نتایج حاصل از شبیه سازی، صحت سنجی نتایج حاصل صورت گرفته و مقادیر قابل قبول تعیین می گردد. پارامترهای مورد نیاز جهت ممیزی انرژی نیروگاه را می توان به سه دسته تقسیم کرد:

۱- پارامترهایی همچون دما و رطوبت هوای ورودی به کمپرسور که تنها توسط دستگاههای پرتابل اندازه گیری و ثبت می گردند.

۲- پارامترهایی که علاوه بر اندازه گیری با دستگاههای پرتابل، توسط دستگاههای اندازه گیری موجود در سیستم نیروگاه نیز اندازه گیری می شوند. از جمله این پارامترها می توان به اطلاعات مربوط به دما و فشار سیال درون سیکل (آب و بخار موجود در سیکل بخار و هوای خروجی کمپرسور و دود ورودی به توربین) اشاره کرد.

۳- پارامترهایی که تنها توسط دستگاههای اندازه گیری موجود در سیستم نیروگاه اندازه گیری می شوند. که دبی آب در نقاط مختلف سیکل از خروجی کندانسور تا ورود به بویلر بازیافت حرارت از جمله این پارامترها می باشد.

با وارد کردن اطلاعات ورودی نرم افزار در زمان اندازه گیری، در نرم افزار GT Master برای مدل ساخته شده نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر شامل:

- شرایط جوی نیروگاه در زمان اندازه گیری (دما و رطوبت محیط اندازه گیری شده و ارتفاع نیروگاه)
- فشار کندانسور
- فشار و دمای آب جبرانی سیکل و میزان آب تخلیه
- آنالیز سوخت مصرفی
- دما و فشار سوخت مصرفی
- افت فشار در هوای ورودی به کمپرسور و گازهای خروجی از دودکش
- فشار و دمای بخار فشار قوی ورودی به توربین بخار

خروجی های نرم افزار مشخص شده و سپس با نتایج اندازه گیری پردازش شده، تطبیق داده می شود. از اطلاعات ورودی فوق الذکر در مرحله اول اجرای نرم افزار GT Master، شرایط جوی و میزان آب تخلیه اندازه گیری شده است و بقیه اطلاعات از ثبت اطلاعات پایش نیروگاه استخراج شده است و امکان اندازه گیری این پارامترها با دستگاههای اندازه گیری پرتابل وجود ندارد.

۱-۲-۱. تعیین دبی هوای ورودی به کمپرسور

هوای ورودی به اتاق فیلتر واحدهای گازی نیروگاه حاضر از طریق یک داکت به ابعاد ۶/۳ در ۳ متر از اتاق فیلتر به سمت کمپرسور خارج می گردد. برای توربین گازی G12 هوای خروجی از اتاق فیلتر و ورودی به کمپرسور برابر ۲۰/۴ متر بر ثانیه با دمای ۳۴/۵ درجه سانتیگراد اندازه گیری گردید که بر این اساس با توجه به ابعاد داکت هوای ورودی به کمپرسور دبی هوای ورودی برابر ۳۸۶ مترمکعب بر ثانیه و ۳۸۹ کیلوگرم بر ثانیه محاسبه می گردد.

۱-۲-۲. تعیین میزان سوخت مصرفی

بر اساس آنالیز دود خروجی و اندازه گیری دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور و نوشتن موازنه کربن می توان میزان سوخت را کالیبره کرد ولی با توجه به عدم اطمینان از نتایج اندازه گیری سرعت هوای ورودی، می توان با نوشتن موازنه انرژی مقدار سوخت را تعیین کرد.

نتایج حاصل از پردازش آنالیز گازهای خروجی از توربین های گازی در روزهای اندازه گیری در جدول ۱-۲ ارائه شده است. لازم به ذکر است، میزان آب بر اساس نسبت مولی CO₂ به آب تولیدی در واکنش احتراق با توجه به آنالیز گاز طبیعی در زمان اندازه گیری تعیین شده است.

جدول ۱-۲. نتایج حاصل از پردازش آنالیز گازهای خروجی دودکش توربینهای گازی

Location	Date	FT [°C]	N2 [%]	CO2 [%]	H2O [%]	O2 [%]	NO [ppm]	CO [ppm]	SO2 [%]
GT11 Outlet	88.3.25	513.76	74.70	3.44	6.59	15.26	0.02	0.00	0.00
GT12 Outlet		513.53	75.47	3.14	6.02	15.35	0.02	0.00	0.00
GT13 Outlet	88.3.26	517.13	74.62	3.42	6.55	15.39	0.02	0.00	0.00
GT14 Outlet		521.59	74.47	3.48	6.67	15.36	0.02	0.00	0.00

بر اساس رابطه (۱-۲) با داشتن درصد جرمی کربن، هیدروژن، اکسیژن و سولفور موجود در سوخت می توان هوای تئوری مورد نیاز را برای احتراق کامل سوخت تعیین کرد [۲].

۱-۲

$$\text{Theoretical air required (Kg of air / Kg of fuel)} = 11.6 \times C + [34.8 \times (H_2 - O_2/8)] + (4.35 \times S)$$

با توجه به آنالیز گاز طبیعی در زمان اندازه گیری، هوای تئوری مورد نیاز ۱۵/۷۵ کیلوگرم هوا به ازای یک کیلوگرم سوخت می باشد.

$$(\dot{m}_{air} / \dot{m}_{fuel}) \left(\frac{Kg}{Kg} \right) = \text{Theoretical air required} \left(\frac{Kg \text{ of air}}{Kg \text{ of fuel}} \right) \times EA \quad ۲-۲$$

$$\dot{m}_{flue\ gas} = \dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel} \Rightarrow (\dot{m}_{flue\ gas} / \dot{m}_{fuel}) \left(\frac{Kg}{Kg} \right) = 1 + (\dot{m}_{air} / \dot{m}_{fuel}) \left(\frac{Kg}{Kg} \right) \quad ۳-۲$$

موازنه انرژی برای واحد گازی براساس رابطه (۴-۲) نوشته می شود.

$$\dot{m}_{fuel} \times LHV_{fuel} \text{ with sensible heat} + \dot{m} \times (h_{air \text{ at } T_{ambient}} - h_{air \text{ at } 25^{\circ} C}) \quad ۴-۲$$

$$= \dot{m}_{flue\ gas} \times (h_{fluegas \text{ at } T_{exhaust}} - h_{fluegas \text{ at } 25^{\circ} C}) + \text{Power} + \text{Loss}$$

نتایج موازنه انرژی هر واحد گازی و تعیین میزان سوخت مصرفی براساس آنالیز گاز طبیعی مصرفی و آنالیز گازهای خروجی از هر واحد، با در نظر گرفتن تلفاتی حدود ۷٪ برق تولیدی برای هر توربوژنراتور در جدول ۲-۲ ارائه شده است.

جدول ۲-۲. نتایج موازنه انرژی هر واحد گازی و تعیین میزان سوخت مصرفی براساس آنالیز گازهای خروجی از هر واحد

Gas analysis	Temp. (°C)	O2 %	Ex.air %	EA ⁴	m _{air} /m _{fuel} (Kg/Kg)	m _{fluegas} /m _{fuel} (Kg/Kg)	T _{amb.} (°C)	Power KW	m ¹ _{Fuel} (Kg/Sec)	m ² _{Fuel} (Kg/Sec)	Error ³ %
88.3.25 GT11	513.8	15.26	265.7	3.66	57.6	58.59	30.5	88500	6.4	5.84	-9.7
88.3.25 GT12	513.5	15.35	271.7	3.72	58.5	59.53	37.9	90150	6.5	5.88	-11.4
88.3.26 GT13	517.1	15.39	274.6	3.75	59.0	59.99	35.4	98000	6.7	6.00	-12.0
88.3.26 GT14	521.6	15.36	272.5	3.72	58.7	59.66	35.4	97250	6.7	6.12	-9.9

۱. سوخت محاسبه شده براساس موازنه انرژی واحدهای گازی با توجه به آنالیز دود انجام گرفته

۲. سوخت ثبت شده براساس اطلاعات پایش نیروگاه

$$3. \text{Error}\% = ((m_{\text{monitoring}} - m_{\text{Calculation}}) / m_{\text{monitoring}}) \times 100$$

$$4. EA = 1 + Ex. Air / 100$$

براساس میزان سوخت به دست آمده از موازنه انرژی هر واحد گازی می توان میزان هوای ورودی را نیز با استفاده از رابطه (۲-۲) محاسبه کرد.

نتایج حاصل از محاسبه هوای ورودی به هر واحد گازی با استفاده از سوخت به دست آمده از موازنه انرژی آن واحد در جدول ۲-۳ ارائه شده است.

جدول ۲-۳. نتایج محاسبه هوای ورودی به هر واحد گازی با استفاده از سوخت به دست آمده از موازنه انرژی آن واحد

Gas analysis	O2 %	Ex.air %	EA	m_{air}/m_{fuel} (Kg/Kg)	m^1_{Fuel} (Kg/Sec)	m_{air} (Kg/Sec)
88.3.25 GT11	15.26	265.7	3.66	57.6	6.4	369
88.3.25 GT12	15.35	271.7	3.72	58.5	6.5	380
88.3.26 GT13	15.39	274.6	3.75	59.0	6.7	395
88.3.26 GT14	15.36	272.5	3.72	58.7	6.7	393

۱. سوخت محاسبه شده براساس موازنه انرژی واحدهای گازی با توجه به آنالیز دود انجام گرفته

با مقایسه نتایج به دست آمده برای هوای ورودی به کمپرسور واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر با نتایج اندازه گیری دبی هوای ورودی و دبی هوای ورودی در شرایط طراحی، اندازه گیری سرعت هوای خروجی از اتاق فیلتر و ورودی به کمپرسور مبنای محاسبات قرار می گیرد.
حال با داشتن هوای ورودی و نوشتن موازنه کربن می توان میزان سوخت مصرفی را تعیین کرد.

$$\dot{m}_{air} \left(\frac{Kg}{Sec} \right) = \text{Theoretical air required} \left(\frac{Kg \text{ of air}}{Kg \text{ of fuel}} \right) \times EA \times \dot{m}_{fuel} \left(\frac{Kg}{Sec} \right) \quad (2-2)$$

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{389 \frac{Kg}{Sec}}{15.75 \left(\frac{Kg \text{ of air}}{Kg \text{ of Fuel}} \right) \times 3.72} = 6.64 \frac{Kg}{Sec}$$

به این ترتیب خطای سوخت کنتور برابر است با:

$$\text{Error}\% = \frac{(5.88 - 6.64)}{5.88} \times 100 = -12.9\%$$

۳-۱-۲. تعیین میزان آب در گردش سیکل

خلاصه اطلاعات اندازه گیری و اطلاعات پایش مربوط به دبی آب در نقاط مختلف نیروگاه شامل دبی آب تغذیه فشار بالا و فشار متوسط ورودی به هریک از بویلرهای بازیافت، دبی جریان کندانس هر واحد، دبی آب خنک کن سیکل بسته، در جدول ۲-۴ ارائه شده است.

جدول ۲-۴. خلاصه اطلاعات مربوط به اندازه گیری و پایش دبی در نقاط مختلف نیروگاه

Location	Measurement		Monitoring
	m ³ /h	Ton/h	Ton/h
High Pressure Feedwater Flow to HRSG11	166.47	155.65	152.6
Medium Pressure Feedwater Flow to HRSG11	44.84	41.7	41.54
High Pressure Feedwater Flow to HRSG12	164.52	153.5	152.4
Medium Pressure Feedwater Flow to HRSG12	47.32	43.9	44.46
Condensate Flow (to HRSG11 Dearators)	203.8	199.52	212.65
Condensate Flow (to HRSG12 Dearators)	205.78	201.5	201.42
CCCW Flow (Unit 1)	534.9	530.62	—
High Pressure Feedwater Flow to HRSG21	161.4	149.8	159.12
Medium Pressure Feedwater Flow to HRSG21	45.99	42.5	48.17
High Pressure Feedwater Flow to HRSG22	156.7	145.7	160
Medium Pressure Feedwater Flow to HRSG22	48.57	44.9	46.7
Condensate Flow (to HRSG21 Dearators)	200.2	196	185.9
Condensate Flow (to HRSG22 Dearators)	203.99	199.7	209.5
CCCW Flow (Unit 2)	536.7	532.9	—

همانگونه که مشخص است در بعضی از موارد مغایرتهایی بین اطلاعات پایش و اندازه گیری وجود دارد.

براساس موازنه جرم برای پمپ آب تغذیه هر واحد:

$$\text{Condensate Flow}_{\text{to HRSG Dearators}} = (\text{H.P. Feed water flow} + \text{I.P. feed water flow})_{\text{to HRSG}}$$

$$\text{Measurement for HRSG11} : 199.52 \approx 155.65 + 41.7 = 197.35$$

$$\text{Monitoring for HRSG11} : 212.65 \neq 152.6 + 41.54 = 194.14$$

$$\text{Measurement for HRSG12} : 201.5 \approx 153.5 + 43.9 = 197.4$$

$$\text{Monitoring for HRSG12} : 201.42 \approx 152.4 + 44.46 = 196.86$$

$$\text{Measurement for HRSG21} : 196.0 \approx 149.8 + 42.5 = 192.3$$

$$\text{Monitoring for HRSG21} : 185.9 \neq 159.12 + 48.17 = 207.29$$

$$\text{Measurement for HRSG22} : 199.7 \approx 145.7 + 44.9 = 190.6$$

$$\text{Monitoring for HRSG22} : 209.5 \approx 160.0 + 46.7 = 206.7$$

برقراری موازنه جرم پمپ آب تغذیه بویلرهای بازیافت حرارت براساس نتایج اندازه گیری یکی از دلایل صحت اطلاعات اندازه گیری می باشد. لازم به ذکر است، در شبیه سازی نیروگاه سیکل ترکیبی مورد بررسی، در زمان اندازه گیری، میزان دبی آب در گردش سیکل و سهم دبی مسیر فشار قوی و فشار ضعیف پمپ آب تغذیه بر مبنای مدل ساخته شده در حالت طراحی، توسط نرم افزار تعیین می گردد و تعیین مقادیر قابل قبول به موازات تحلیل های صورت گرفته و شبیه سازی انجام شده، مشخص می شود.

براساس موازنه جرم برای بویلر واحد ۱ داریم:

$$\dot{m}_{Blow\ Down}^* = \dot{m}_{Inlet\ Water} - \dot{m}_{Outlet\ Steam}$$

$$\text{For IP Stream : } \dot{m}_{Blow\ Down} = 23.89 - 22.15 = 1.74 \frac{Kg}{Sec} \Rightarrow Blow\ Down\% = 7.3\%$$

$$\text{For HP Stream : } \dot{m}_{Blow\ Down} = 84.71 - 91.47 = -6.76 \frac{Kg}{Sec}$$

$$measurement = \frac{4.7}{(199.52 + 201.5)} \times 100 = 1.17\%$$

*. منظور از بلودان، زیر آب دیگ بخار می باشد.

براساس موازنه جرم برای بویلر واحد ۲ داریم:

$$\dot{m}_{Blow\ Down} = \dot{m}_{Inlet\ Water} - \dot{m}_{Outlet\ Steam}$$

$$\text{For IP Stream : } \dot{m}_{Blow\ Down} = 26.36 - 24.21 = 2.15 \frac{Kg}{Sec} \Rightarrow Blow\ Down\% = 8.16\%$$

$$\text{For HP Stream : } \dot{m}_{Blow\ Down} = 88.65 - 93.36 = -4.71 \frac{Kg}{Sec}$$

$$measurement = \frac{4.5}{(196 + 199.7)} \times 100 = 1.14\%$$

همانگونه که از نتایج به دست آمده در موازنه بویلر مشخص شد، بلودان بخار فشار قوی در بویلر منفی شده است و لذا مغایرتهایی در فلومترهای موجود در سیستم پایش نیروگاه دیده می شود.

۴-۱-۲. تحلیل نتایج اندازه گیریهای الکتریکی

در گزارش نتایج اندازه گیری، نتایج اندازه گیریهای الکتریکی به همراه نمودار توان آنها به طور کامل آورده شد. در ادامه جهت بررسی اندازه گیریها، خلاصه ای از نتایج مذکور آمده است. جدول ۲-۵ اعداد اندازه گیری در سطح ولتاژ ۶/۶ کیلوولت در نیروگاه مورد نظر را نشان می دهد.

جدول ۲-۵. خلاصه نتایج اندازه گیری در سطح ولتاژ ۶/۶ کیلوولت در نیروگاه مورد نظر

سهم مصارف مختلف داخلی نسبت به کل (%)	متوسط توان اندازه گیری (KW)	ساعت اندازه گیری		نقاط اندازه گیری		تاریخ اندازه گیری	محل اندازه گیری
		پایان	شروع				
—	5040.8	24:00	11:10	واحد بخار	مصرف داخلی	۱۳۸۸/۲/۲۵	واحد ۱ سیکل ترکیبی
	389.5	17:58	16:27	واحد گازی ۱			
	379.7	17:52	16:10	واحد گازی ۲			
20.57	1036.9	15:06	13:11	پمپ آب تغذیه ۱			
19.73	994.8	16:45	15:12	پمپ آب تغذیه ۴			
6.56	330.7	18:08	16:49	پمپ اصلی کندانس			
45.86	764.1	19:08	18:32	ترانس ۱	فناهی ACC		
	787.5	19:08	18:32	ترانس ۲			
	760.3	19:03	18:32	ترانس ۳			
—	4892.7	16:52	11:04	واحد بخار	مصرف داخلی	۱۳۸۸/۲/۲۶	واحد ۲ سیکل ترکیبی
	387.6	15:05	12:17	واحد گازی ۳			
	388.4	15:05	12:17	واحد گازی ۴			
19.87	972.1	11:43	10:25	پمپ آب تغذیه ۵			
19.87	972.2	11:43	10:25	پمپ آب تغذیه ۷			
6.32	309.4	15:07	11:56	پمپ اصلی کندانس			
46.82	781.6	16:31	15:41	ترانس ۱	فناهی ACC		
	761.1	16:31	15:41	ترانس ۲			
	748.1	16:26	15:35	ترانس ۳			
*	111.6	17:50	16:47	ورودی کل		۱۳۸۸/۲/۲۶	واحد آب دمین

* واحد آب دمین بعضی مواقع از واحد ۱ بخار و بعضی مواقع از واحد ۲ بخار تغذیه می شود، بنابراین در دیاگرام دایره ای، جزو سایر مصارف در نظر گرفته می شود.

همچنین در جدول ۲-۶ خلاصه نتایج اندازه گیری الکتریکی در سطح ولتاژ ۳۸۰ ولت در این نیروگاه آمده است.

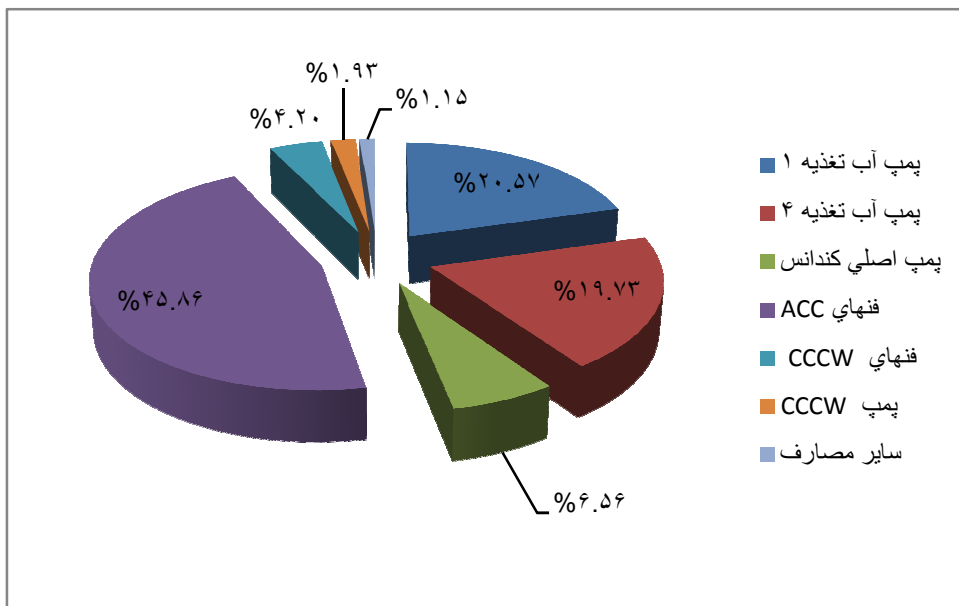
جدول ۲-۶. خلاصه نتایج اندازه گیری در سطح ولتاژ ۳۸۰ ولت در نیروگاه مورد نظر

محل اندازه گیری	تاریخ اندازه گیری	نقاط اندازه گیری	متوسط توان اندازه گیری (KW)	ضریب توان اندازه گیری	سهم مصارف مختلف داخلی نسبت به کل (%)	
واحد ۱ سیکل ترکیبی	۱۳۸۸/۲/۲۵	فنهای خنک کننده سیستم آب خنک کن (CCCW)	AN001	—	—	4.20 *
			AN002	25.8	0.51	
			AN003	—	—	
			AN004	25.2	0.49	
			AN005	—	—	
			AN006	29.4	0.49	
			AN007	24.9	0.52	
			AN008	27	0.52	
			پمپ آب سیستم خنک کن CCCW			
واحد ۲ سیکل ترکیبی	۱۳۸۸/۲/۲۶	فنهای خنک کن سیستم آب خنک کن (CCCW)	AN001	23.4	0.43	4.53
			AN002	25.8	0.54	
			AN003	32.1	0.59	
			AN004	29.1	0.56	
			AN005	27.3	0.53	
			AN006	26.1	0.57	
			AN007	27.6	0.52	
			AN008	30.3	0.62	
			پمپ آب سیستم خنک کن CCCW			

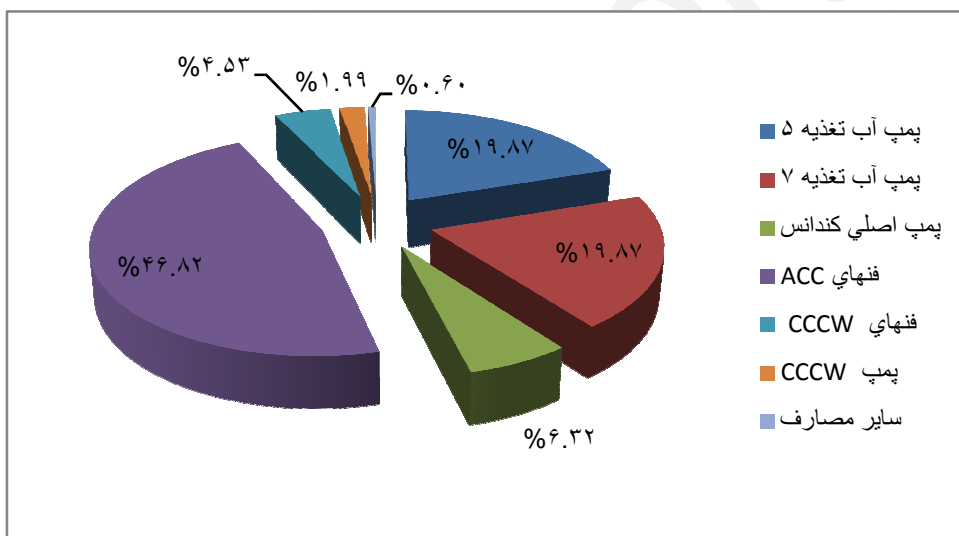
* جهت محاسبه سهم مصرف فنهای خنک کن واحد ۱، برای سه فنی که امکان اندازه گیری بر روی آنها وجود نداشت، متوسط توان مابقی فنها به عنوان توان مصرفی آنها در نظر گرفته می شود.

بنابراین با توجه به دو جدول فوق، سهم مصارف مختلف داخلی دو واحد را می توان به صورت دیاگرام

شکل ۲-۱ و شکل ۲-۲ در نظر گرفت.



شکل ۱-۲. سهم مصارف مختلف داخلی واحد بخار ۱ (نسبت به کل مصرف داخلی)



شکل ۲-۲. سهم مصارف مختلف داخلی واحد بخار ۲ (نسبت به کل مصرف داخلی)

همانگونه که نمودارهای فوق نشان می دهند، بیشترین سهم مصرف داخلی مربوط به فناهی ACC می باشد و پمپ های آب تغذیه از این نظر در رده دوم قرار دارند.

۱-۲-۱-۴. بررسی اندازه گیری بر روی مصارف داخلی

از آنجائیکه افزایش مصارف داخلی نیروگاه ها باعث کاهش تولید خالص می شود، بنابراین برنامه ریزی در جهت حداقل کردن آن و در نتیجه افزایش تولید خالص نیروگاه، حائز اهمیت می باشد. لذا جدول ۲-۷ سهم مصرف داخلی نیروگاه مورد نظر در دو حالت اندازه گیری را نشان می دهد.

جدول ۲-۷. سهم مصرف داخلی واحدهای ۱ و ۲ نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر

محل	مصارف داخلی	مجموع توان مصرفی اندازه گیری (KW)	متوسط توان تولیدی واحد (MW)	سهم مصرف داخلی (%)	
				آمار سال ۱۳۸۶	اندازه گیری
واحد ۱ سیکل ترکیبی	واحد بخار	5810.0	273.4	1.6	2.1
	واحد گازی ۱				
	واحد گازی ۲				
واحد ۲ سیکل ترکیبی	واحد بخار	5668.7	285.6	1.7	2.0
	واحد گازی ۳				
	واحد گازی ۴				

۲-۱-۴-۲. بررسی اندازه گیری بر روی تجهیزات پرمصرف

در گزارش نتایج اندازه گیری، اعداد بدست آمده از اندازه گیری الکتریکی بر روی تجهیزات پرمصرف به همراه نمودارهای آنها ارائه شده است. در این بخش به بررسی اندازه گیریهای تجهیزات مذکور پرداخته می شود.

الف- بررسی اندازه گیری بر روی پمپهای آب تغذیه

در جدول ۲-۸ خلاصه نتایج اندازه گیری الکتریکی و مکانیکی بر روی پمپهای آب تغذیه آورده شده و با مقادیر نامی مقایسه گردیده است.

جدول ۲-۸. خلاصه نتایج اندازه گیری بر روی پمپهای آب تغذیه

نام تجهیز	اعداد اندازه گیری		اطلاعات طراحی		درصد نسبت به طراحی (%)	
	متوسط توان ورودی موتور (KW)	متوسط دبی (M ³ /Hour)	توان نامی موتور (KW)	دبی (M ³ /Hour)	توان	دبی
پمپ آب تغذیه ۱	1036.9	203.8	1100	275.5	85	74
پمپ آب تغذیه ۴	994.8	205.8			81	75
پمپ آب تغذیه ۵	972.1	200.0			80	72
پمپ آب تغذیه ۷	972.2	203.8			80	74

از آنجائیکه توان اندازه گیری شده موتور پمپهای آب تغذیه، توان ورودی می باشد و توان نامی موتور، توان خروجی (توان مکانیکی) است، بنابراین برای تعیین درصد بارگذاری پمپهای آب تغذیه، بایستی راندمان موتور را در شرایط کارکرد فعلی بدست آورد. بنابراین در این شرایط کارکرد پمپهای مذکور، راندمان موتور آنها بالاتر از ۹۰٪ بدست می آید. بنابراین اگر توانهای اندازه گیری شده ورودی با راندمان حدود ۹۰٪ به خروجی منتقل شوند، مشخص می شود که موتور پمپهای مورد نظر در بیش از ۸۰٪ توان نامی در حال کار هستند. اما دبی این پمپها در حدود ۷۰٪ طراحی می باشد.

ب- بررسی اندازه گیری بر روی پمپهای کندانس

در جدول ۹-۲ خلاصه نتایج اندازه گیری الکتریکی و مکانیکی بر روی پمپهای کندانس آمده و با مقادیر نامی مقایسه گردیده است.

جدول ۹-۲. خلاصه نتایج اندازه گیری بر روی پمپهای کندانس

درصد نسبت به طراحی (%)		اطلاعات طراحی		اعداد اندازه گیری		نام تجهیز
دبی	توان	دبی (M ³ /Hour)	توان نامی موتور (KW)	متوسط دبی (M ³ /Hour)	متوسط توان ورودی موتور (KW)	
71	79	600	375	425.0	330.7	پمپ کندانس ۱
73	74			439.8	309.4	پمپ کندانس ۲

با توجه به اعداد جدول ۹-۲ می توان نتیجه گرفت که راندمان موتور پمپهای کندانس نیز در شرایط فعلی بالاتر از ۹۰٪ می باشد. بنابراین اگر توانهای اندازه گیری ورودی را با راندمان حدود ۹۰ درصد به خروجی منتقل کنیم، مشخص می شود که موتور پمپهای مذکور در بالاتر از ۸۰ درصد توان نامی در حال کار می باشند، در صورتیکه دبی اندازه گیری شده بر روی این پمپها در حدود ۷۰ درصد است. بنابراین می توان استفاده از کنترل کننده های دور را بر روی این تجهیزات نیز بررسی کرد که در فصل راهکارها به تفصیل آمده است.

ج- بررسی اندازه گیری بر روی فنهای ACC

در هر واحد سیکل ترکیبی این نیروگاه ، ۱۸ فن ACC وجود دارد. هر شش فن از یک ترانس ۶۶۰۰/۴۰۰ ولت تغذیه می شوند. بر روی هر ترانس اندازه گیری جداگانه ای انجام گرفت. خلاصه نتایج اندازه گیری بر روی فنهای مذکور در جدول ۱۰-۲ آمده است.

جدول ۱۰-۲. خلاصه نتایج اندازه گیری بر روی فنهای ACC

نام تجهیز	محل	متوسط توان اکتیو (KW)	متوسط توان راکتیو (KVAR)	متوسط ضریب توان (%)	
فنهای ACC	واحد ۱ سیکل ترکیبی	۱ ترانس	764.1	0.88	
		۲ ترانس	787.5	0.89	
		۳ ترانس	760.3	0.88	
	واحد ۲ سیکل ترکیبی	۱ ترانس	781.6	378.5	0.90
		۲ ترانس	761.1	412.6	0.88
		۳ ترانس	748.1	442.7	0.86

همانگونه که اعداد جدول فوق نشان می دهند، مجموعه فن های مورد نظر (۳۶ فن) در حدود ۲۵۰۰ کیلووات توان راکتیو مصرف می کنند، که عدد قابل توجهی است. در زمان اندازه گیری همه این فن ها در دور بالا (High) کار می کردند و به گفته مسئولین برق نیروگاه در زمان کارکرد آنها در دور پایین (Low)، ضریب توان پایینتر و مصرف توان راکتیو باز هم بالاتر خواهد بود. با توجه به اینکه توان راکتیو ظرفیت شبکه داخلی نیروگاه و همچنین ژنراتور را اشغال می کند، بنابراین می توان با حذف این توان، ظرفیت را برای تولید و انتقال توان اکتیو بالا برد. این موضوع در فصل ارائه راهکارها بررسی خواهد شد.

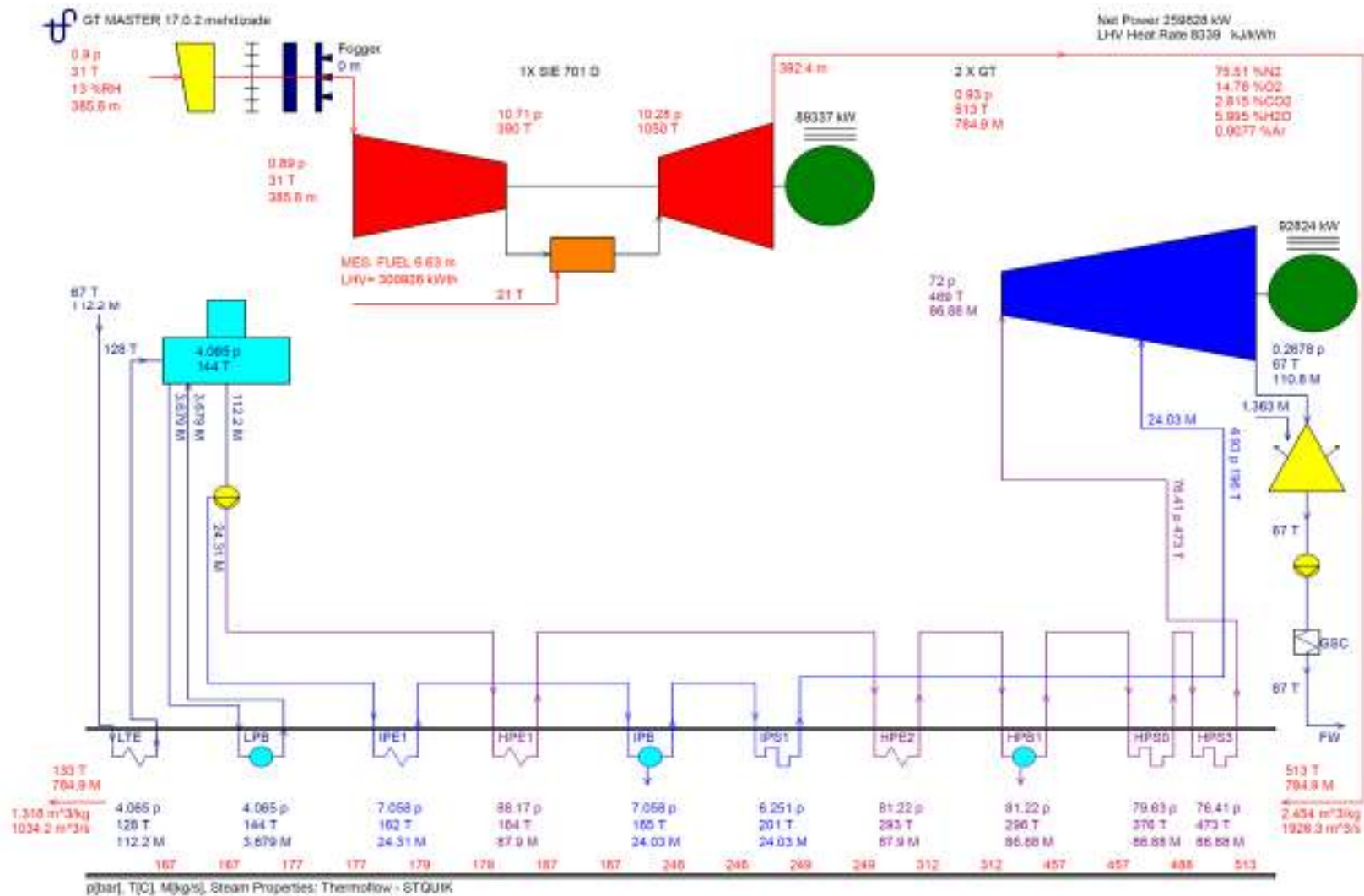
۲-۲. شبیه سازی دو واحد سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر براساس نتایج اندازه گیری

با مشخص شدن ورودی های نرم افزار جهت شبیه سازی سیکل ترکیبی در زمان اندازه گیری و با استفاده از مدل ساخته شده در شرایط طراحی، سیکل ترکیبی نیروگاه در نرم افزار GT Master شبیه سازی گردید. نمایش گرافیکی نتایج شبیه سازی واحدهای ۱ و ۲ سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر براساس نتایج اندازه گیری به ترتیب در شکل ۲-۳ و شکل ۲-۴ ارائه شده است.

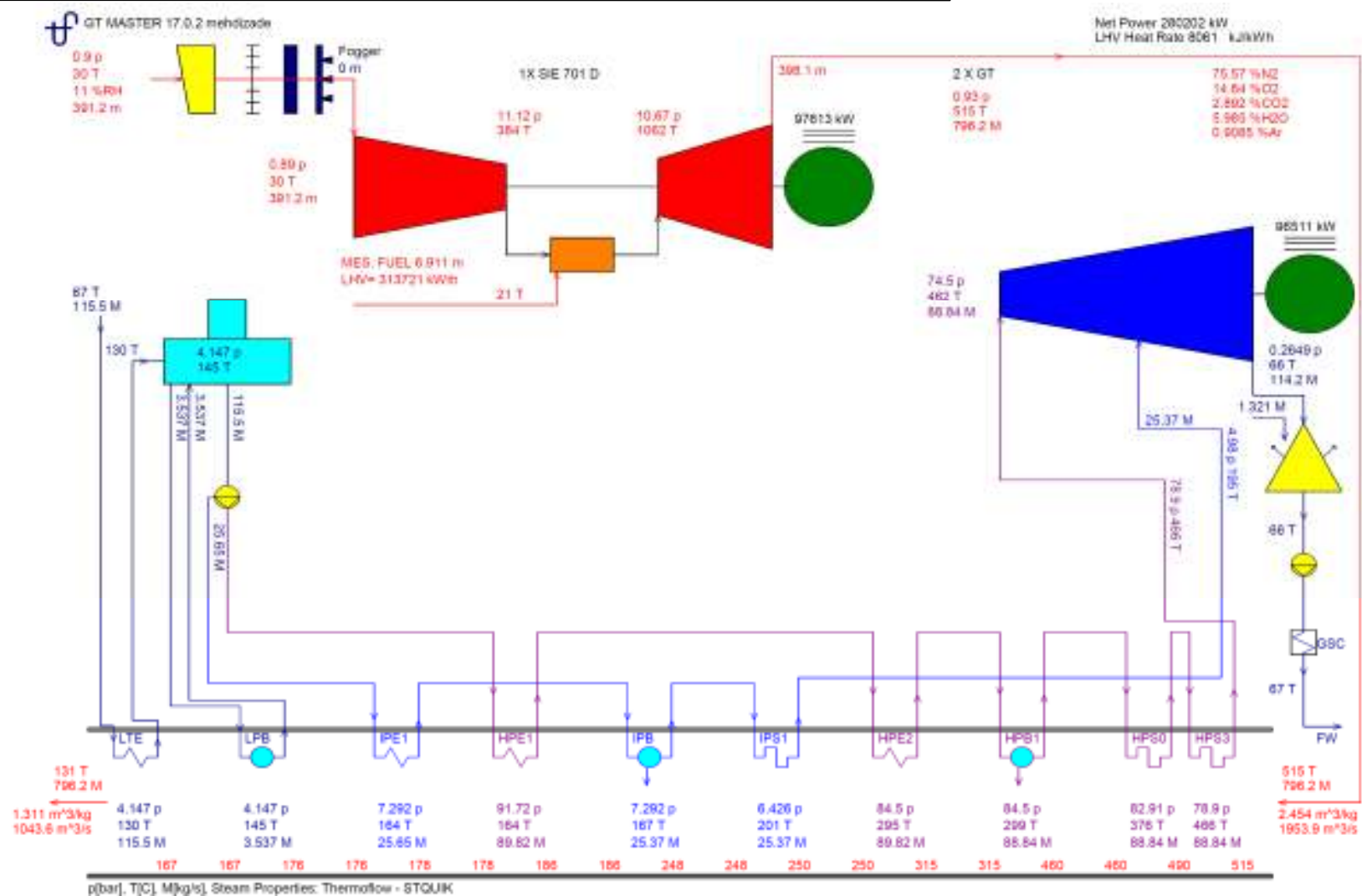
مقایسه اطلاعات اندازه گیری در نیروگاه مورد نظر با نتایج شبیه سازی با نرم افزار GT Master در جدول جدول ۲-۱۱ و جدول ۲-۱۲ صورت گرفته است.

پس از مقایسه نتایج شبیه سازی با اطلاعات پایش و اندازه گیری، مقادیر نزدیک به اطلاعات شبیه سازی قابل قبول می باشند.

اختلاف درصد حجمی اکسیژن اندازه گیری شده در خروجی توربین گازی و خروجی بویلر بازیافت حرارت، نشانگر نفوذ هوا درون بویلر بازیافت بوده است و پایین بودن دمای دود خروجی از بویلر بازیافت حرارت در زمان اندازه گیری نسبت به دمای دود خروجی از بویلر بازیافت در شرایط شبیه سازی، علیرغم یکسان بودن سایر پارامترهای وابسته (مانند دمای دود ورودی به بویلر، دما و دبی آب ورودی و بخار خروجی بویلر)، می تواند نشان از نفوذ هوا درون بویلر بازیافت حرارت باشد.



شکل ۲-۳. نمایش گرافیکی نتایج شبیه سازی واحد ۱ سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر براساس نتایج اندازه گیری



شکل ۲-۴. نمایش گرافیکی نتایج شبیه سازی واحد ۲ سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر براساس نتایج اندازه گیری

جدول ۲-۱۱. مقایسه اطلاعات اندازه گیری واحد ۱ سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر با نتایج شبیه سازی با نرم افزار GT Master

اطلاعات مرتبط با سیکل	نرم افزار	اندازه گیری	پایش
روز اندازه گیری	۸۸/۳/۲۵	۸۸/۳/۲۵	۸۸/۳/۲۵
توان تولیدی واحد گازی ۱ (کیلووات)	۸۹/۳۳	-	۸۸/۵
توان تولیدی واحد گازی ۱ (کیلووات)	۸۹/۳۳	-	۹۰/۱۵
توان تولیدی واحد بخار (کیلووات)	۹۲/۸	-	۹۲/۸
اطلاعات مرتبط با عملکرد کمپرسور	نرم افزار	اندازه گیری	پایش
دبی هوای ورودی (کیلوگرم بر ثانیه)	۳۸۵/۸	۳۸۹	-
فشار هوای محیط (میلی بار)	۰/۹	۰/۸۹۶	-
دمای هوای محیط (درجه سانتیگراد)	۳۱	۳۱	۳۰-۳۲
افت فشار سیستم ورود هوا (بار)	۰/۰۱	۰/۰۱ ^۱	-
فشار هوای ورودی به کمپرسور (بار)	۰/۸۹	۰/۸۹	-
فشار هوای خروجی کمپرسور (بار)	۱۰/۷۱	-	۱۰/۷
نسبت تراکم	۱۲/۰۳	۱۲/۰۳	۱۲/۰۳
دمای هوای خروجی کمپرسور (درجه سانتیگراد)	۳۹۰	-	۴۱۷
اطلاعات مرتبط با محفظه احتراق	نرم افزار	اندازه گیری	پایش
دبی جرمی سوخت مصرفی (کیلوگرم بر ثانیه)	۶/۶۳	۶/۶۴ ^۲	۵/۸۸
اطلاعات مرتبط با عملکرد توربین	نرم افزار	اندازه گیری	پایش
دمای گاز ورودی (درجه سانتیگراد)	۱۰۵۰	-	-
دبی گازهای خروجی توربین (کیلوگرم بر ثانیه)	۳۹۲/۴	۳۹۵/۶	-
فشار گازهای خروجی توربین (میلی بار)	۹۳۰	-	-
افت فشار سیستم خروجی گاز (میلی بار)	۷/۴۸	۷/۴۸ ^۱	-
دمای گازهای خروجی دودکش توربین (درجه سانتیگراد)	۵۱۳	۵۱۳	۵۱۹
اطلاعات مرتبط با توربین بخار	نرم افزار	اندازه گیری	پایش
دمای بخار فشار قوی ورودی (درجه سانتیگراد)	۴۶۹	-	۴۶۶
فشار بخار فشار قوی ورودی (میلی بار)	۷۲	-	۷۲
دبی بخار فشار قوی ورودی (کیلوگرم بر ثانیه)	۸۶/۸۹	۸۶	۸۴/۷۱-۹۱/۴۷
دمای بخار فشار متوسط ورودی (درجه سانتیگراد)	۱۹۶	-	۱۹۶
فشار بخار فشار متوسط ورودی (میلی بار)	۴/۹۳	-	۴/۹۳
دبی بخار فشار متوسط ورودی (کیلوگرم بر ثانیه)	۲۴/۰۴	۲۴	۲۳/۸۹-۲۲/۱۵
فشار بخار خروجی (میلی بار)	۰/۲۶۹	-	۰/۲۶۹
اطلاعات مرتبط با بویلر باز یافت حرارت	نرم افزار	اندازه گیری	پایش
میزان آب تخلیه دائمی (کیلوگرم بر ثانیه)	۱/۱۷	۱/۱۷	-
فشار درام بخار فشار قوی (میلی بار)	۸۱/۲۲	-	۷۸/۴۲
فشار درام بخار فشار ضعیف (میلی بار)	۷/۰۶	-	۵/۷
فشار دی اریاتور (میلی بار)	۴/۰۶	-	۳/۳
دمای دود خروجی (درجه سانتیگراد)	۱۳۳	۱۲۲	۱۲۳

۱. افت فشار ورودی و خروجی برابر افت فشار در حالت طراحی در نظر گرفته شده است.

۲. با نوشتن موازنه کربن بر اساس اندازه گیری دبی هوای ورودی محاسبه شده است.

۳. با نوشتن موازنه جرم برای توربین محاسبه می شود.

جدول ۲-۱۲. مقایسه اطلاعات اندازه گیری واحد ۲ سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر با نتایج شبیه سازی با نرم افزار GT Master

اطلاعات مرتبط با سیکل	نرم افزار	اندازه گیری	پایش
روز اندازه گیری	۸۸/۳/۲۶	۸۸/۳/۲۶	۸۸/۳/۲۶
توان تولیدی واحد گازی ۱ (کیلووات)	۹۷/۶	-	۹۸
توان تولیدی واحد گازی ۱ (کیلووات)	۹۷/۶	-	۹۷/۲
توان تولیدی واحد بخار (کیلووات)	۹۶/۵	-	۹۶/۵
اطلاعات مرتبط با عملکرد کمپرسور	نرم افزار	اندازه گیری	پایش
دبی هوای ورودی (کیلوگرم بر ثانیه)	۳۹۱/۲	۳۹۳	-
فشار هوای محیط (میلی بار)	۰/۸۹۶	۰/۸۹۶	-
دمای هوای محیط (درجه سانتیگراد)	۳۰	۳۰	۲۹/۵
افت فشار سیستم ورود هوا (بار)	۰/۰۱	۰/۰۱ ^۱	-
فشار هوای ورودی به کمپرسور (بار)	۰/۸۹	۰/۸۹	-
فشار هوای خروجی کمپرسور (بار)	۱۱/۱۲	-	۱۱/۳
نسبت تراکم	۱۲/۵	۱۲/۷	۱۲/۷
دمای هوای خروجی کمپرسور (درجه سانتیگراد)	۳۸۴	-	۴۱۶
اطلاعات مرتبط با محفظه احتراق	نرم افزار	اندازه گیری	پایش
دبی جرمی سوخت مصرفی (کیلوگرم بر ثانیه)	۶/۹۱	۶/۷۱ ^۲	-
اطلاعات مرتبط با عملکرد توربین	نرم افزار	اندازه گیری	پایش
دمای گاز ورودی (درجه سانتیگراد)	۱۰۵۷/۴	-	-
دبی گازهای خروجی توربین (تن بر ساعت)	۳۹۸/۱	۳۹۹/۷ ^۳	-
فشار گازهای خروجی توربین (میلی بار)	۹۳۰	-	-
افت فشار سیستم خروجی گاز (میلی بار)	۷/۴۸	۷/۴۸ ^۱	-
دمای گازهای خروجی دودکش توربین (درجه سانتیگراد)	۵۱۵	۵۱۷	۵۱۵
اطلاعات مرتبط با توربین بخار	نرم افزار	اندازه گیری	پایش
دمای بخار فشار قوی ورودی (درجه سانتیگراد)	۴۶۲	-	۴۶۲
فشار بخار فشار قوی ورودی (میلی بار)	۷۴/۵	-	۷۴/۵
دبی بخار فشار قوی ورودی (کیلوگرم بر ثانیه)	۸۸/۸۴	۸۲/۱	۸۸/۶۵-۹۳/۳۶
دمای بخار فشار متوسط ورودی (درجه سانتیگراد)	۱۹۵	-	۱۹۵
فشار بخار فشار متوسط ورودی (میلی بار)	۴/۹۸	-	۴/۹۸
دبی بخار فشار متوسط ورودی (کیلوگرم بر ثانیه)	۲۵/۳۷	۲۴/۳	۲۶/۳۶-۲۴/۲۱
فشار بخار خروجی (میلی بار)	۰/۲۶۵	-	۰/۲۶۵
اطلاعات مرتبط با بویلر باز یافت حرارت	نرم افزار	اندازه گیری	پایش
میزان آب تخلیه دائمی (کیلوگرم بر ثانیه)	۱/۱۴	۱/۱۴	-
فشار درام بخار فشار قوی (میلی بار)	۸۴/۵	-	۸۱
فشار درام بخار فشار ضعیف (میلی بار)	۷/۲۹	-	۵/۸۵
فشار دی اریاتور (میلی بار)	۴/۱۵	-	۳/۱
دمای دود خروجی (درجه سانتیگراد)	۱۳۱	۱۲۷	۱۲۳

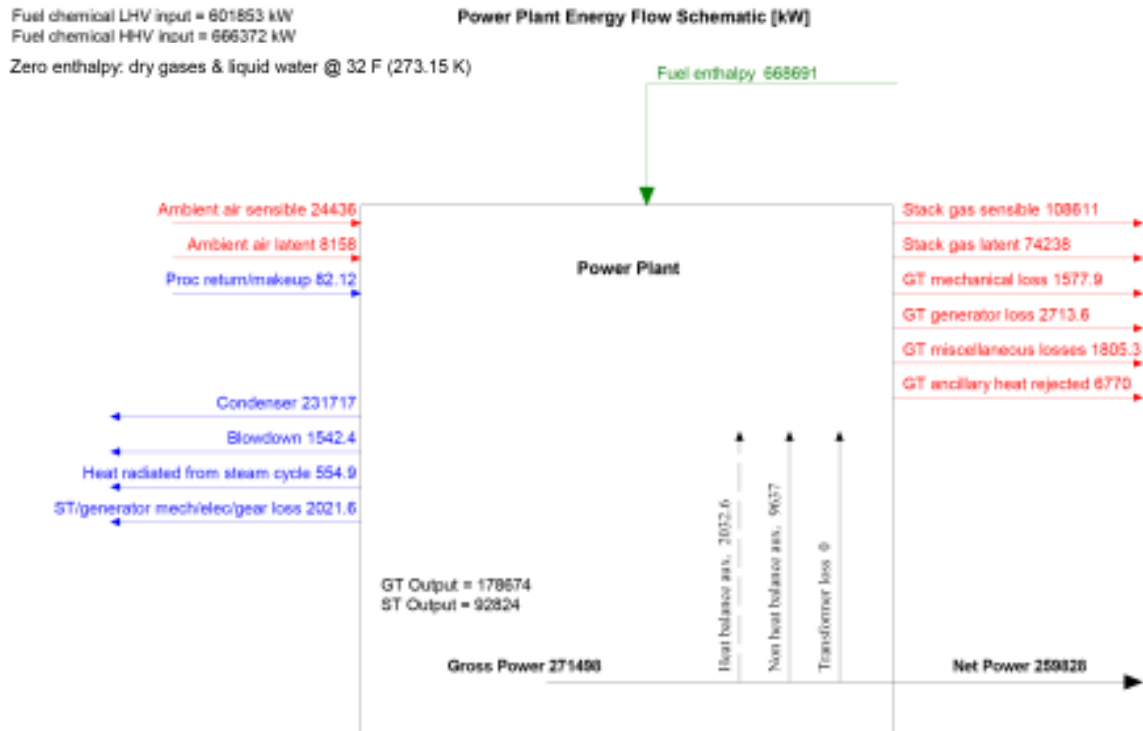
۱. افت فشار ورودی و خروجی برابر افت فشار در حالت طراحی در نظر گرفته شده است.

۲. با نوشتن موازنه کربن بر اساس اندازه گیری دبی هوای ورودی محاسبه شده است.

۳. با نوشتن موازنه جرم برای توربین محاسبه می گردد.

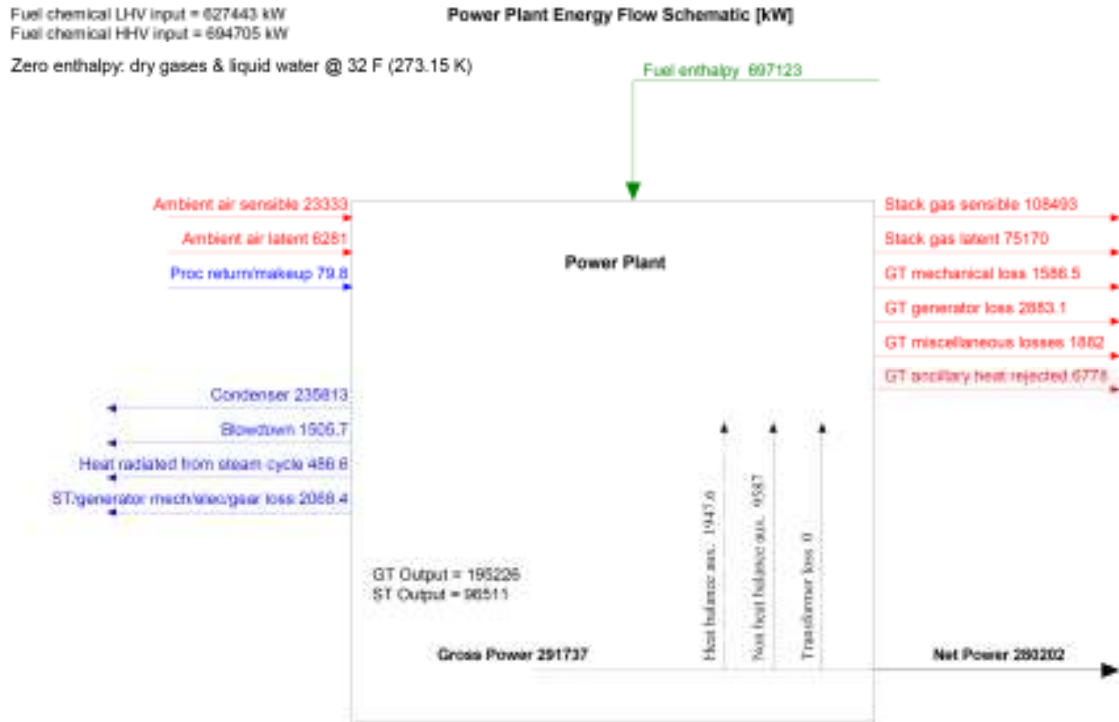
۳-۲. نمودار جریان های انرژی و اگزرژی واحدهای سیکل ترکیبی مورد نظر در زمان اندازه گیری

نمودار جریانهای انرژی واحدهای ۱ و ۲ سیکل ترکیبی نیروگاه مورد بررسی در گزارش حاضر در زمان اندازه گیری به ترتیب در شکل ۲-۵ و شکل ۲-۶ آمده است.

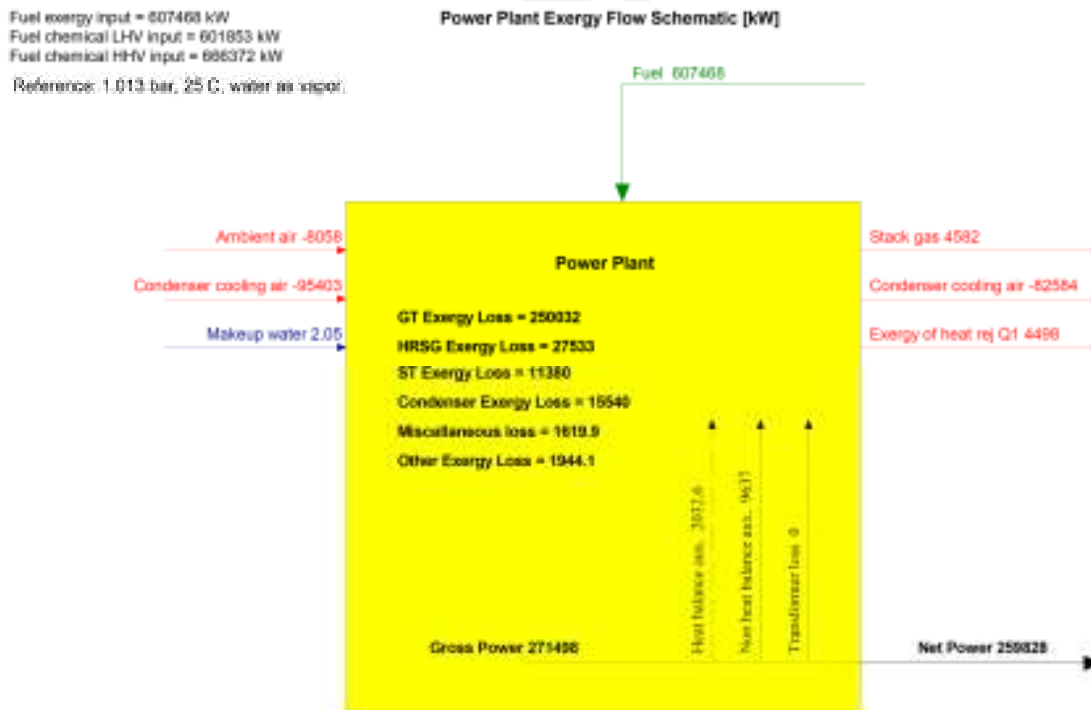


شکل ۲-۵. نمودار جریانهای انرژی در واحد ۱ سیکل ترکیبی نیروگاه حاضر در زمان اندازه گیری

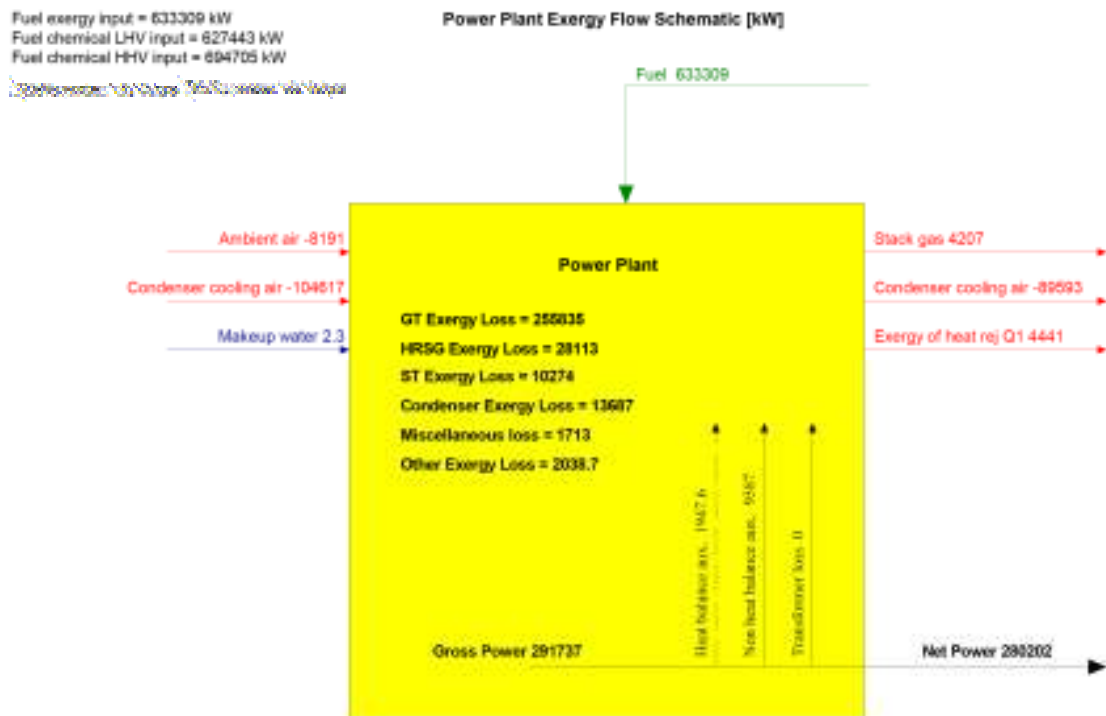
نمودار جریانهای اگزرژی واحدهای ۱ و ۲ سیکل ترکیبی نیروگاه حاضر در زمان اندازه گیری به ترتیب در شکل ۲-۷ و شکل ۲-۸ آمده است.



شکل ۲-۶. نمودار جریانهای انرژی در واحد ۲ سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در زمان اندازه گیری



شکل ۲-۷. نمودار جریانهای انرژی در واحد ۱ سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در زمان اندازه گیری



شکل ۲-۸. نمودار جریانهای انرژی در واحد ۲ سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در زمان اندازه گیری

۴-۲. آنالیز و راندمان انرژی و اگزرتیک و اگزرتیک واحدهای سیکل ترکیبی مورد نظر در زمان اندازه گیری

نتایج محاسبه راندمان انرژی، Heat rate و راندمان اگزرتیک واحدهای گازی و سیکل ترکیبی دو واحد نیروگاه مورد بررسی در گزارش در زمان اندازه گیری در جدول ۲-۱۳ ارائه شده است.

جدول ۲-۱۳. نتایج تحلیل انرژی و انرژی دو واحد سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در زمان اندازه گیری

نتایج تحلیل انرژی و انرژی سیکلهای ترکیبی نیروگاه مورد نظر در شرایط واقعی		
۲۹/۶۹	راندمان %	واحد های گازی G11,G12
۱۲۱۲۶	Heat Rate (Kj/KWh)	
۲۹/۴	راندمان انرژی %	
۴۵/۱	راندمان %	سیکل ترکیبی واحد ۱
۷۹۸۱	Heat Rate (Kj/Kwh)	
۴۴/۷	راندمان انرژی %	
۳۱/۱۱	راندمان %	واحد های گازی G13,G14
۱۱۵۷۰	Heat Rate (Kj/Kwh)	
۳۰/۸۳	راندمان انرژی %	
۴۶/۵	راندمان %	سیکل ترکیبی واحد ۲
۷۷۴۲	Heat Rate (Kj/Kwh)	
۴۶/۰۷	راندمان انرژی %	

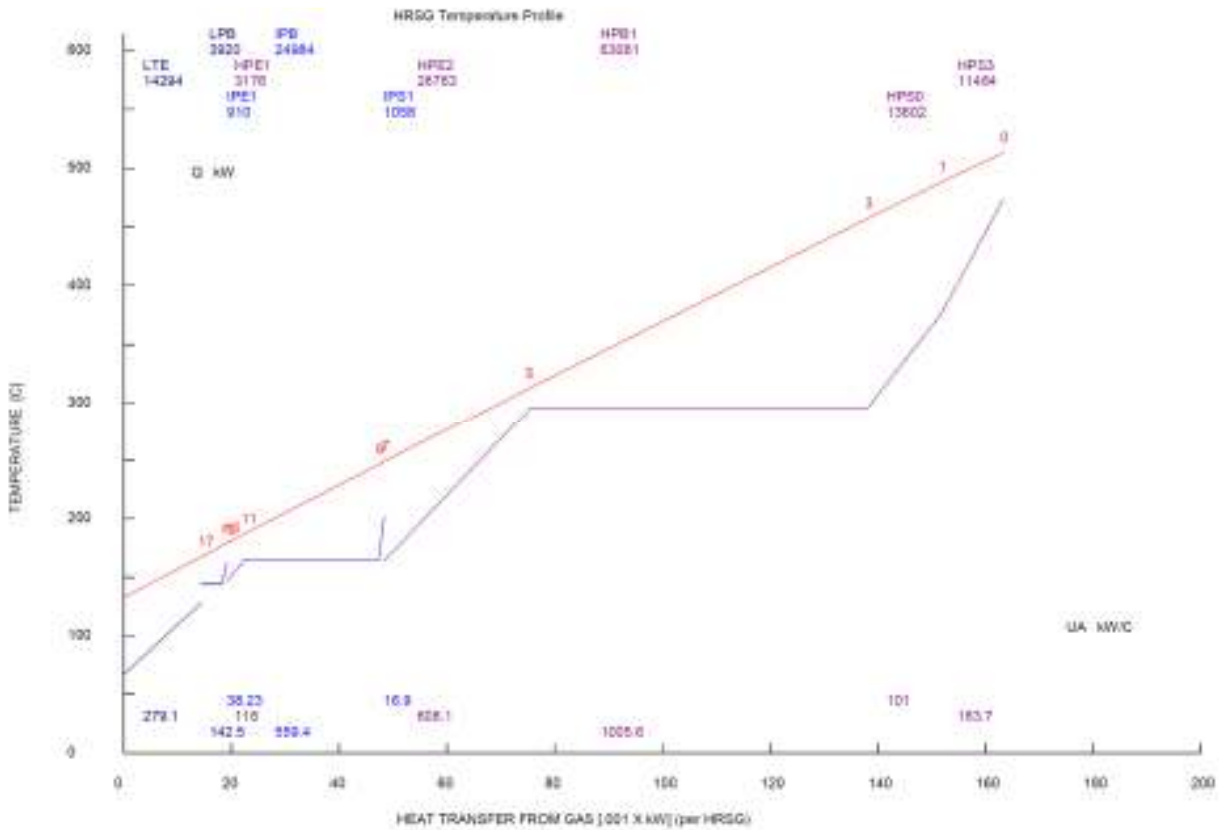
۲-۵. آنالیز راندمانهای انرژی و انرژی ترکیبی هر یک از المانهای سیکل در زمان اندازه گیری

به منظور تحلیل المانهای سیکل در زمان اندازه گیری و سپس مقایسه شرایط کارکرد آنها با شرایط طراحی، راندمانهای انرژی ترکیبی و انرژی ترکیبی المانهای سیکل محاسبه شده است. نتایج تحلیلهای انجام گرفته برای المانهای موجود در واحدهای گازی این نیروگاه در دو روز اندازه گیری در جدول ۲-۱۴ ارائه شده است.

جدول ۲-۱۴. نتایج تحلیل انرژی ترکیبی و انرژی ترکیبی المانهای بخش گازی دو واحد سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در زمان اندازه گیری

واحد ۲	واحد ۱	نتایج تحلیل انرژی ترکیبی و انرژی ترکیبی کمپرسور
۸۸/۴۸	۸۶/۲	راندمان آیزنتروپیک %
۵۹/۹۶	۵۸/۷	راندمان آیزوترمال %
۹۴/۳۶	۹۳/۲۷	راندمان انرژی ترکیبی %
۱۴۲/۵۶	۱۴۲/۳۶	توان مصرفی کمپرسور (مگا وات)
واحد ۲	واحد ۱	نتایج تحلیل انرژی ترکیبی و انرژی ترکیبی توربین گازی
۹۱/۵۴	۹۱/۴۲	راندمان آیزنتروپیک %
۹۷/۳۶	۹۷/۳	راندمان انرژی %
۲۴۲/۴۱	۲۳۳/۸۵	توان تولیدی توربین (مگا وات)
۹۸/۵۴	۹۸/۵	راندمان ژنراتور %

در ادامه المانهای عملکرد واحد بخار در زمان اندازه گیری مورد بررسی قرار گرفته است. بدین منظور در ابتدا به بررسی عملکرد بویلر بازیافت حرارت پرداخته شده است. نمودار T-Q برای بویلر بازیافت حرارت ۲۱ و ۲۲ نیروگاه مورد نظر در زمان اندازه گیری با سوخت گاز طبیعی به ترتیب در شکل ۲-۹ و شکل ۲-۱۰ رسم شده است.



شکل ۲-۹. نمودار T-Q برای بویلر بازیافت حرارت ۲۱ نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر در زمان اندازه گیری

با توجه به دمای دود و بخار در نقاط مختلف بویلرهای بازیافت حرارت ۲۱ و ۲۲ که در شکل ۲-۱۱ و شکل ۲-۱۲ نشان داده شده است، مقادیر Pinch Point و Approach Point برای بویلرهای بازیافت حرارت نیروگاه حاضر در زمان اندازه گیری محاسبه می‌شود [۵،۶،۷].

For HRSG21:

HP Pinch Point: $312-296=16$

HP Approach Point: $296-293=3$

IP Pinch Point: $187-165=22$

IP Approach Point: $165-162=3$

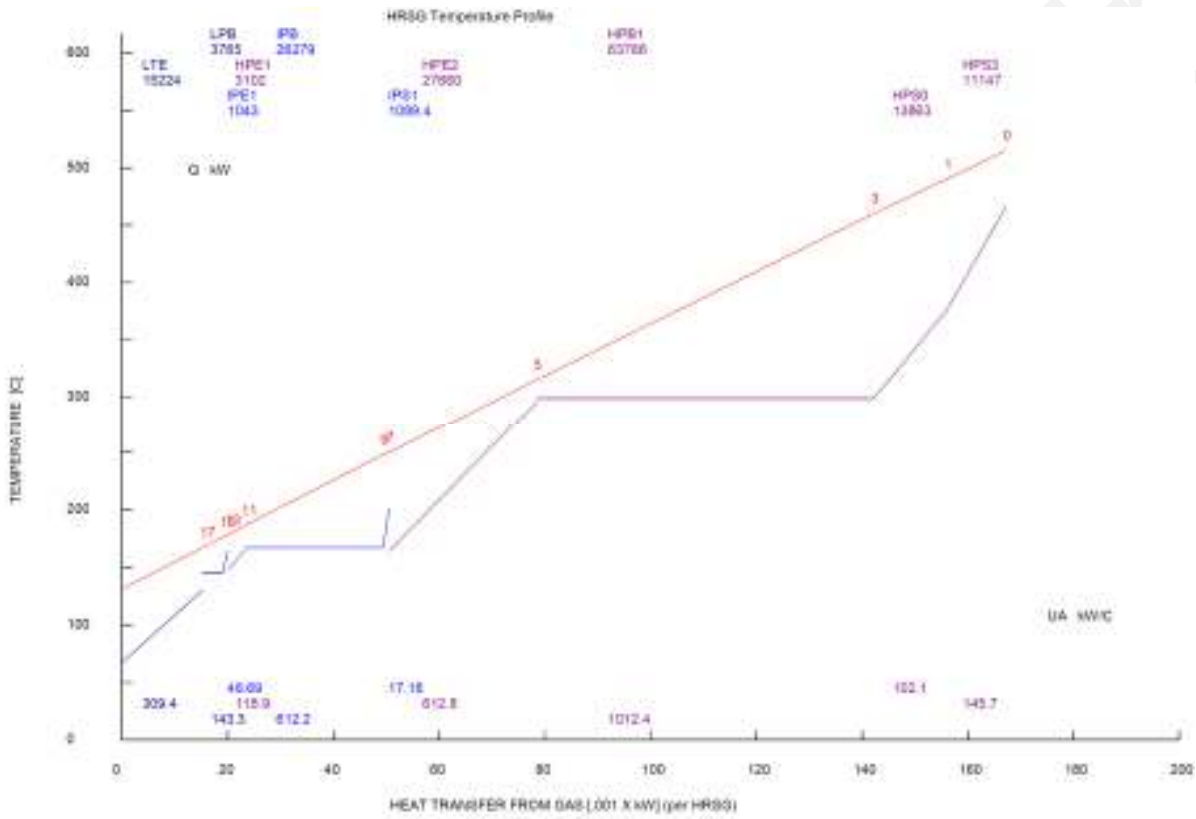
For HRSG21:

HP Pinch Point: $315-299=16$

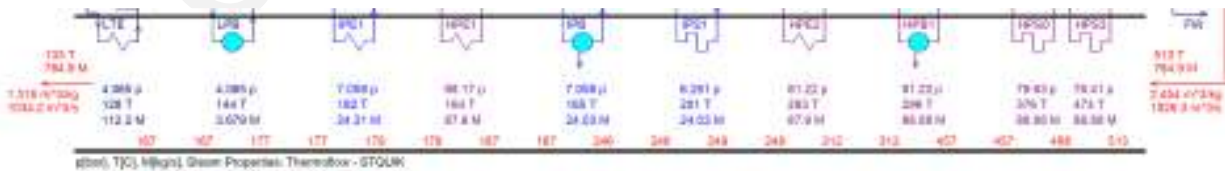
HP Approach Point: $299-295=4$

IP Pinch Point: $186-167=19$

IP Approach Point: $167-164=3$



شکل ۲-۱. نمودار T-Q برای بویلر بازیافت حرارت ۲۲ نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر در زمان اندازه گیری



شکل ۲-۱۱. تغییرات دمای دود و بخار درون بویلر بازیافت حرارت



شکل ۲-۱۲. تغییرات دمای دود و بخار درون بویلر بازیافت حرارت

با مقایسه مقادیر Pinch Point و Approach Point به دست آمده برای مسیره های فشار متوسط و فشارقوی بویلرهای بازیافت حرارت نیروگاه مورد نظر با مقادیر مناسب، شرایط کارکرد بویلرهای بازیافت حرارت این نیروگاه در زمان اندازه گیری نسبتاً مناسب ارزیابی گردید.

نتایج تحلیل انرژی تیک و اگزرژی تیک المانهای واحد بخار نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر مربوط به دو واحد سیکل ترکیبی در روزهای اندازه گیری در جدول ۲-۱۵ ارائه شده است.

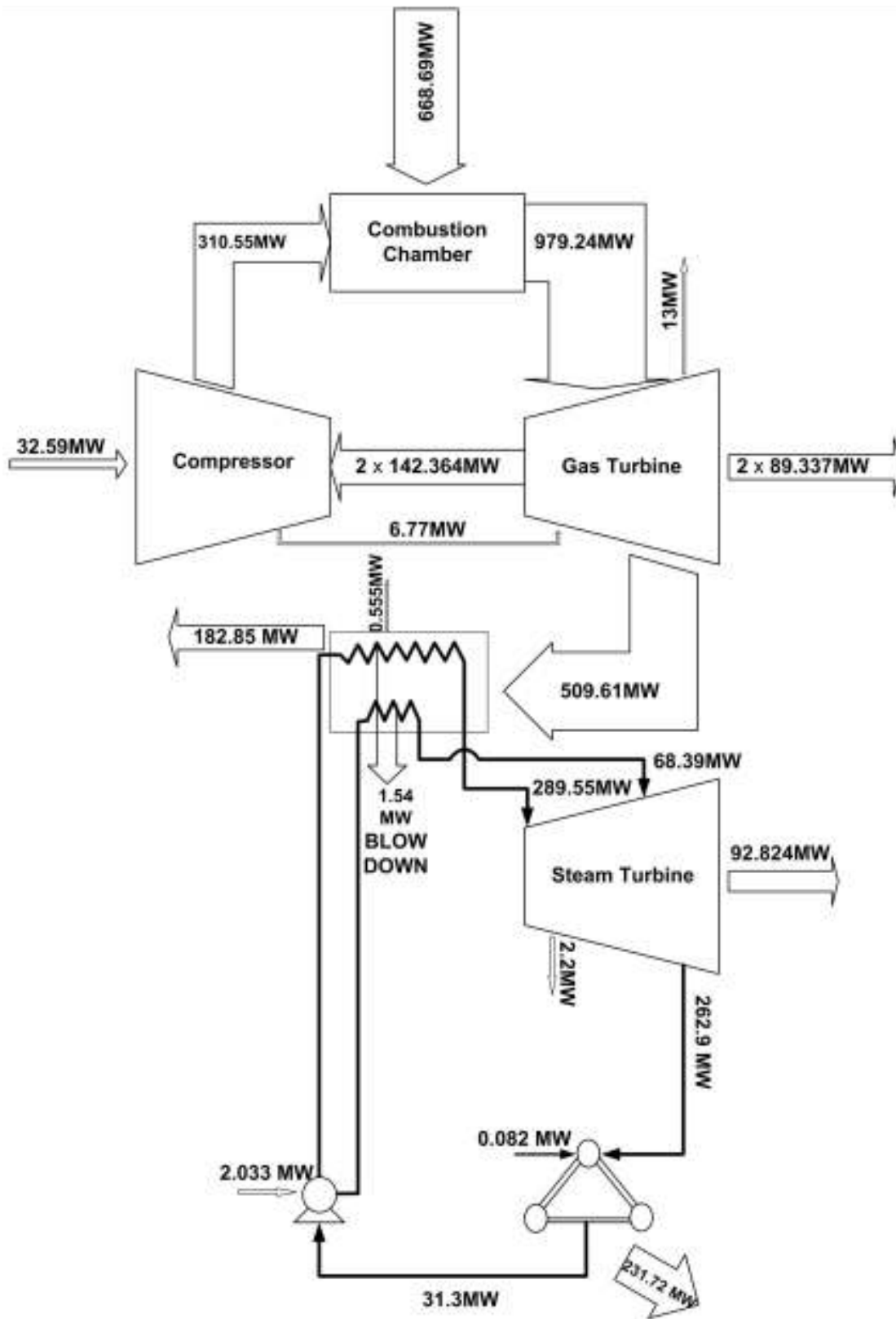
راندمانهای آیزنتروپیک و اگزرژی تیک پمپها شدیداً وابسته به شرایط دمایی قبل و بعد پمپ داشته، که به دلیل عدم ثبت دمای قبل از پمپهای کندانس و دمای بعد از پمپهای آب تغذیه در سیستم پایش نیروگاه، این راندمانها محاسبه نشده است.

جدول ۲-۱۵. نتایج تحلیل انرژی و انرژی المانهای بخش بخار در دو واحد سیکل ترکیبی مورد نظر در زمان اندازه گیری

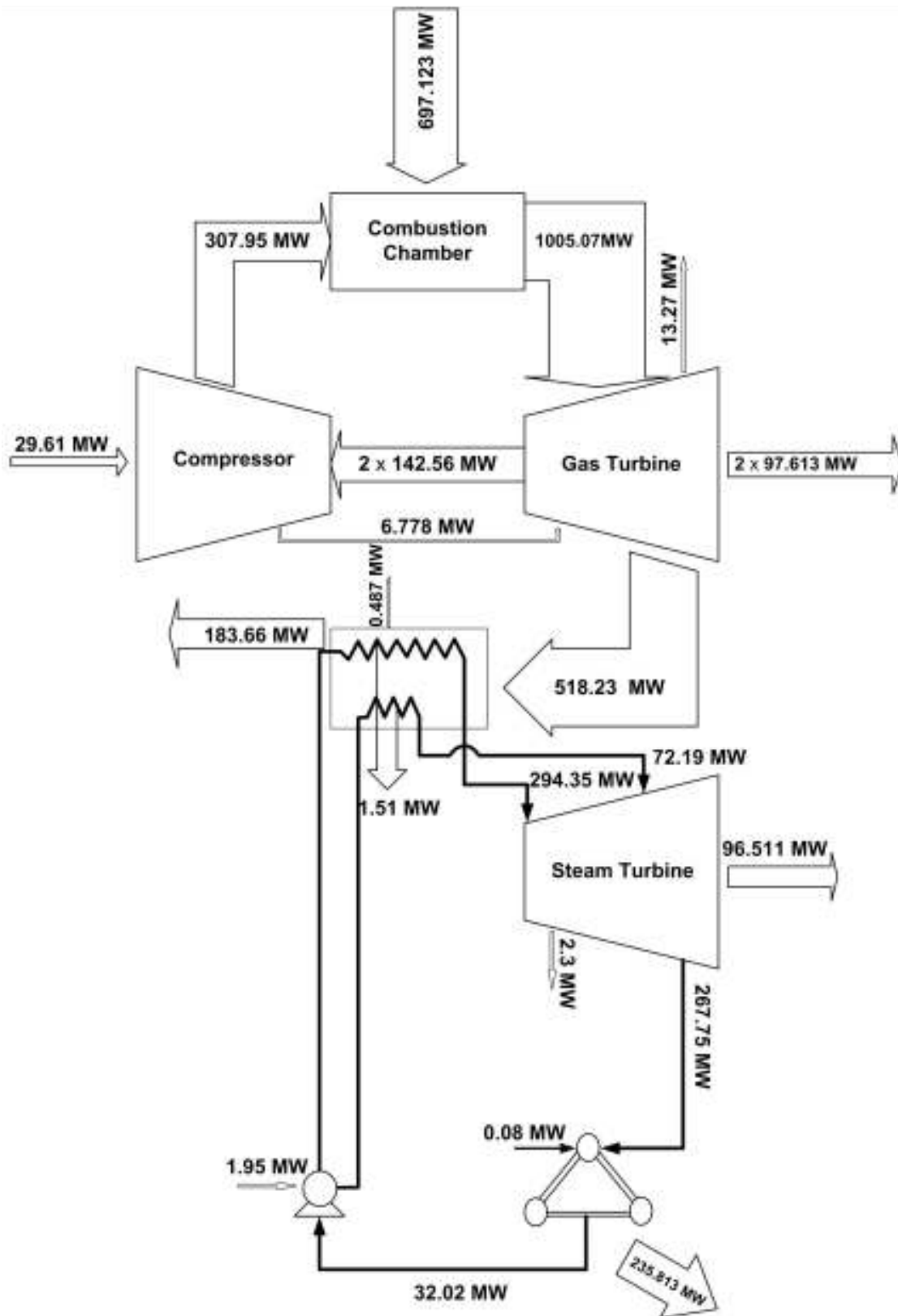
واحد ۲		واحد ۱		نتایج تحلیل انرژی و انرژی بویلر بازیافت حرارت
۰/۹۴۸۷		۰/۹۵۴۵		Effectivness
۷۰/۱۱		۷۰/۱۳		راندمان انرژی.٪
۷۶/۶۶		۷۶/۵۹		راندمان انرژی.٪
واحد ۲		واحد ۱		نتایج تحلیل انرژی و انرژی توربوژنراتور
۹۱/۲۵		۹۰/۱۶		راندمان آیزنتروپیک توربین بخار.٪
۹۲/۴۴		۹۱/۱۵		راندمان انرژی توربین بخار.٪
۹۸/۵۸		۹۴/۸۵		توان تولیدی توربین (مگا وات)
۹۷/۹		۹۷/۸۷		راندمان ژنراتور واحد بخار.٪
واحد ۲		واحد ۱		نتایج تحلیل انرژی و انرژی ACC
۰/۹۳۱		۰/۹۳۴		Effectivness
۲۳۵/۸۱		۲۳۱/۷۲		توان حرارتی مبادله شده با هوا(مگا وات)
۲۲۹۲/۶		۲۳۱۱/۹		توان الکتریکی مصرفی فنهای کندانسور (کیلو وات)
۱۳/۶۸۷		۱۵/۵۴۰		انرژی مبادله شده با هوا(مگا وات)
۲۵/۵۶		۲۴/۰۷		بازگشت ناپذیری(مگا وات)
واحد ۲		واحد ۱		نتایج تحلیل انرژی و انرژی پمپ کندانس
۶۳/۰۴		۵۹/۶۲		راندمان آیزوترمال.٪
۳۰۹/۴		۳۳۰/۷		توان مصرفی الکتروموتور(کیلو وات)
F.W.P.22	F.W.P.21	F.W.P.12	F.W.P.11	نتایج تحلیل انرژی و انرژی پمپ آب تغذیه
۶۵/۱۰	۶۱/۷۵	۶۴/۶۷	۶۱/۶۲	راندمان آیزوترمال.٪
۹۷۲/۲	۹۷۲/۱	۹۹۴/۸	۱۰۳۶/۹	توان مصرفی الکتروموتور(کیلو وات)

۲-۵-۱. مقایسه چرخه های توانی واحدهای گازی و سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر

چرخه ترکیبی برایتون / رانکین واحدهای سیکل ترکیبی نیروگاه حاضر در زمان اندازه گیری با سوخت گازی طبیعی به همراه مقادیر کمی جریانهای انرژی در بخشهای مختلف نیروگاه براساس نتایج حاصل از نرم افزار به ترتیب در شکل ۲-۱۳ و شکل ۲-۱۴ نمایش داده شده است.



شکل ۲-۱۳. چرخه ترکیبی برای تون / رانکین واحد ۱ سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در زمان اندازه گیری

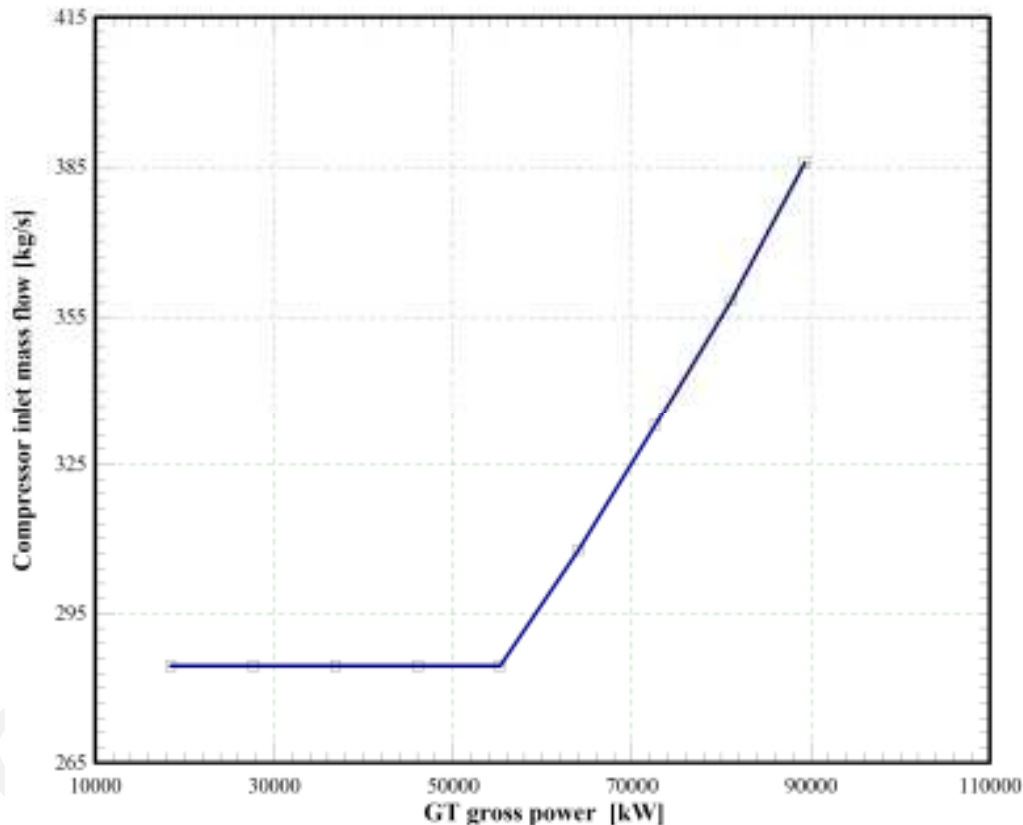


شکل ۲-۱۴. چرخه ترکیبی برای تون / رانکین واحد ۲ سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در زمان اندازه گیری

۲-۵-۲. بررسی تغییرات بار بر راندمان بر اساس نتایج اندازه گیری

برای بررسی تأثیر تغییرات بار بر وضعیت نیروگاه از نقطه نظر مصرف انرژی، آنالیز گازهای خروجی دودکش توربینهای گازی واحد ۱ سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در بارهای مختلف انجام گرفته که با داشتن میزان هوای ورودی و نوشتن موازنه کربن براساس آنالیز دود انجام گرفته، میزان سوخت مصرفی نیروگاه محاسبه می گردد. با مشخص شدن میزان مصرف سوخت، می توان تاثیر ضریب بار را بر راندمان واحدهای گازی و کل سیکل ترکیبی مورد بررسی قرار داد.

با استفاده از نمودار تغییرات میزان هوای ورودی به کمپرسور براساس توان تولیدی واحدهای گازی مدول ۱ سیکل ترکیبی این نیروگاه، براساس نتایج شبیه سازی انجام گرفته (شکل ۲-۱۵) دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور در بارهای اندازه گیری شده تعیین می گردد.



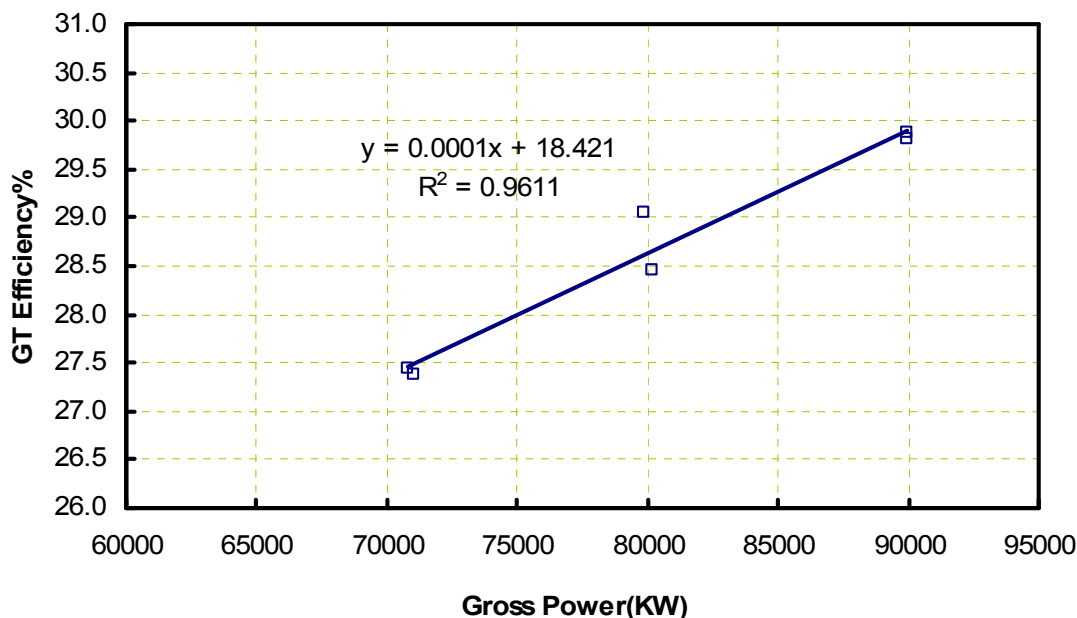
شکل ۲-۱۵. نمودار تغییرات میزان هوای ورودی به کمپرسور براساس توان تولیدی واحدهای گازی مدول ۱ سیکل ترکیبی نیروگاه

براساس آنالیز دود انجام گرفته برای دو واحد گازی GT11 و GT12 و نوشتن موازنه کربن برای هر واحد گازی، مصرف سوخت هر واحد محاسبه گردید که نتایج حاصل در بارهای مختلف در جدول ۲-۱۶ ارائه شده است.

جدول ۲-۱۶. نتایج محاسبه مصرف سوخت و راندمان برای دو واحد گازی GT11 و GT12 در بارهای مختلف

واحد گازی GT12			واحد گازی GT11			نام واحد
۷۰۸۰۰	۷۹۸۵۰	۸۹۹۴۰	۷۱۰۳۰	۸۰۱۵۰	۸۹۹۶۰	توان ناخالص تولیدی (کیلووات)
۳۲۸	۳۵۵	۳۸۵	۳۲۸	۳۵۵	۳۸۵	دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور (کیلوگرم بر ثانیه)
۶/۶۳	۶/۲۱	۵/۶۸	۶/۶۴	۶/۰۶	۵/۷۱	میزان مصرف سوخت محاسبه شده (کیلوگرم بر ثانیه)
۵/۷۸	۵/۲۳	۴/۸۵	۵/۸۳	۵/۳۷	۴/۹۲	میزان مصرف سوخت پایش (کیلوگرم بر ثانیه)
-۱۵	-۱۸	-۱۷	-۱۴	-۱۳	-۱۶	درصد اختلاف
۲۹/۸۸	۲۸/۴۵	۲۷/۴۴	۲۹/۸۲	۲۹/۰۴	۲۷/۳۹	راندمان واحدهای گازی براساس سوخت محاسبه شده

بر مبنای نتایج حاصل از محاسبه مصرف سوخت در بارهای مختلف برای واحدهای گازی ۱ و ۲ نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر، نمودار تغییرات راندمان با توان ناخالص تولیدی در شکل ۲-۱۶ نشان داده شده است.



شکل ۲-۱۶. نمودار تغییرات راندمان واحدهای گازی GT11 و GT12 گازی نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر با توان ناخالص تولیدی

۶-۲. بررسی وضعیت واحد تصفیه آب

این واحد شامل سه بخش تصفیه مقدماتی آب، اسمز معکوس و واحد تبادل یون^۱ می باشد. عملیاتی که در تصفیه مقدماتی آب انجام می گیرد شامل کلاریفایر^۲، فیلترهای ته نشینی^۳، مخزن جمع آوری آب فیلتر شده^۴، فیلترهای کارتریج^۵، سیستمهای تغذیه مواد شیمیایی^۶ و سیستمهای تنظیم مواد شیمیایی اسمز معکوس^۷ می باشد.

بر اساس نتایج اندازه گیریهای انجام شده حدود ۲۵٪ آب خروجی از واحد اسمز معکوس برای آب آشامیدنی استفاده می شود و ۷۵٪ از آن به همراه آب برگشتی از واحد بخار وارد بخش تعویض یونی (واحد تولید آب دمین) می شود. این بخش از بسترهای آنیونی، کاتیونی و مخلوط تشکیل شده است. آب دمین تولیدی پس از این مرحله در تانکهای ذخیره دمین ذخیره شده و سپس به نیروگاه بخار فرستاده می شود.

لازم به ذکر است مصرف کنندگان آب دمین شامل مصرف داخلی واحد جهت احیاء رزینها و مصرف جزئی آزمایشگاه بوده و تقریباً همه تولید این واحد برای واحد بخاری نیروگاه ارسال می گردد. اطلاعات اندازه گیری دبی آب ورودی و خروجی واحد اسمز معکوس و دبی آب دمین تولیدی در واحد تعویض یونی در جدول ۲-۱۷ ارائه شده است.

جدول ۲-۱۷. نتایج اندازه گیری دبی آب در نقاط مختلف واحد تصفیه آب

Location	Measurement	
	m ³ /h	Ton/h
RO Inlet Water	45.08	44.9
RO Outlet Water	42.18	42.05
Ion Exchange Unit Outflow	30.56	30.45

بر اساس نتایج اندازه گیری، متوسط توان مصرفی این واحد در حدود ۱۱۲ کیلووات بوده است و تغییرات توان، کمتر از ۱۰ کیلووات می باشد که ناشی از در مدار آمدن و یا خارج شدن تجهیزات این واحد (مانند پمپها) است.

^۱ . Ion Exchanger

^۲ . Clarifier

^۳ . Gravity Filters

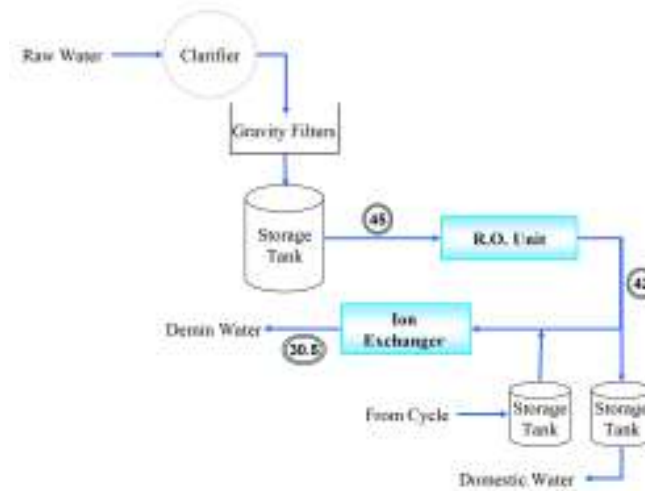
^۴ . Filtered Water Clearwell

^۵ . Cartridge filter

^۶ . Chemical feed Systems

^۷ . R.O. Chemical dosing systems

شماتیک مراحل تصفیه آب در نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر در شکل ۲-۱۷ نشان داده شده است.



شکل ۲-۱۷. شماتیک مراحل تصفیه آب در نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر

با توجه به اینکه عمده برق مصرفی واحد تصفیه آب مربوط به اسمز معکوس بوده (مصرف ویژه برق در تصفیه آب به روش تعویض یونی در مقایسه با مصرف ویژه روش اسمز معکوس بسیار پایین می باشد). جهت محاسبه مصرف ویژه برق واحد تصفیه آب نیروگاه به صورت زیر به دست می آید:

$$\text{مصرف ویژه انرژی الکتریکی} = \frac{112KW}{42Ton/hr} = 2.66 \frac{KWh}{Ton}$$

فصل سوم

شناسایی عوامل تأثیر گذار بر عملکرد سیکل

و بررسی تأثیر آنها

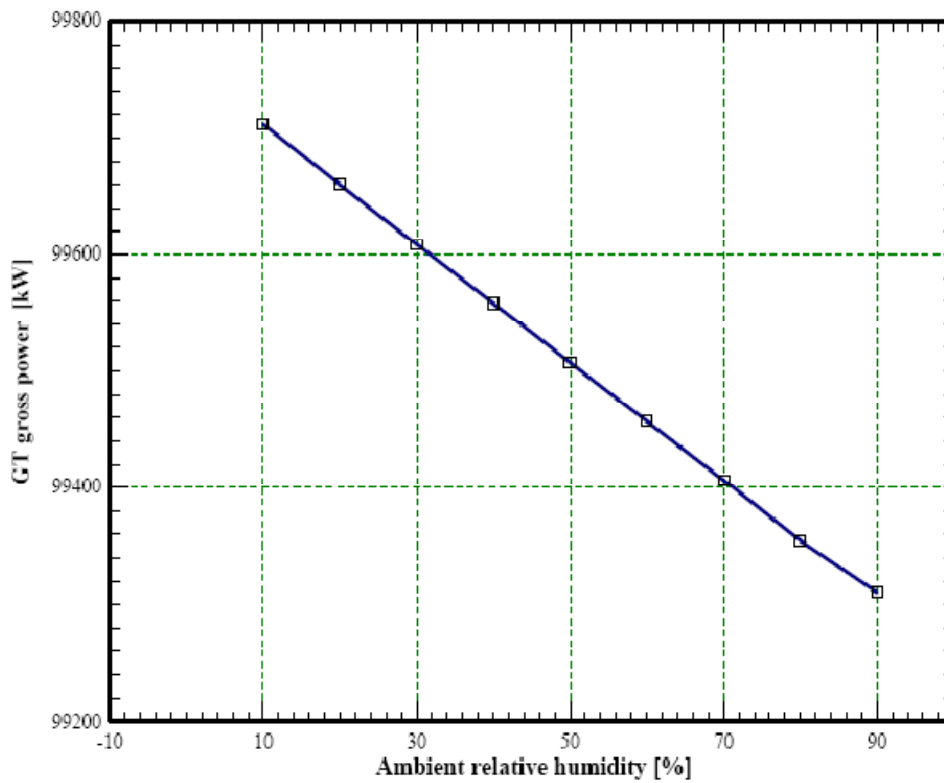
در این فصل از گزارش، به شناسایی عوامل تأثیر گذار بر عملکرد سیکل پرداخته می‌شود و سپس تأثیر آنها بر راندمان واحد گازی، بخار و سیکل ترکیبی بررسی می‌شود. بطور کلی عوامل تأثیر گذار بر عملکرد سیکل را می‌توان به عواملی مانند رطوبت هوا، دما و فشار محیط، افت فشار در مسیر هوای ورودی به کمپرسور، افت فشار در مسیر خروجی گازهای حاصل از احتراق (مجموع افت فشار در خروجی توربین گازی و بویلر باز یافت حرارت)، ضریب بار و همچنین عوامل دیگری مانند عمر نیروگاه خلاصه نمود [۸،۹]. به منظور بررسی تأثیر عوامل ذکر شده بر عملکرد سیکل از منو Multiple Runs در نرم افزار GT MASTER استفاده می‌شود، بدین صورت که با تغییر عوامل ذکر شده در سیکل شبیه سازی شده در حالت طراحی در نرم افزار GT MASTER و رسم نمودار، تأثیر این عوامل بر عملکرد سیکل مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۱-۳. بررسی تأثیر رطوبت هوا بر عملکرد سیکل

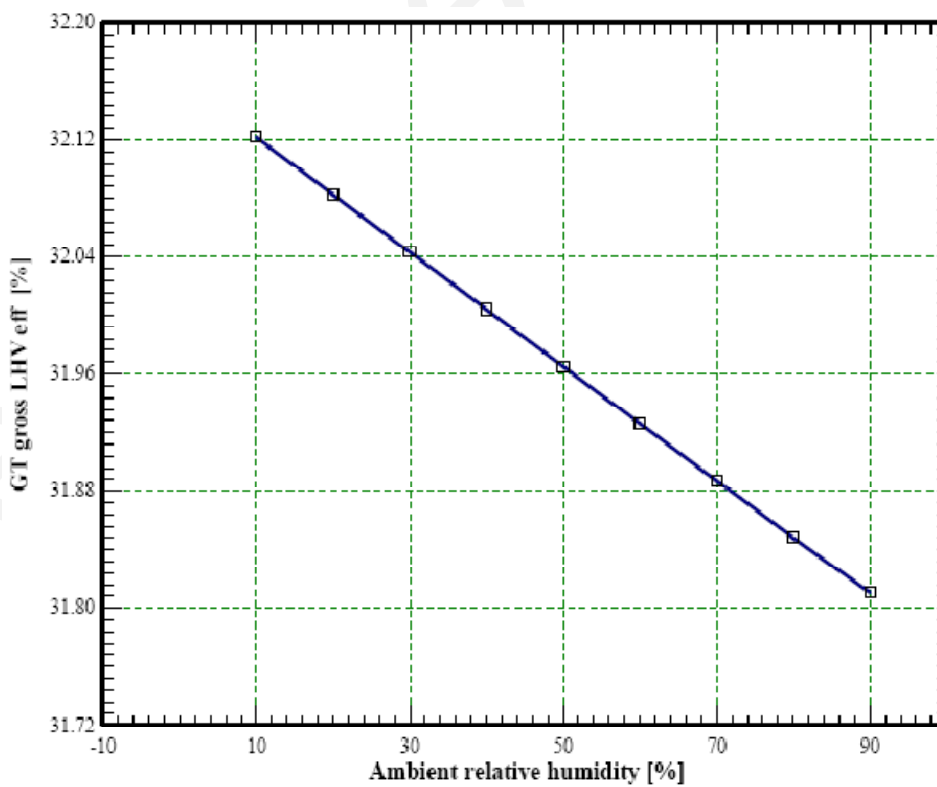
با توجه به تغییر رطوبت هوا در طول سال، تأثیر آن بر عملکرد توربین گازی بررسی می‌شود. بدین منظور در فصول مختلف سال، در Multiple Runs رطوبت هوا بین ۱۰٪ تا ۹۰٪ تغییر و سپس به تأثیر آن بر عملکرد سیکل پرداخته شده است.

در شکل ۱-۳ و شکل ۲-۳ تأثیر رطوبت هوا بر میزان توان ناخالص تولیدی و راندمان ناخالص واحد گازی نمایش داده شده است. چنانچه ملاحظه می‌شود با افزایش رطوبت میزان توان ناخالص تولیدی و راندمان واحد گازی کاهش می‌یابد. البته میزان کاهش در توان ناخالص تولیدی واحد گازی نسبت به بیشینه آن در رطوبت ۱۰٪، حدود ۰/۴٪ می‌باشد و میزان کاهش در راندمان واحد گازی ۰/۳۱٪ می‌باشد.

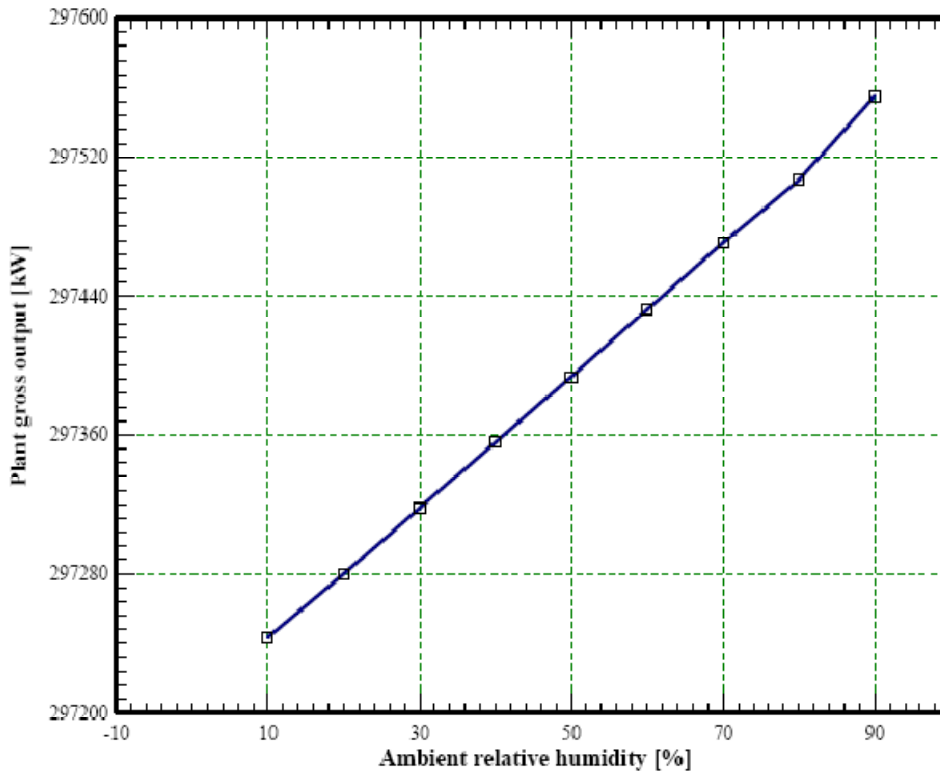
در شکل ۳-۳ و شکل ۴-۳ تأثیر میزان رطوبت بر توان ناخالص و راندمان سیکل ترکیبی نمایش داده شده است. ملاحظه می‌شود با افزایش رطوبت از ۱۰٪ تا ۹۰٪ توان ناخالص سیکل ترکیبی حدود ۰/۳ مگاوات (۰/۱٪) افزایش می‌یابد و این درحالیست که راندمان سیکل به میزان ۰/۲۲٪ کاهش می‌یابد.



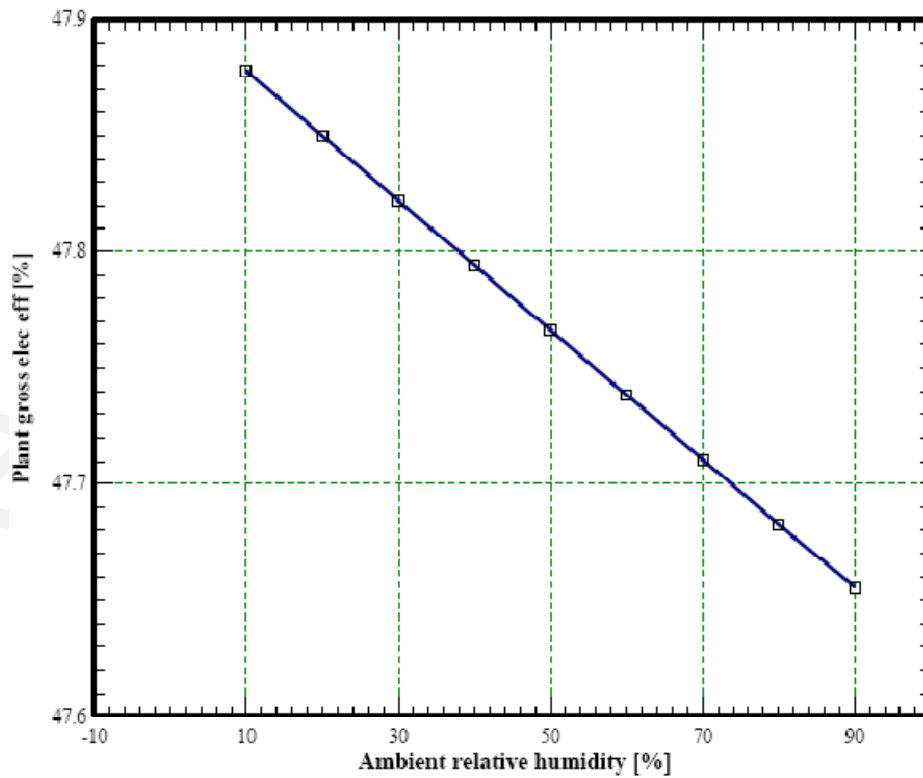
شکل ۳-۱. تأثیر رطوبت هوا بر توان ناخالص تولیدی واحد گازی



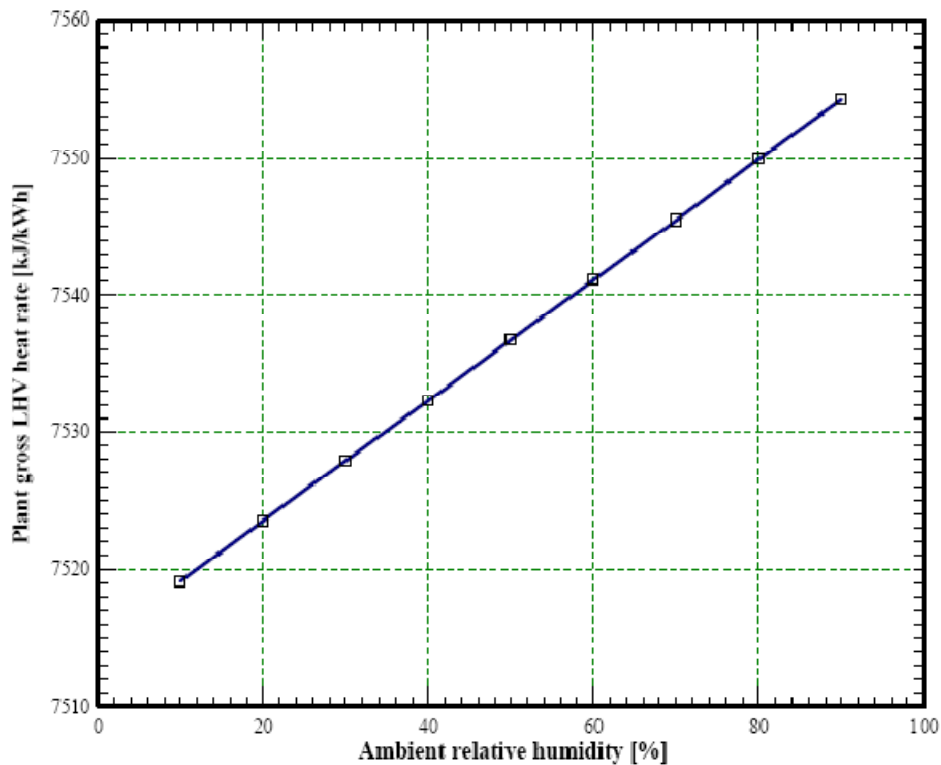
شکل ۳-۲. تأثیر رطوبت هوا بر راندمان ناخالص واحد گازی



شکل ۳-۳. تأثیر رطوبت هوا بر توان ناخالص سیکل ترکیبی



شکل ۳-۴. تأثیر رطوبت هوا بر راندمان سیکل ترکیبی



شکل ۳-۵. تأثیر رطوبت هوا بر Heat Rate سیکل ترکیبی

۲-۳. بررسی تأثیر دمای هوا بر عملکرد سیکل

به منظور بررسی تأثیر دمای هوا بر عملکرد سیکل، دمای هوا از ۱۲- تا ۴۵ درجه سانتیگراد تغییر داده شده و تأثیر آن بر عملکرد سیکل بررسی شده است.

همانطور که در شکل ۳-۶ و شکل ۳-۷ ملاحظه می شود با افزایش دما از ۱۲- تا ۴۵ درجه سانتیگراد میزان توان ناخالص تولیدی واحد گازی حدود ۳۵٪ و راندمان آن حدود ۴/۵۷٪ کاهش می یابد.

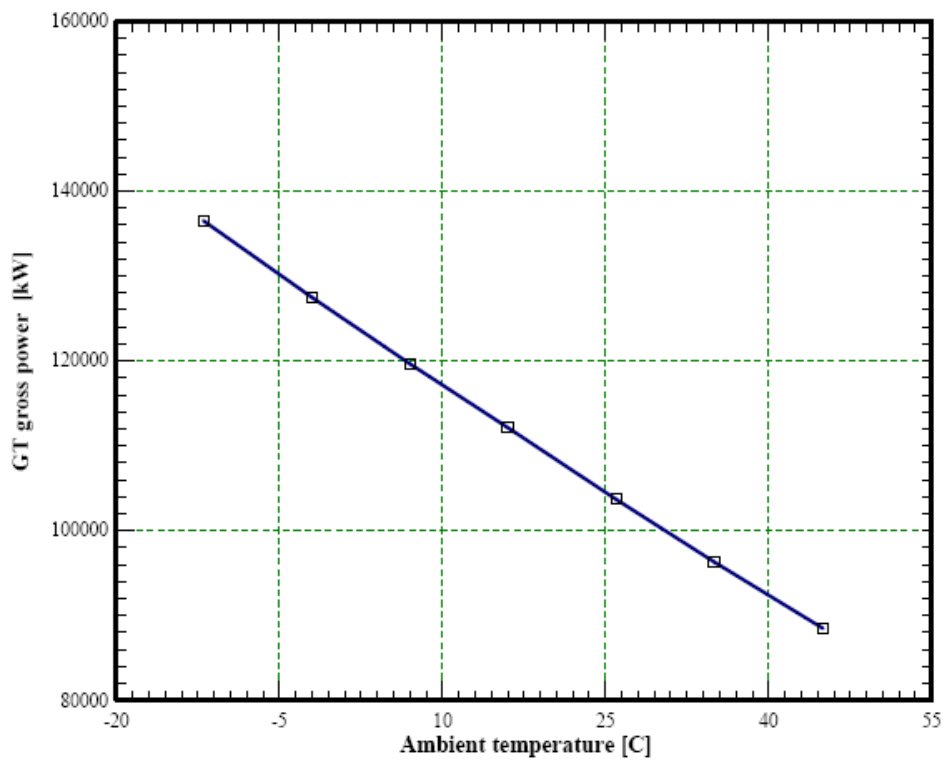
در شکل ۳-۸ به بررسی تأثیر افزایش دما بر توان ناخالص سیکل ترکیبی پرداخته شده است. چنانچه ملاحظه

می شود با افزایش دما توان ناخالص تولیدی نیروگاه حدود ۲۹٪ کاهش می یابد. در شکل ۳-۹ ملاحظه می شود که

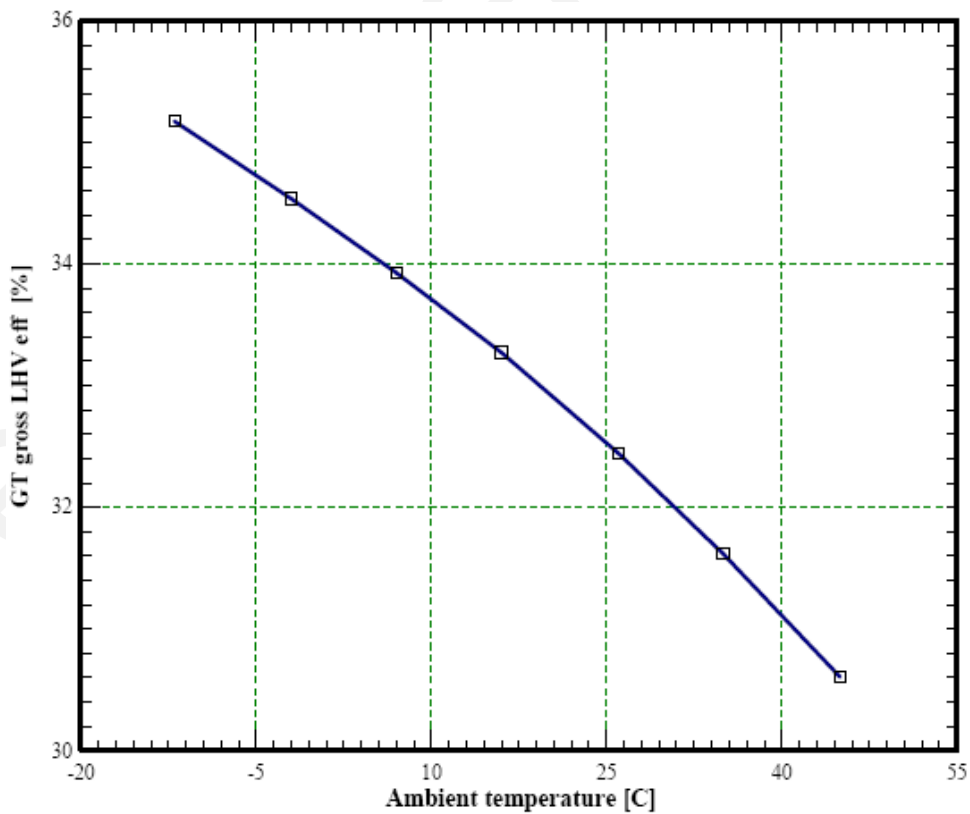
با افزایش دمای محیط، راندمان سیکل ترکیبی کاهش می یابد و البته سرعت کاهش آن در دماهای بالاتر افزایش

می یابد. در شکل ۳-۱۰ تأثیر دمای محیط بر Heat Rate سیکل ترکیبی نمایش داده شده است. چنانچه

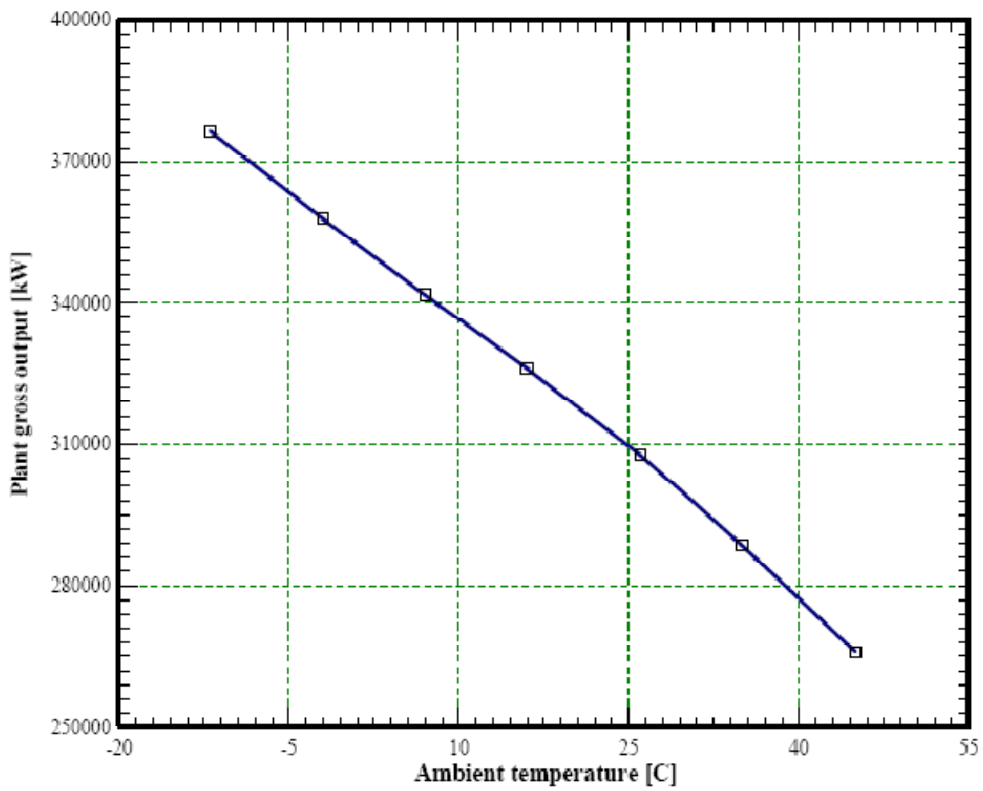
ملاحظه می شود با افزایش دما، Heat Rate نیز افزایش می یابد.



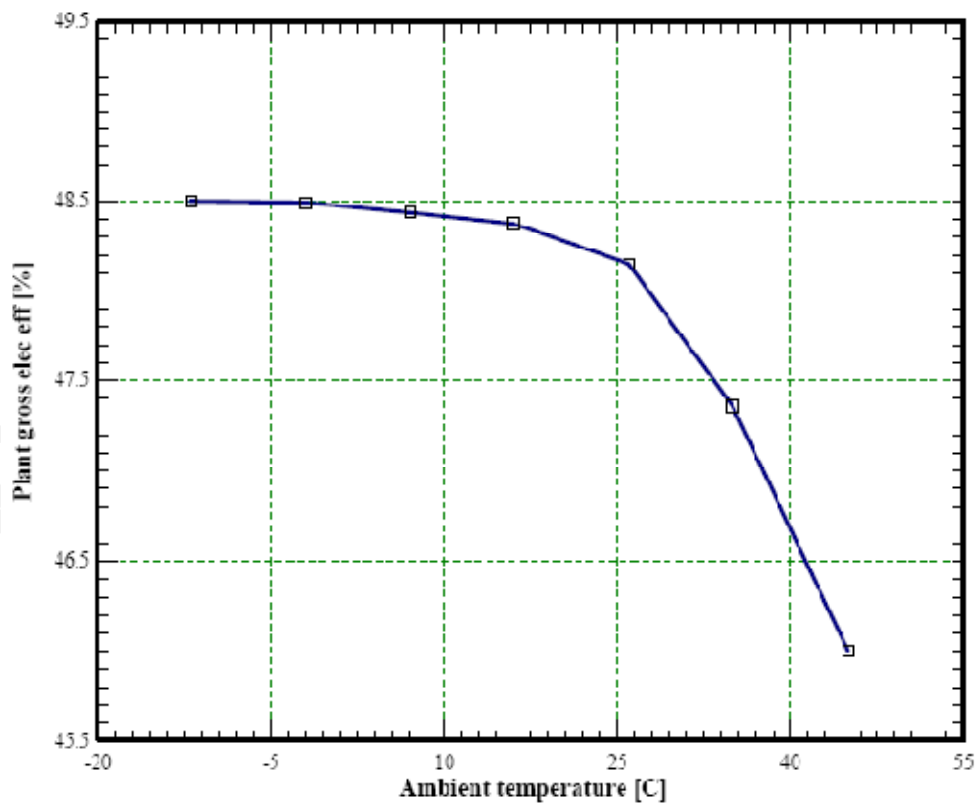
شکل ۳-۶. تأثیر دمای محیط بر توان ناخالص تولیدی واحد گازی



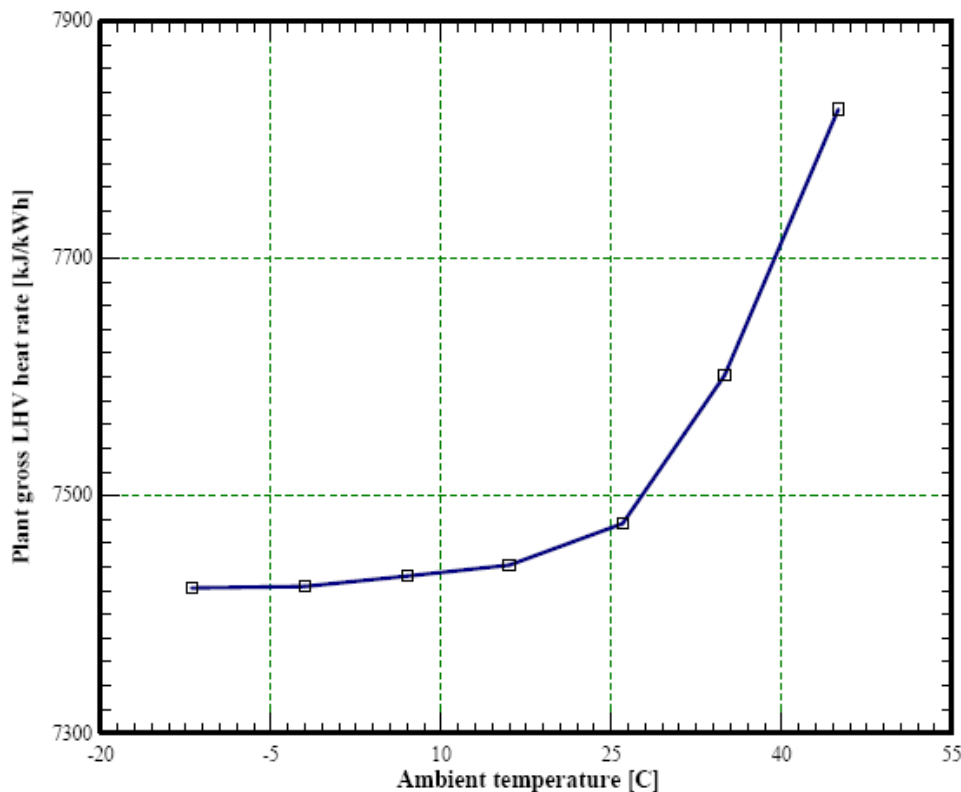
شکل ۳-۷. تأثیر دمای محیط بر راندمان ناخالص واحد گازی



شکل ۳-۸. تأثیر دمای محیط بر توان ناخالص تولیدی سیکل ترکیبی



شکل ۳-۹. تأثیر دمای محیط بر راندمان ناخالص سیکل ترکیبی



شکل ۳-۱۰. تأثیر دمای محیط بر Heat Rate سیکل ترکیبی

۳-۳. بررسی تأثیر افت فشار در ورودی هوا، بر عملکرد سیکل

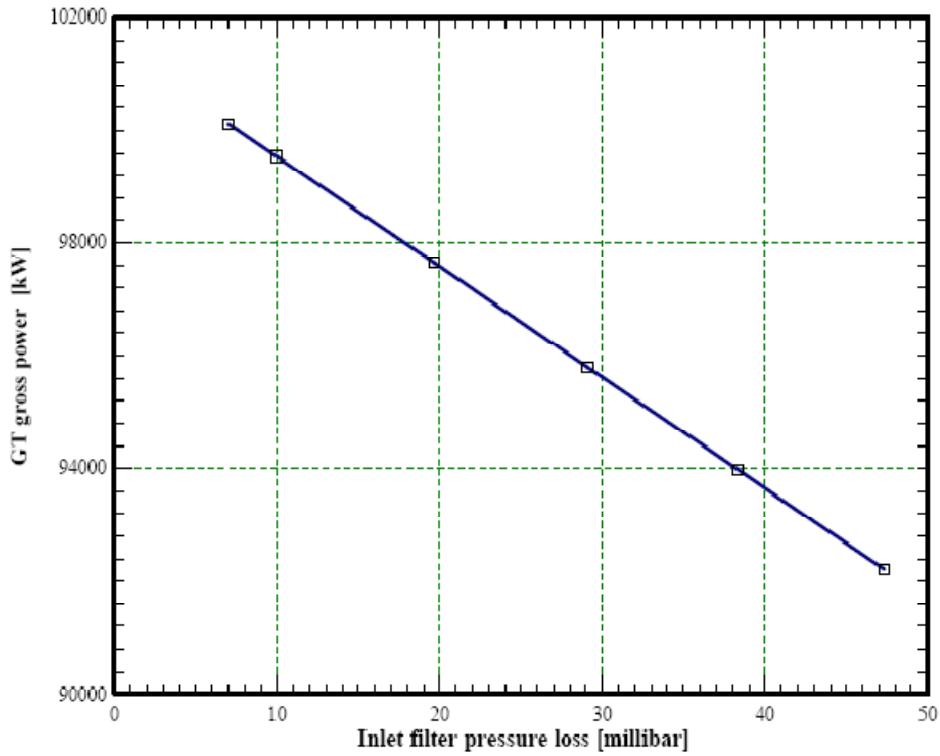
در این قسمت به بررسی تأثیر افت فشار در ورودی هوا به کمپرسور بر عملکرد سیکل پرداخته شده است. افت فشار در حالت استاندارد در ورودی واحد گازی ۹/۹۶ میلی بار می باشد که شامل افت فشار در فیلتر و مسیر ورود هوا به کمپرسور می باشد. به منظور بررسی تأثیر افت فشار بر عملکرد سیکل، افت فشار از ۷ تا ۵۶/۰۹ میلی بار تغییر داده شده است.

در شکل ۳-۱۱ و شکل ۳-۱۲ تغییرات تولید ناخالص و راندمان ناخالص واحد گازی بر حسب افت فشار در ورودی نمایش داده شده است. ملاحظه می شود که با افزایش ضریب افت فشار در ورودی از ۷ تا ۵۶/۰۹ میلی بار، میزان تولید ناخالص واحد گازی حدود ۹/۶٪ و راندمان ناخالص واحد گازی حدود ۱/۳۲٪ کاهش می یابد.

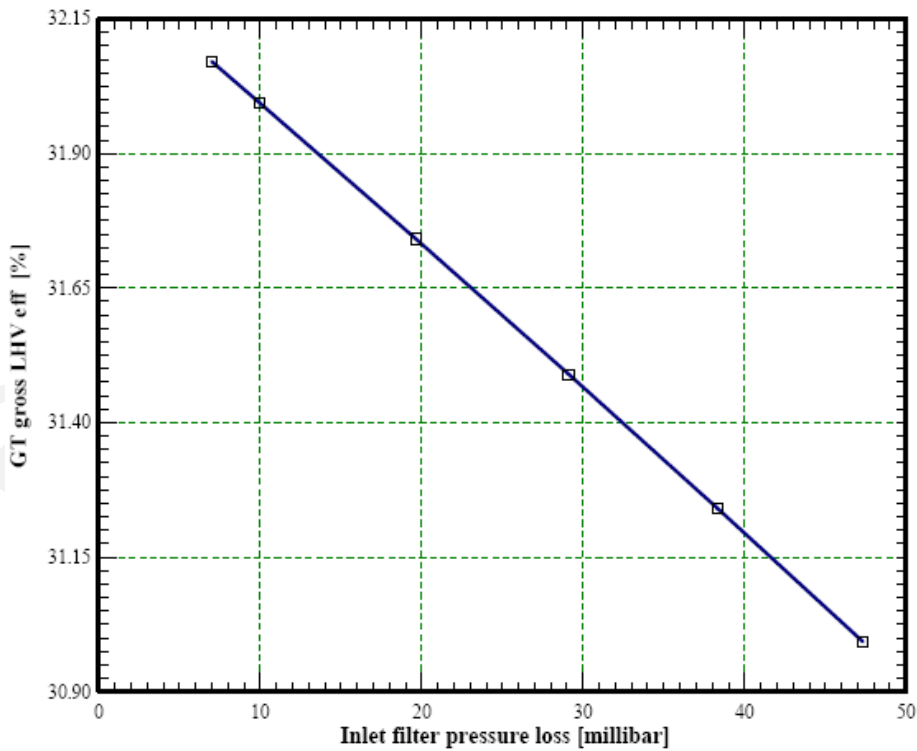
در شکل ۳-۱۳ و شکل ۳-۱۴ تأثیر میزان افت فشار بر تولید ناخالص و راندمان ناخالص سیکل ترکیبی نمایش داده شده است. ملاحظه می شود که با افزایش افت فشار از ۷ تا ۵۶/۰۹ میلی بار، میزان تولید ناخالص سیکل ترکیبی حدود ۲۱ مگا وات یا ۷/۱۸٪ کاهش می یابد و راندمان سیکل ترکیبی حدود ۰/۷۴٪ کاهش می یابد.

با توجه به مطالب گفته شده اهمیت تعمیر و نگهداری در مسیر ورود هوا به کمپرسور بیشتر مشخص می شود. چنانچه به طریقی افت فشار در ورودی از ۹/۹۶ میلی بار به ۷ میلی بار کاهش یابد، میزان تولید ناخالص واحد

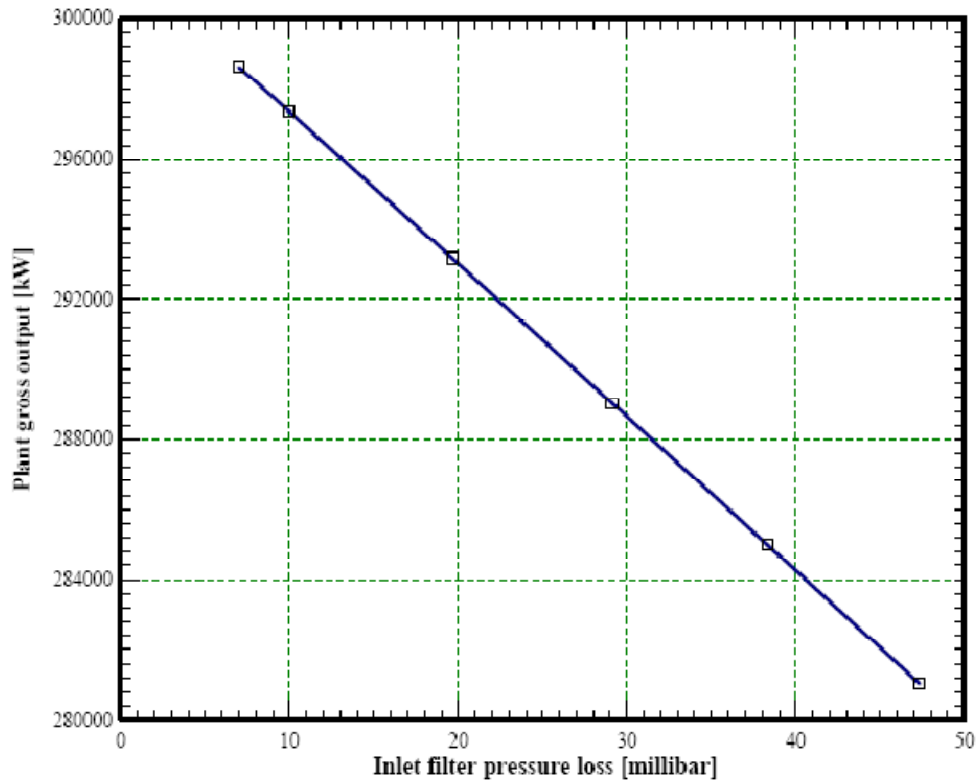
گازی حدود ۰/۵۸ مگا وات و تولید ناخالص سیکل ترکیبی حدود ۱/۲۵ مگاوات افزایش می یابد.



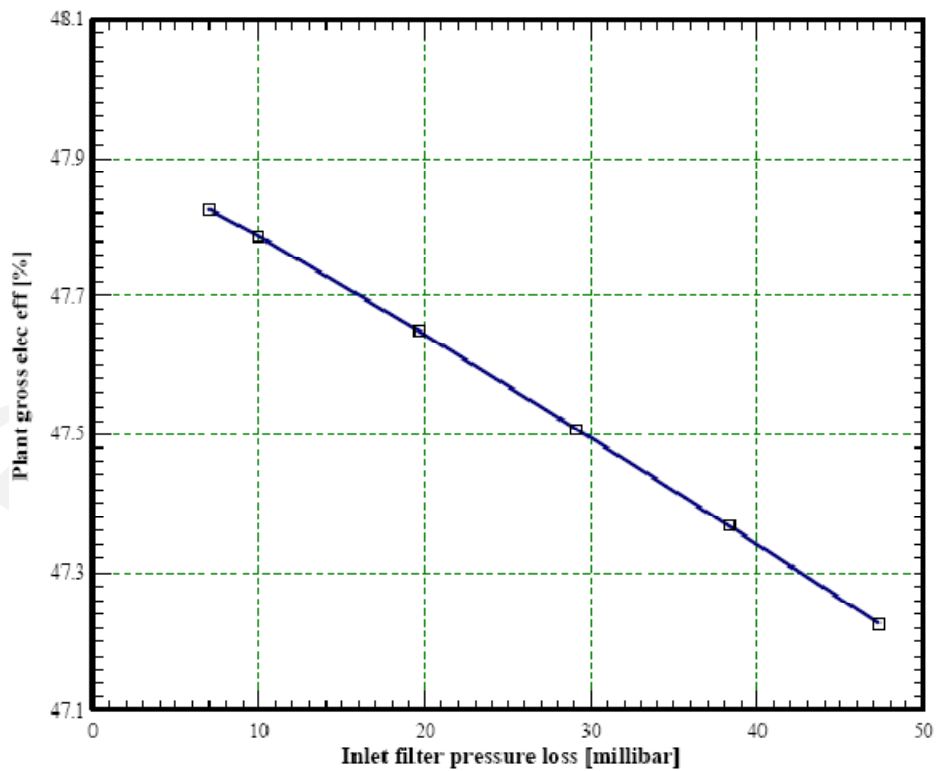
شکل ۳-۱۱. تأثیر افت فشار ورودی هوا به سیکل بر تولید ناخالص واحد گازی



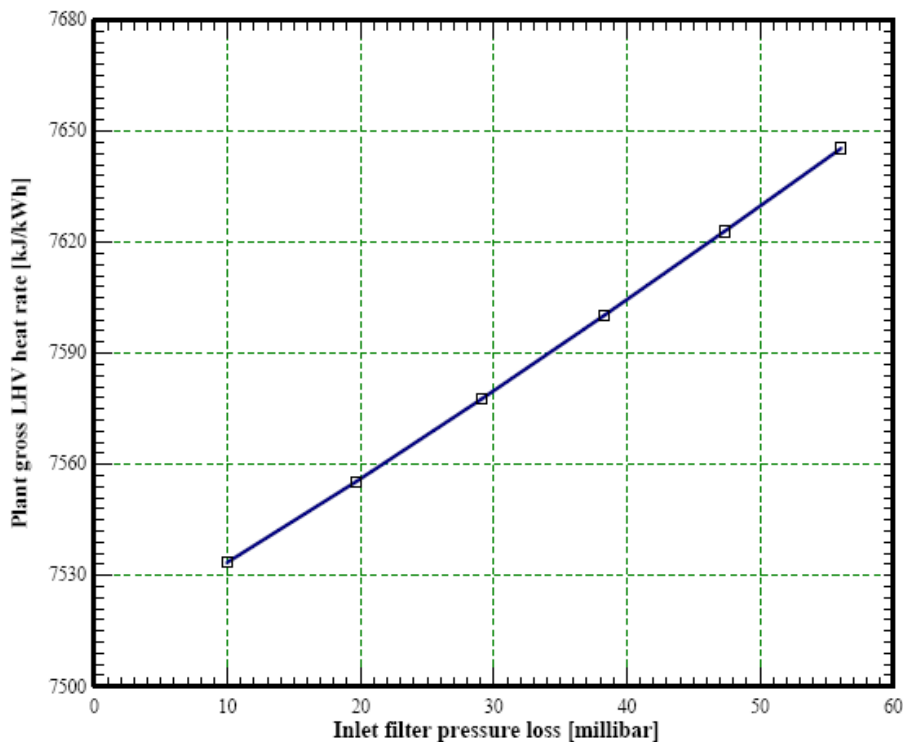
شکل ۳-۱۲. تأثیر افت فشار ورودی هوا به سیکل بر راندمان ناخالص واحد گازی



شکل ۳-۱۳. تأثیر افت فشار ورودی هوا به سیکل بر تولید ناخالص سیکل ترکیبی



شکل ۳-۱۴. تأثیر افت فشار ورودی هوا به سیکل بر راندمان ناخالص سیکل ترکیبی



شکل ۳-۱۵. تأثیر افت فشار ورودی هوا به سیکل بر Heat Rate سیکل ترکیبی

۳-۴. بررسی تأثیر افت فشار در مسیر خروجی گازهای حاصل از احتراق، بر عملکرد سیکل

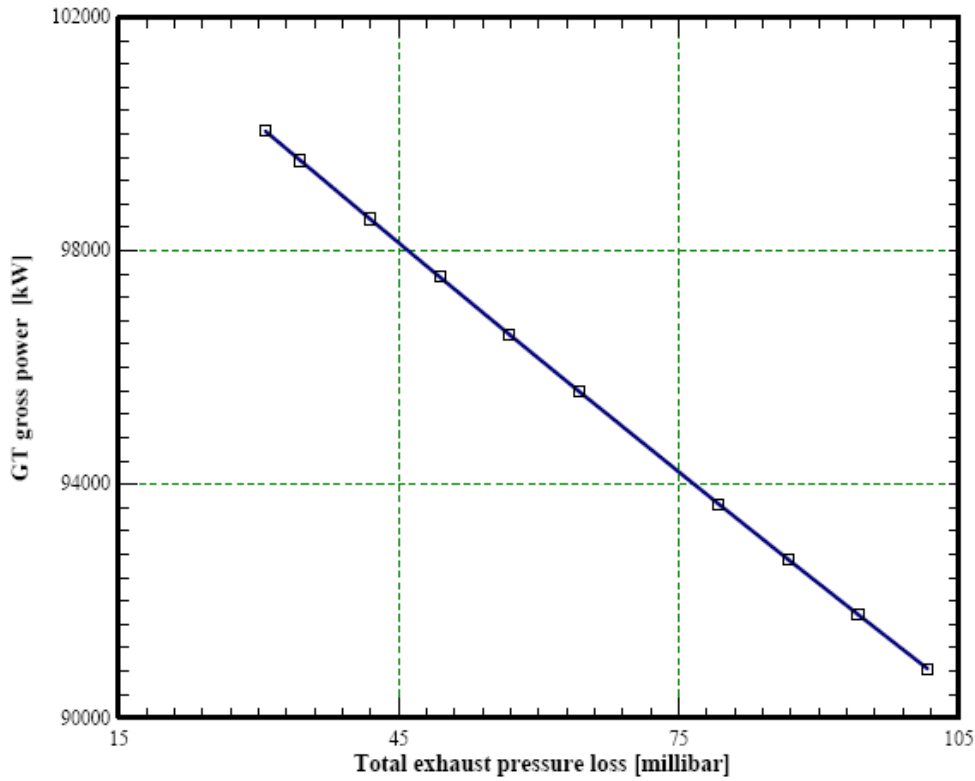
در این قسمت به بررسی تأثیر افت فشار در مسیر خروجی گازهای حاصل از احتراق بر عملکرد سیکل پرداخته شده است. افت فشار در حالت استاندارد در مسیر خروجی گازهای حاصل از احتراق ۳۴/۴۷ میلی بار می باشد که شامل افت فشار در مسیر خروجی توربین گازی، بویلر بازیافت حرارت و افت فشار در دودکش می باشد. به منظور بررسی تأثیر افت فشار بر عملکرد سیکل، افت فشار خروجی از ۳۰/۷۴ تا ۱۰/۱۷ میلی بار تغییر داده شده است.

در شکل ۳-۱۶ و شکل ۳-۱۷ تغییرات تولید ناخالص و راندمان ناخالص واحد گازی بر حسب افت فشار در مسیر خروجی گازهای حاصل از احتراق نمایش داده شده است. ملاحظه می شود که با افزایش افت فشار در ورودی از ۳۰/۷۴ تا ۱۰/۱۷ میلی بار، میزان تولید ناخالص واحد گازی حدود ۹/۲٪ و راندمان ناخالص واحد گازی حدود ۲/۰۷٪ کاهش می یابد.

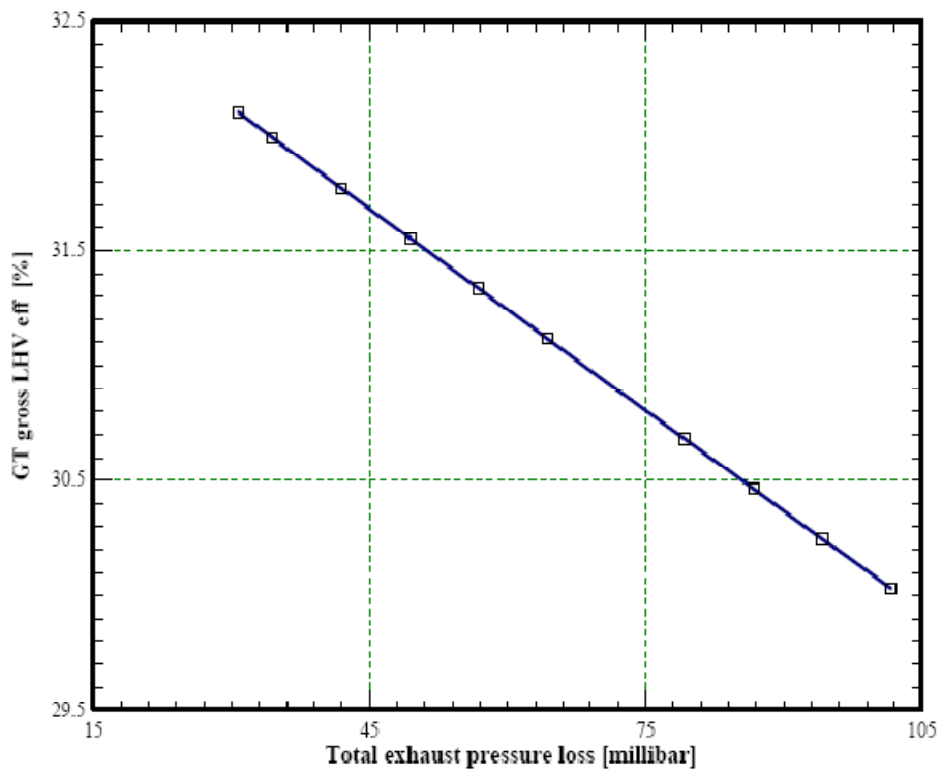
در شکل ۳-۱۸ و شکل ۳-۱۹ تأثیر میزان افت فشار خروجی بر تولید ناخالص و راندمان ناخالص سیکل ترکیبی نمایش داده شده است. ملاحظه می شود که با افزایش افت فشار از ۳۰/۷۴ تا ۱۰/۱۷ میلی بار، میزان تولید ناخالص سیکل ترکیبی حدود ۱۸ مگا وات یا ۶/۰۹٪ کاهش می یابد و راندمان سیکل ترکیبی حدود ۱۰/۵۶٪ کاهش می یابد.

با توجه به مطالب گفته شده اهمیت تعمیر و نگهداری در مسیر خروجی گازهای حاصل از احتراق بیشتر

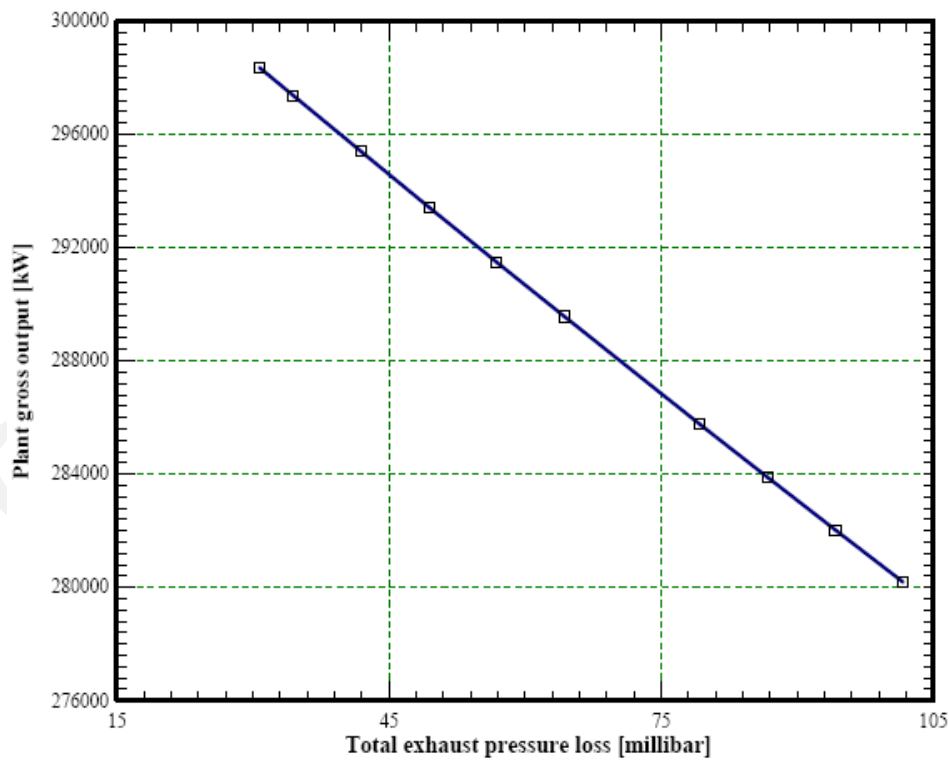
مشخص می شود. چنانچه به طریقی افت فشار در مسیر خروجی گازهای حاصل از احتراق نسبت به حالت استاندارد ۳/۷۳ میلی بار کاهش یابد میزان تولید ناخالص واحد گازی حدود ۰/۵ مگا وات و تولید ناخالص سیکل ترکیبی حدود ۱ مگاوات افزایش می یابد.



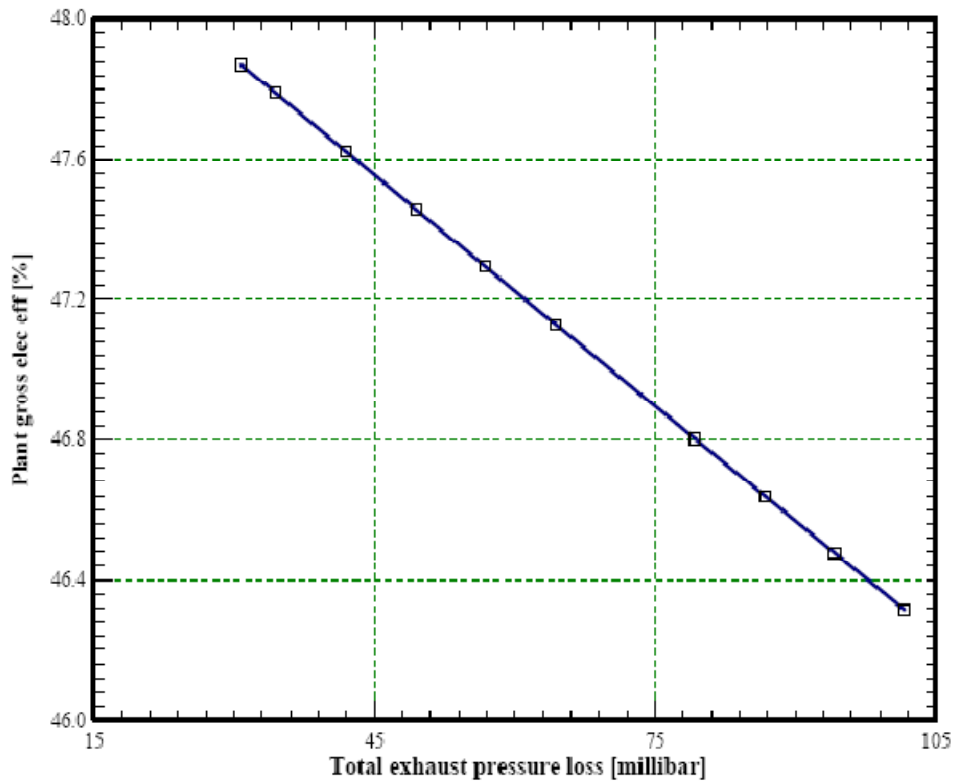
شکل ۳-۱۶. تأثیر افت فشار در مسیر خروجی گازهای حاصل از احتراق بر تولید ناخالص واحد گازی



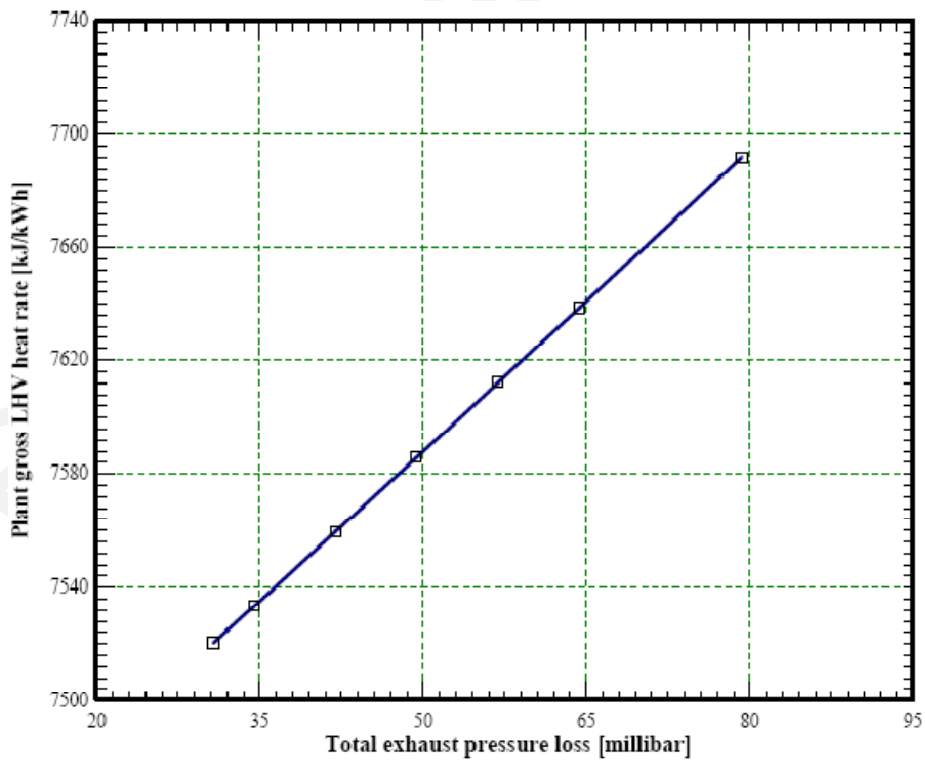
شکل ۳-۱۷. تأثیر افت فشار در مسیر خروجی گازهای حاصل از احتراق بر راندمان ناخالص واحد گازی



شکل ۳-۱۸. تأثیر افت فشار در مسیر خروجی گازهای حاصل از احتراق بر تولید ناخالص سیکل ترکیبی



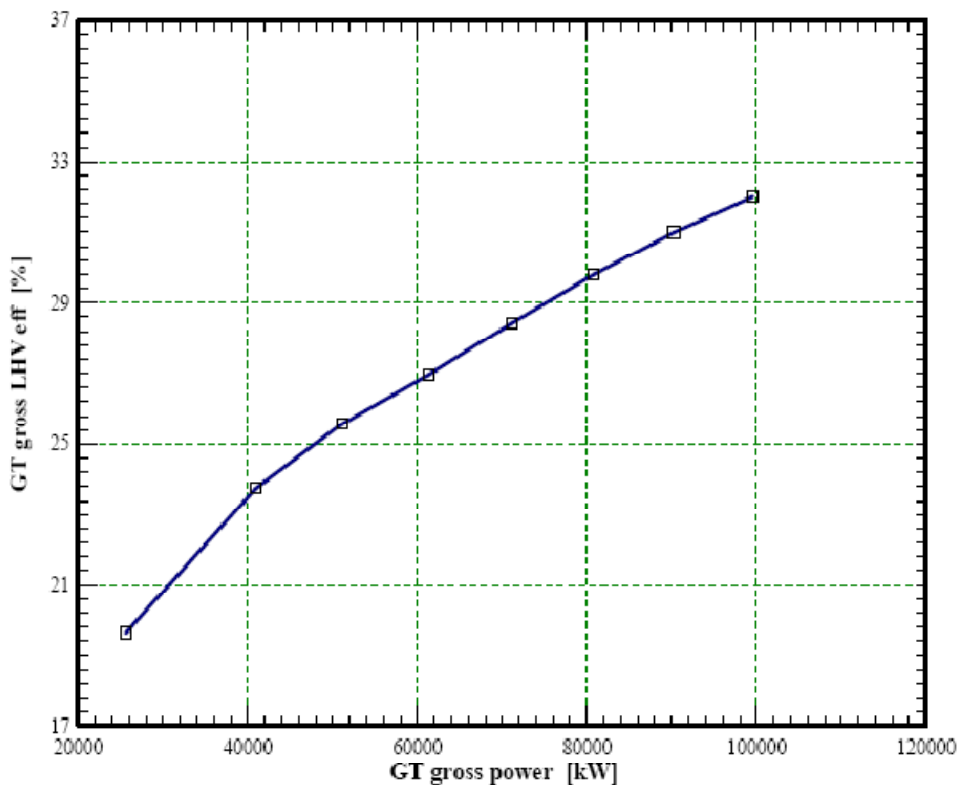
شکل ۳-۱۹. تأثیر افت فشار در مسیر خروجی گازهای حاصل از احتراق بر راندمان ناخالص سیکل ترکیبی



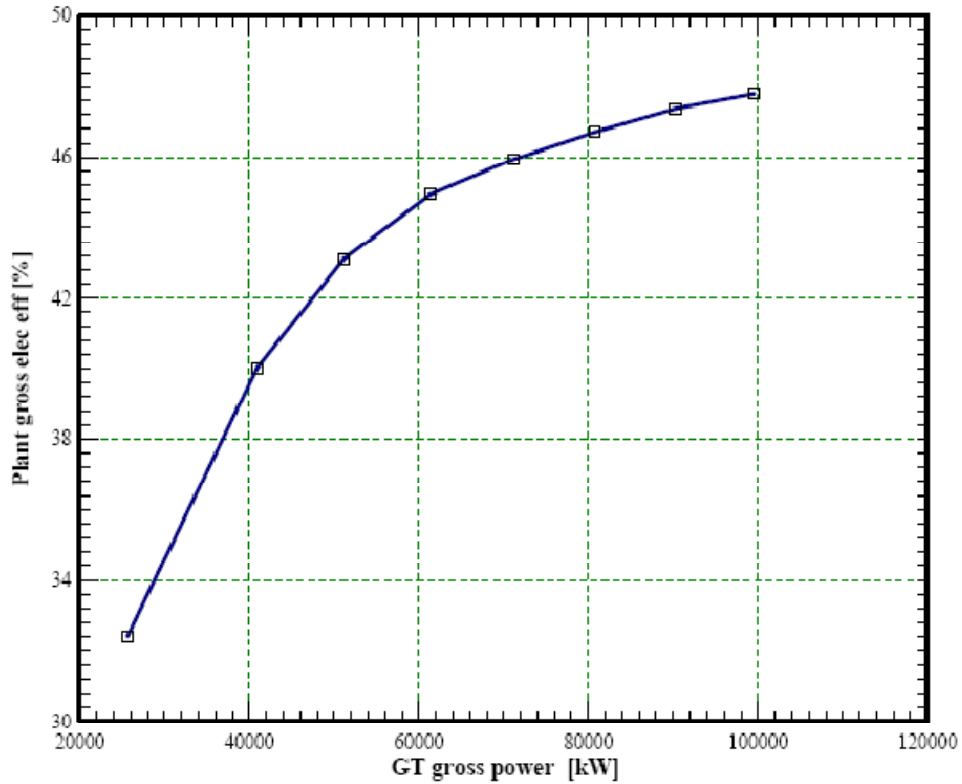
شکل ۳-۲۰. تأثیر افت فشار در مسیر خروجی گازهای حاصل از احتراق بر Heat Rate سیکل ترکیبی

۵-۳. بررسی تأثیر میزان بار (ضریب بار)، بر عملکرد سیکل

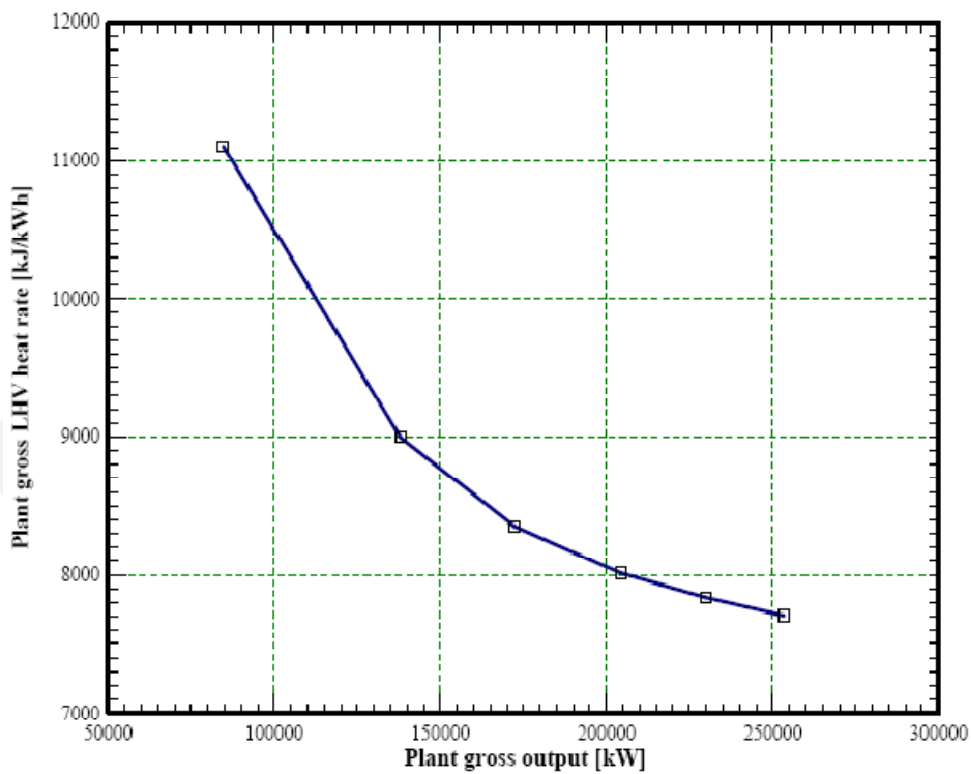
از دیگر عوامل تأثیرگذار بر عملکرد نیروگاه، میزان بار نیروگاه نسبت به حداکثر توان نیروگاه (ضریب بار) است. بدین منظور بار واحد گازی نیروگاه نسبت به توان نامی آن در شرایط طراحی از حدود ۲۵٪ تا ۱۰۰٪ تغییر داده شده است و متعاقباً توان تولیدی واحد بخار و در نهایت توان تولیدی سیکل ترکیبی تغییر خواهد کرد. در شکل ۳-۲۱ و شکل ۳-۲۲ تغییرات راندمان واحد گازی و راندمان سیکل ترکیبی نسبت به میزان بار واحد گازی نمایش داده شده است. ملاحظه می شود که هرچه توان تولیدی واحد گازی به توان حداکثر آن نزدیکتر شود راندمان واحد گازی و راندمان کل سیکل افزایش می یابد. البته سرعت افزایش راندمان سیکل ترکیبی با تغییرات بار، در بارهای کم بیشتر است.



شکل ۳-۲۱. تأثیر میزان بار واحد گازی بر راندمان ناخالص واحد گازی



شکل ۳-۲۲. تأثیر میزان بار واحد گازی بر راندمان ناخالص سیکل ترکیبی



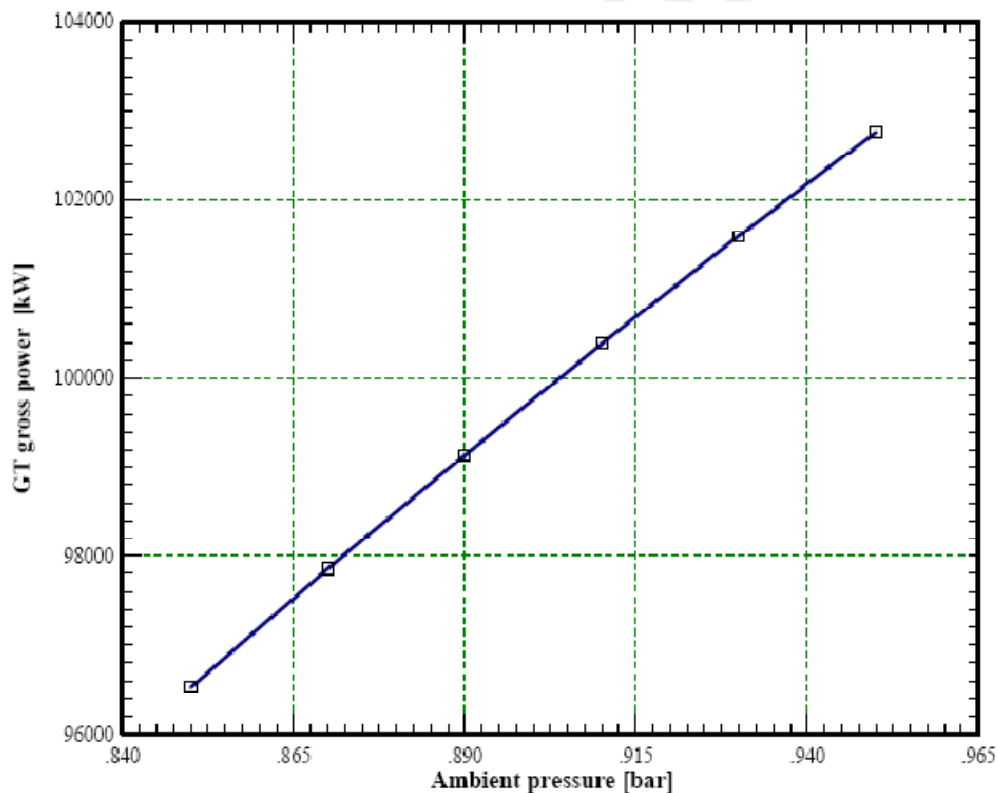
شکل ۳-۲۳. تأثیر میزان بار واحد گازی بر Heat Rate سیکل ترکیبی

۶-۳. بررسی تأثیر فشار محیط بر عملکرد سیکل

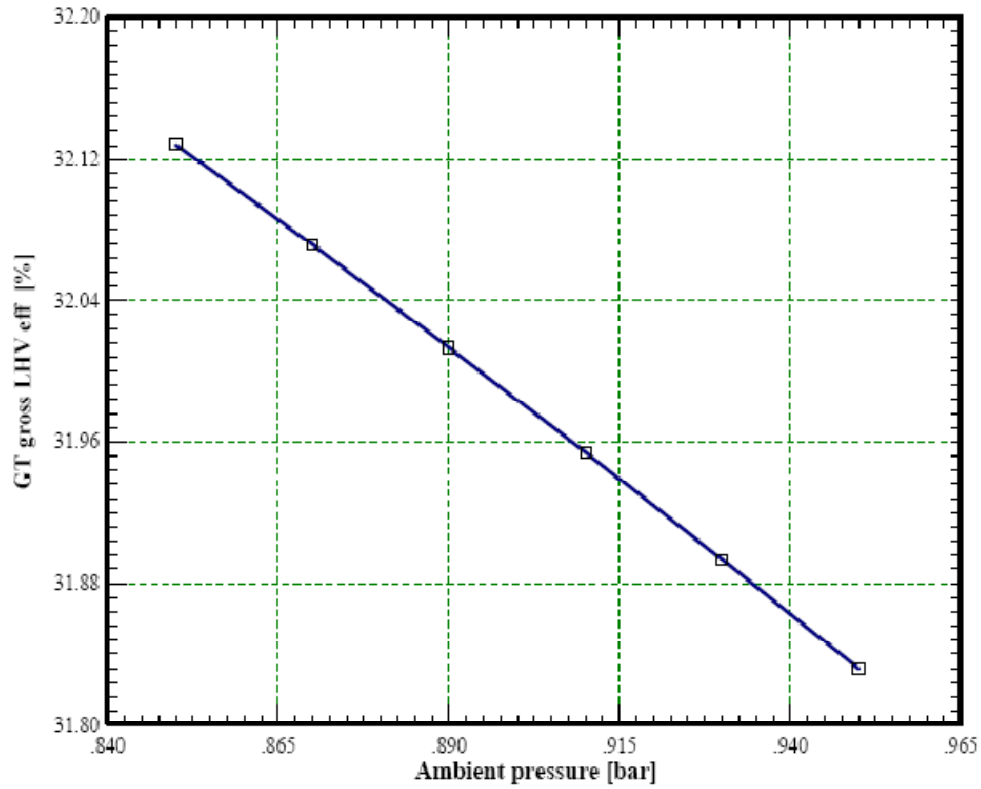
یکی دیگر از عوامل تأثیرگذار بر عملکرد سیکل فشار محیط می باشد. بدین منظور و با توجه به تغییرات فشار هوا در مکان جغرافیایی نیروگاه، فشار هوا از ۰/۸۵ تا ۰/۹۵ بار تغییر داده شده است.

در شکل ۳-۲۴ تغییرات توان ناخالص تولیدی واحد گازی بر حسب فشار محیط رسم شده است. ملاحظه می شود با افزایش فشار محیط، توان تولیدی واحد گازی نیز افزایش می یابد. با تغییر فشار محیط از ۰/۸۵ تا ۰/۹۵ بار، توان تولیدی واحد گازی حدود ۶/۴۶٪ (۶/۲ مگاوات) افزایش می یابد. اما چنانچه در شکل ۳-۲۵ ملاحظه می شود با افزایش فشار بخار راندمان واحد گازی کاهش می یابد. در تغییرات فشار محیط از ۰/۸۵ تا ۰/۹۵، راندمان واحد گازی حدود ۰/۳٪ کاهش می یابد.

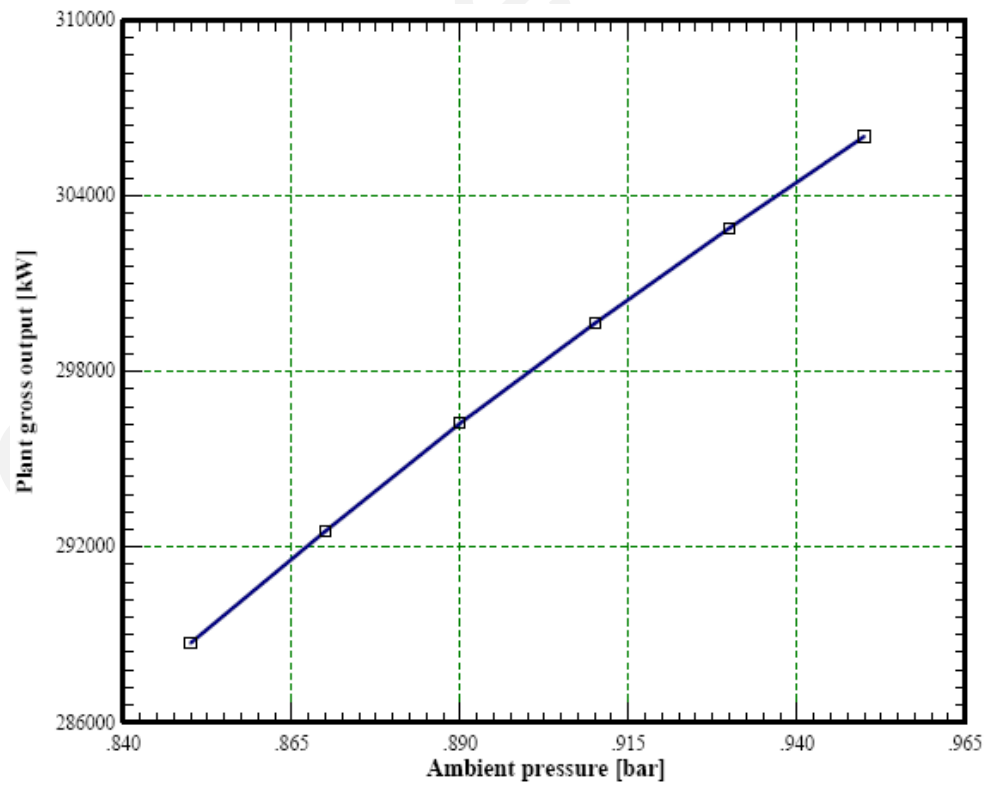
در مورد سیکل ترکیبی نیز با افزایش فشار محیط، میزان توان تولیدی سیکل ترکیبی افزایش و راندمان ناخالص آن کاهش می یابد. چنانچه در شکل ۳-۲۶ و شکل ۳-۲۷ ملاحظه می شود با افزایش فشار محیط از ۰/۸۵ تا ۰/۹۵ توان ناخالص تولیدی حدود ۵/۹٪ (۱۷/۳ مگاوات) افزایش، اما راندمان آن حدود ۰/۶۵٪ کاهش می یابد.



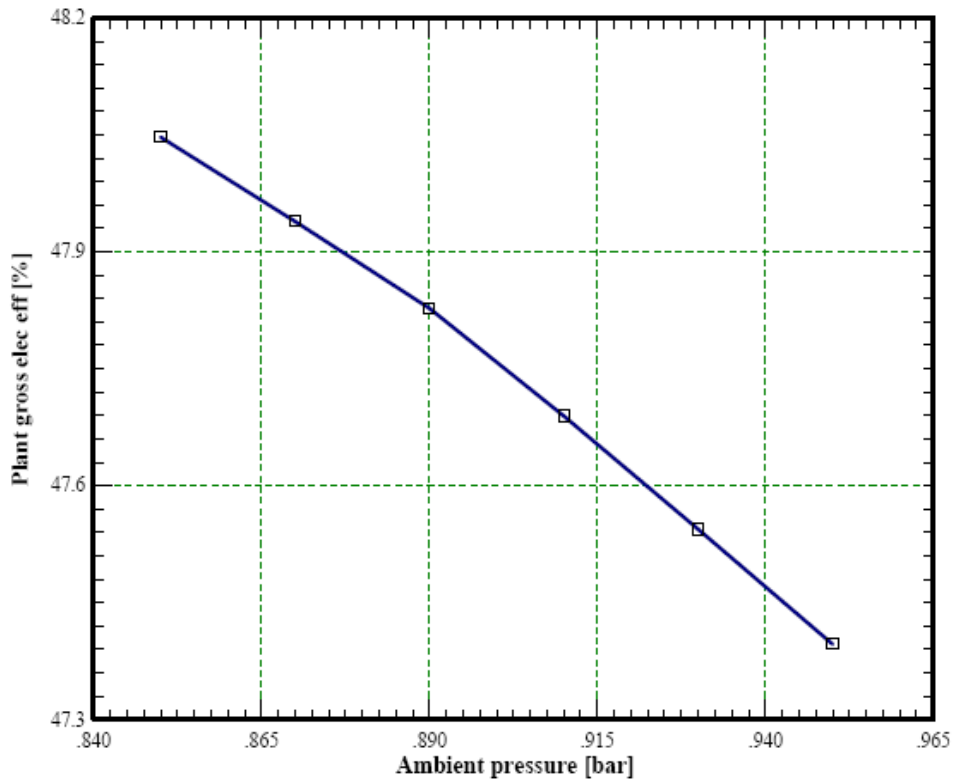
شکل ۳-۲۴. تأثیر فشار محیط بر توان ناخالص تولیدی واحد گازی



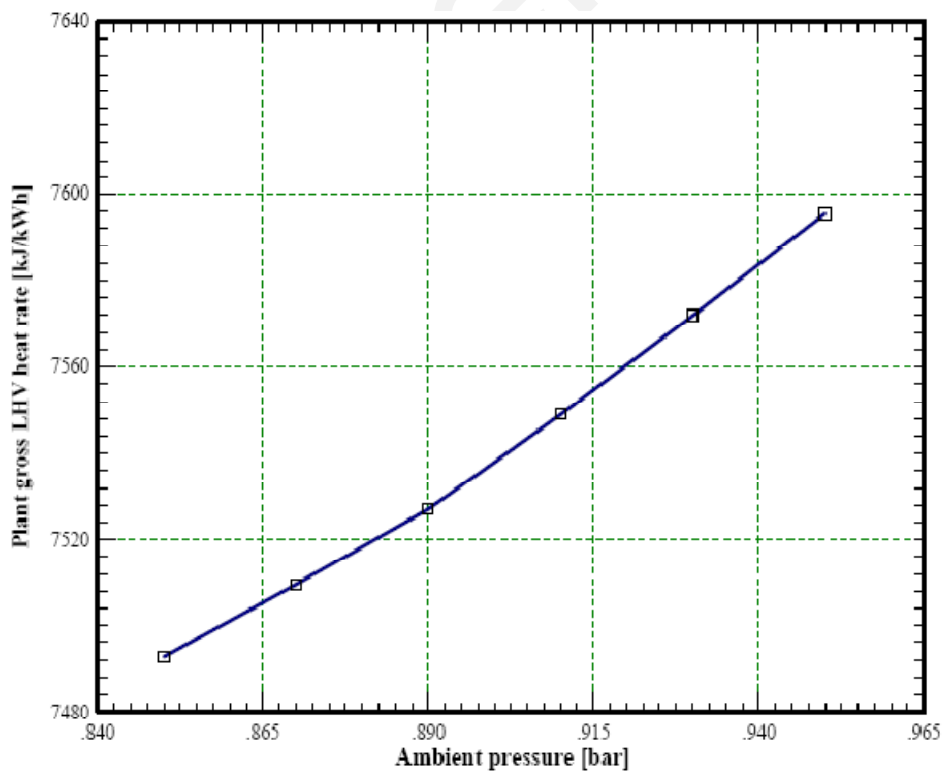
شکل ۳-۲۵. تأثیر فشار محیط بر راندمان ناخالص واحد گازی



شکل ۳-۲۶. تأثیر فشار محیط بر توان ناخالص سیکل ترکیبی



شکل ۳-۲۷. تأثیر فشار محیط بر راندمان ناخالص سیکل ترکیبی



شکل ۳-۲۸. تأثیر فشار محیط بر Heat Rate سیکل ترکیبی

فصل چهارم

بررسی کارایی واحدهای سیکل ترکیبی

نیروگاه مورد نظر در زمان اندازه گیری

نتایج تحلیل انرژی تیک و اگزرتیگ واحدهای سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در زمان اندازه گیری در فصل دوم گزارش ارائه شده است. در این قسمت ابتدا عملکرد فعلی نیروگاه با شرایط طراحی مقایسه، علل انحراف از شرایط طراحی مشخص و در نهایت Heat Rate قابل قبول برای نیروگاه تعیین شده است.

۱-۴. بررسی کارایی نیروگاه مورد نظر در شرایط فعلی در مقایسه با طراحی

مقایسه نتایج محاسبه راندمان انرژی و راندمان اگزرتی واحدهای گازی و سیکل ترکیبی دو واحد نیروگاه بررسی شده در گزارش در زمان اندازه گیری در جدول ۴-۱ ارائه شده است.

جدول ۴-۱. نتایج تحلیل انرژی و اگزرتی دو واحد سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در زمان اندازه گیری

اندازه گیری		طراحی	نتایج تحلیل انرژی و اگزرتی سیکلهای ترکیبی نیروگاه مورد نظر	
واحد ۲	واحد ۱			
۹۷/۶۱	۸۹/۳۴	۹۹/۵۵	توان تولیدی (کیلو وات)	واحدهای گازی
۳۱/۱۱	۲۹/۶۹	۳۱/۹۹	راندمان %	
۱۱۵۷۰	۱۲۱۲۶	۱۱۲۵۳	Heat Rate (کیلوژول بر کیلووات ساعت)	
۳۰	۳۱	۳۱	دمای محیط (درجه سانتیگراد)	
۱۱	۱۳	۴۲/۵	رطوبت محیط (%)	
۵۱۵	۵۱۳	۵۳۲	دمای گازهای خروجی (درجه سانتیگراد)	
۳۰/۸۳	۲۹/۴	۳۱/۶۸	راندمان اگزرتی %	
۲۹۱/۷۴	۲۷۱/۵	۲۹۷/۳۲	توان تولیدی (کیلو وات)	
۴۶/۵	۴۵/۱	۴۷/۷۷	راندمان %	
۷۷۴۲	۷۹۸۱	۷۵۳۵	Heat Rate (کیلوژول بر کیلووات ساعت)	
۴۶/۰۷	۴۴/۷	۴۷/۳۱	راندمان اگزرتی %	

۱-۱-۴. تحلیل علل انحراف از شرایط طراحی و تعیین Heat Rate قابل قبول واحدهای گازی

در این بخش از گزارش Heat Rate قابل قبول واحدهای گازی به دو طریق تعیین گردیده است:

روش اول: استفاده از نمودارهای موجود در اطلاعات طراحی واحدهای گازی نیروگاه

۱- c_{TA} : فاکتور تاثیر ضریب بار بر $Heat Rate$

$$Unit1: LF = 89.74\% \xrightarrow{\text{شکل ۱-۱}} Fuel Flow = 92\% \Rightarrow C_{Load Factor} = 1.025$$

$$Unit2: LF = 98\% \xrightarrow{\text{شکل ۱-۱}} Fuel Flow = 99\% \Rightarrow C_{Load Factor} = 1.01$$

۲- c_{TA} : فاکتور تاثیر دمای محیط و دمای دود بر $Heat Rate$

$T_E = \text{measured Exhaust Temp.}$

$T_{E'} = \text{Exhaust gas temperature at base load}$

$$Unit1: \begin{cases} T_E = 513^\circ C \\ T_{E'} = 532^\circ C \end{cases} \Rightarrow \Delta T = -19^\circ C, T_{amb.} = 31^\circ C \xrightarrow{\text{شکل ۱-۲}} C_{aT} = 1.018$$

$$Unit2: \begin{cases} T_E = 515^\circ C \\ T_{E'} = 532^\circ C \end{cases} \Rightarrow \Delta T = -17^\circ C, T_{amb.} = 30^\circ C \xrightarrow{\text{شکل ۱-۲}} C_{aT} = 1.0136$$

۳- $C_{frequency}$: فاکتور تاثیر سرعت توربین بر $Heat Rate$

$$Unit1: \text{Measured Frequency} = 50.076\text{Hz} \xrightarrow{\text{شکل ۱-۳}} C_f = 1.001$$

$$Unit2: \text{Measured Frequency} = 50.01\text{Hz} \xrightarrow{\text{شکل ۱-۳}} C_f = 1.000$$

۴- C_{RH} : فاکتور تاثیر رطوبت محیط بر $Heat Rate$

$$\begin{cases} \text{Performance test: } R.H. = 42.5\% \xrightarrow{\text{شکل ۲-۲}} H.R. = 11253\text{Kj/KWh} \\ \text{Unit1: } R.H. = 13\% \xrightarrow{\text{شکل ۲-۲}} H.R. = 11209\text{Kj/KWh} \end{cases} \Rightarrow C_{R.H.} = 0.996$$

$$\begin{cases} \text{Performance test: } R.H. = 42.5\% \xrightarrow{\text{شکل ۲-۲}} H.R. = 11253\text{Kj/KWh} \\ \text{Unit1: } R.H. = 11\% \xrightarrow{\text{شکل ۲-۲}} H.R. = 11212\text{Kj/KWh} \end{cases} \Rightarrow C_{R.H.} = 0.996$$

لازم به ذکر است با توجه به مشخص نبودن تغییرات افت فشار داخلی (افت فشار در هوایی که به کمپرسور وارد می شود) و خارجی (افت فشار در دودی که از توربین گازی خارج می شود) در شرایط واقعی نسبت به شرایط طراحی، تاثیر این دو فاکتور بر $Heat rate$ در نظر گرفته نمی شود، با این توصیف:

فاکتور تصحیح نیروگاه برابر با حاصلضرب فاکتور تصحیح هریک از عوامل فوق الذکر است، بنابراین:

$$\text{Unit1: Correction Factor} = 1.025 \times 1.018 \times 1.001 \times 0.996 = 1.04$$

$$\text{Unit2: Correction Factor} = 1.01 \times 1.0136 \times 1.0 \times 0.996 = 1.03$$

و لذا Heat rate قابل قبول برای نیروگاه برابر است با:

$$\text{Unit1: Acceptable Heat Rate} = 1.04 \times 11253 = 11703 \text{Kj/KWh}$$

$$\text{Unit2: Acceptable Heat Rate} = 1.03 \times 11253 = 11590 \text{Kj/KWh}$$

نتایج به دست آمده نشان می دهد که واحدهای گازی مدول ۲ سیکل ترکیبی نسبت به واحدهای مدول ۱ سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر دارای عملکرد نسبتاً بهتری بوده و با توجه به نزدیک بودن Heat Rate واحدهای گازی مربوط به مدول ۱ و ۲ سیکلهای ترکیبی نیروگاه در زمان اندازه گیری به Heat rate قابل قبول به دست آمده، به طور کلی عملکرد واحدهای گازی نیروگاه سیکل ترکیبی مناسب ارزیابی می گردد.

روش دوم: استفاده از نمودارهای حاصل از مدلسازی واحدهای گازی نیروگاه

۱- C_{LF} : فاکتور تاثیر ضریب بار بر Heat Rate

$$\text{Unit1: } LF = 89.74\% \xrightarrow{\text{شکل 2-3}} C_{Load Factor} = \frac{11600}{11253} = 1.03$$

$$\text{Unit2: } LF = 98\% \xrightarrow{\text{شکل 2-3}} C_{Load Factor} = \frac{11350}{11253} = 1.01$$

۲- C_{aT} : فاکتور تاثیر دمای محیط بر Heat Rate

Ambient temperature at baseload = 31° C

$$\text{Unit1: } T_{ambient} = 31^{\circ} \text{C} \xrightarrow{\text{شکل 2-1}} C_{aT} = 1$$

$$\text{Unit2: } T_{ambient} = 30^{\circ} \text{C} \xrightarrow{\text{fig. 2-1}} C_{aT} = 0.997$$

۳- C_{RH} : فاکتور تاثیر رطوبت محیط بر Heat Rate

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Performance test: } R.H. = 42.5\% \xrightarrow{\text{شکل 2-2}} H.R. = 11253 \text{Kj/KWh} \\ \text{Unit1: } R.H. = 13\% \xrightarrow{\text{شکل 2-2}} H.R. = 11209 \text{Kj/KWh} \end{array} \right. \Rightarrow C_{R.H.} = 0.996$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Performance test: } R.H. = 42.5\% \xrightarrow{\text{شکل 2-2}} H.R. = 11253 \text{Kj/KWh} \\ \text{Unit1: } R.H. = 11\% \xrightarrow{\text{شکل 2-2}} H.R. = 11212 \text{Kj/KWh} \end{array} \right. \Rightarrow C_{R.H.} = 0.996$$

فاکتور تصحیح نیروگاه برابر با حاصلضرب فاکتور تصحیح هریک از عوامل فوق الذکر است، بنابراین:

$$\text{Unit1: Correction Factor} = 1.03 \times 1 \times 0.996 = 1.03$$

$$\text{Unit2: Correction Factor} = 1.01 \times 0.997 \times 0.996 = 1.003$$

و لذا Heat rate قابل قبول برای نیروگاه برابر است با:

$$\text{Unit1: Acceptable Heat Rate} = 1.03 \times 11253 = 11590 \text{Kj/KWh}$$

$$\text{Unit2: Acceptable Heat Rate} = 1.003 \times 11253 = 11287 \text{Kj/KWh}$$

بنابراین ملاحظه می گردد که Heat rate فعلی واحدهای گازی نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر قابل قبول می باشد.

۱-۲. تحلیل علل انحراف از شرایط طراحی و تعیین Heat Rate قابل قبول سیکل ترکیبی

دلایل انحراف از شرایط طراحی و تعیین Heat Rate عبارتند از:

- ۱- فقدان نمودارهای تغییر Heat Rate با پارامترهای تاثیرگذار در تست کارایی واحدهای سیکل ترکیبی نیروگاه
 - ۲- نزدیک بودن نتایج حاصل از نمودارهای نرم افزار با نمودارهای تست کارایی واحدهای گازی نیروگاه
- با تقریب نسبتاً خوبی می توان جهت تعیین Heat Rate قابل حصول این واحدها، از نمودارهای مدل ساخته شده با استفاده از نرم افزار ترموفلو استفاده کرد.

۱-۱. فاکتور تأثیر ضریب بار بر Heat Rate : C_{LF}

$$\text{Unit1: } LF_{\text{Gas Turbine}} = 89.74\% \xrightarrow{\text{fig. 3-4}} C_{\text{Load Factor}} = \frac{7605}{7535} = 1.0093$$

$$\text{Unit2: } LF_{\text{Gas Turbine}} = 98\% \xrightarrow{\text{fig. 3-4}} C_{\text{Load Factor}} = \frac{7550}{7535} = 1.002$$

۲- فاکتور تأثیر دمای محیط بر Heat Rate : C_{aT}

Ambient temperature at base load = 31° C

$$\text{Unit1: } T_{\text{ambient}} = 31^{\circ} \text{C} \xrightarrow{\text{fig. 3-1}} C_{aT} = 1$$

$$\text{Unit2: } T_{\text{ambient}} = 30^{\circ} \text{C} \xrightarrow{\text{fig. 3-1}} C_{aT} = \frac{7526}{7535} = 0.999$$

۳- فاکتور تأثیر رطوبت محیط بر Heat Rate : C_{RH}

$$\text{Unit1: } R.H. = 13\% \xrightarrow{\text{fig. 3-2}} C_{R.H.} = \frac{7521.6}{7535} = 0.998$$

$$Unit2: R.H. = 11\% \xrightarrow{\text{fig. 3-2}} C_{R.H.} = \frac{7522.4}{7535} = 0.998$$

۴- فاکتور تأثیر فشار کندانسور بر *Heat Rate*

میانگین فشار خروجی توربین (فشار کندانسور)، در شرایط طراحی برابر با ۰/۲۲۰۵ بار بوده و در شرایط فعلی برابر با ۰/۲۶۵ بار برای واحد ۱ و ۰/۲۶۸ بار برای واحد ۲ می باشد.

$$Unit1: \text{Condenser Pressure} = 0.2678\text{bar} \xrightarrow{\text{شکل 3-6}} C_{C.P.} = \frac{7589}{7535} = 1.007$$

$$Unit2: \text{Condenser Pressure} = 0.2649\text{bar} \xrightarrow{\text{شکل 3-6}} C_{C.P.} = \frac{7589}{7535} = 1.007$$

لازم به ذکر است، پارامترهای مؤثر دیگر که تأثیر آنها بر نرخ حرارتی به دلایلی از جمله فقدان نمودارهای تأثیر آنها بر *Heat Rate* نیروگاه و یا عدم اطلاع دقیق از تغییرات آن نسبت به طراحی، در نظر گرفته نشده است، شامل:

- افت فشار داخلی و خارجی
- عمر نیروگاه
- شرایط عملیاتی (دما و فشار بخار ورودی به توربوژنراتور)
- تأثیر کیفیت سوخت
- دمای گازهای خروجی از دودکش
- نمودار تأثیر مصرف برق سایر حامل های انرژی (آب دمین) می باشند. با این توصیف:

فاکتور تصحیح نیروگاه برابر با حاصلضرب فاکتور تصحیح هریک از عوامل فوق الذکر است، بنابراین:

$$Unit1: \text{Correction Factor} = 1.0093 \times 1 \times 0.998 \times 1.007 = 1.014$$

$$Unit2: \text{Correction Factor} = 1.002 \times 0.999 \times 0.998 \times 1.007 = 1.006$$

و لذا *Heat rate* قابل قبول برای نیروگاه برابر است با:

$$Unit1: \text{Acceptable Heat Rate} = 1.014 \times 7535 = 7640.5 \text{Kj/KWh}$$

$$Unit2: \text{Acceptable Heat Rate} = 1.006 \times 7535 = 7580.2 \text{Kj/KWh}$$

بنابراین ملاحظه می گردد که Heat rate فعلی واحدهای سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر قابل قبول می باشد.

۲-۴. مقایسه راندمانهای هریک از المانهای سیکل در شرایط فعلی با طراحی

به منظور مقایسه شرایط کارکرد المانهای سیکل در زمان اندازه گیری با شرایط طراحی، راندمانهای انرژی و انرژیهای سیکل بخشهای گازی و بخار نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر در زمان اندازه گیری و طراحی به ترتیب در جدول ۲-۴ و جدول ۳-۴ ارائه شده است.

جدول ۲-۴. مقایسه شرایط کارکرد المانهای بخش گازی سیکل در زمان اندازه گیری با شرایط طراحی

واحد ۲	واحد ۱	طراحی	نتایج تحلیل انرژی و انرژیهای سیکل کمپرسور
۸۸/۴۸	۸۶/۲	۹۲/۹۲	راندمان آیزنتروپیک %
۵۹/۹۶	۵۸/۷	۶۳/۰۴	راندمان آیزوترمال %
۹۴/۳۶	۹۳/۲۷	۹۶/۱۴	راندمان انرژی %
۱۴۲/۵۶	۱۴۲/۳۶	۱۲۶/۵۲	توان مصرفی کمپرسور (مگا وات)
۳۵۹	۳۶۳/۶	۳۴۰	شدت مصرف انرژی الکتریکی (کیلو وات بر متر مکعب)
واحد ۲	واحد ۱	طراحی	نتایج تحلیل انرژی و انرژیهای سیکل توربین گازی
۹۱/۵۴	۹۱/۴۲	۹۱/۵۸	راندمان آیزنتروپیک %
۹۷/۳۶	۹۷/۳	۹۶/۱۳	راندمان انرژی %
۲۴۲/۴۱	۲۳۳/۸۵	۲۲۸/۳۳	توان تولیدی توربین (مگا وات)
۹۸/۵۴	۹۸/۵	۹۸/۵۵	راندمان ژنراتور %

همانگونه که از نتایج به دست آمده مشخص است، واحد گازی نیروگاه از شرایط طراحی فاصله چندانی نگرفته است و راندمان آیزنتروپیک توربین گازی و کمپرسور نسبت به شرایط طراحی افت قابل ملاحظه ای نداشته است. لازم به ذکر است که راندمان آیزنتروپیک معمولاً تابع عواملی نظیر رسوبگذاری و فرسایش پره های توربین و کمپرسور است. عدم تغییر قابل توجه راندمان آیزنتروپیک کمپرسور و توربین گازی از شرایط طراحی به مفهوم عدم وجود مشکلاتی نظیر فرسایش و یا رسوبگذاری پره های توربین گازی و کمپرسور است. لازم به ذکر است، براساس نتایج به دست آمده کمپرسور نسبت به توربین در مقایسه با طراحی افت بیشتری داشته است.

جدول ۴-۳. نتایج تحلیل انرژی و انرژی المانهای بخش بخار در دو واحد سیکل ترکیبی مورد نظر در زمان اندازه گیری

واحد ۲		واحد ۱		طراحی	نتایج تحلیل انرژی و انرژی بویلر بازیافت حرارت
۰/۹۴۸۷		۰/۹۵۴۵		۰/۹۶	Effectivness
۷۰/۱۱		۷۰/۱۳		۷۱/۶۱	راندمان انرژی %
۷۶/۶۶		۷۶/۵۹		۷۷/۵۷	راندمان انرژی %
واحد ۲		واحد ۱		طراحی	نتایج تحلیل انرژی و انرژی توربوژنراتور
۹۱/۲۵		۹۰/۱۶		۹۱/۳۸	راندمان آیزنتروپیک توربین بخار %
۹۲/۴۴		۹۱/۱۵		۹۲/۷۷	راندمان انرژی توربین بخار %
۹۸/۵۸		۹۴/۸۵		۱۰۰/۳۵	توان تولیدی توربین (مگا وات)
۹۷/۹		۹۷/۸۷		۹۷/۹	راندمان ژنراتور واحد بخار %
واحد ۲		واحد ۱		طراحی	نتایج تحلیل انرژی و انرژی ACC
۰/۹۳۱		۰/۹۳۴		۰/۹۴۱	Effectivness
۲۳۵/۸۱		۲۳۱/۷۲		۲۳۴/۳۶	توان مبادله شده با هوا (مگا وات)
۲۲۹۲/۶		۲۳۱۱/۹		۲۶۱۰	توان مصرفی فنهای کندانسور (کیلو وات)
۱۳/۶۸۷		۱۵/۵۴۰		۱۴/۳۲۱	انرژی مبادله شده با هوا (مگا وات)
۲۵/۵۶		۲۴/۰۷		۲۱/۸	بازگشت ناپذیری (مگا وات)
واحد ۲		واحد ۱		طراحی	نتایج تحلیل انرژی و انرژی پمپ کندانس ^۱
۶۳/۰۴		۵۹/۶۲		۶۵/۰۳	راندمان آیزوترمال %
۳۰۹/۴		۳۳۰/۷		۳۷۵	توان مصرفی الکتروموتور (کیلو وات)
-		-		۳۳۷	توان مصرفی پمپ (کیلو وات)
F.W.P.22	F.W.P.21	F.W.P.12	F.W.P.11	طراحی	نتایج تحلیل انرژی و انرژی پمپ آب تغذیه ^۱
۶۵/۱۰	۶۱/۷۵	۶۴/۶۷	۶۱/۶۲	۶۲/۵۲	راندمان آیزوترمال %
۹۷۲/۲	۹۷۲/۱	۹۹۴/۸	۱۰۳۶/۹	۱۱۰۰	توان مصرفی الکتروموتور (کیلو وات)

بخش بخار نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر نیز بر اساس نتایج به دست آمده در شرایط کارکرد مناسبی قرار دارد و از شرایط طراحی فاصله چندانی نگرفته است.

۱. تحلیل‌های پمپ کندانس و پمپ آب تغذیه برای طراحی در شرایط تست کارکرد انجام گرفته است و برای اندازه گیری از نتایج پایش و اندازه گیری استفاده شده است.

۲. به دلیل کمبود اطلاعات طراحی پمپهای آب تغذیه (منحنی مشخصه پمپ)، توان مصرفی الکتروموتور پمپ آب تغذیه برابر با برق نامی الکتروموتور فرض شده است. لذا راندمان طراحی از راندمان در زمان اندازه گیری کمتر به دست آمده است.

فصل ششم

ارائه راهکارهای بهبود کارایی و ارزیابی فنی و اقتصادی راهکارها

در این فصل راهکارهای بهبود کارایی و کاهش مصرف داخلی واحدهای سیکل ترکیبی نیروگاه مورد بررسی، به همراه آنالیز اقتصادی هر یک ارائه می شود و در نهایت اولویت اجرای این راهکارها تعیین می گردد.

۵-۱. ارائه راهکارهای مکانیکی کاهش مصرف انرژی در نیروگاه سیکل ترکیبی

راهکارهای مکانیکی کاهش مصرف انرژی در واحدهای سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر شامل راهکارهای عمومی نظیر تعمیر و نگهداری و ارتقاء سیستم پایش و نیز راهکارهای اختصاصی کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور به دو روش فاگ و چیلر جذبی است.

۵-۱-۱. تعمیر و نگهداری

عملکرد یک نیروگاه متأثر از عملکرد تک تک تجهیزات به کار رفته در آن است، توربین، کمپرسور و بویلر بازیافت حرارت به عنوان مبدل انرژی یکی از مهم ترین تجهیزات نیروگاه سیکل ترکیبی به شمار می روند که در چگونگی عملکرد آن نقش تعیین کننده ای دارند.

نگهداری نیروگاه گازی مستلزم بازرسی دوره ای، تعمیر و تعویض قطعات دارای اشکال است. نوع سوخت، فرکانس توقفات و شرایط محیطی بر بازه زمانی بازرسیها تأثیر گذار است. استفاده از سوخت های مایع و وجود توقفات و راه اندازیهای پیاپی باعث کاهش عمر قطعات توربین گازی شده، نیاز به بازرسی های دوره ای را افزایش می دهد [۱۰].

تعمیرات نگهدارنده نیروگاه گازی شامل انواع روشهای بازرسی است:

- بازرسی عبوری: در این روش ضمن بررسی اطلاعات پایش نظیر بار، دمای گازهای خروجی دودکش و دبی سوخت، هرگونه تغییر در کارایی نیروگاه مورد بررسی قرار می گیرد.
- بازرسی احتراق: این نوع بازرسی که شامل بازرسی تجهیزات احتراقی و از جمله نازل های سوخت است، فقط در هنگام توقفات قابل اجرا است.
- بازرسی مسیر گازهای داغ: این نوع بازرسی، شامل بازرسی اجزاء مختلف محفظه توربین گازی

است.

- بازرسی اساسی: این نوع بازرسی علاوه بر اجزاء مختلف محفظه توربین گازی، اجزاء مختلف محفظه کمپرسور را نیز شامل می‌شود [۱۰].

افزایش کارایی بویلر بازیافت حرارت در سیکل‌های ترکیبی با تاثیر بر افزایش تولید موجب افزایش بازده می‌گردد.

با استفاده از فن‌آوری‌های مراقبت پیشگویانه جهت افزایش بازده بویلر بازیافت حرارت در نیروگاه‌های سیکل ترکیبی به منظور بهبود عملکرد آنها علاوه بر کاهش تلفات و افزایش بازده، نتایج سودمند دیگری نیز نظیر افزایش قابلیت دسترسی، کاهش تعداد و زمان توقف‌ها، حفظ ایمنی، افزایش عمر مفید را در پی خواهد داشت. آگاهی از وضعیت موجود واحد و تجهیزات جانبی آن در حین بهره‌برداری و استفاده از روش‌های غیرمستقیم برای تشخیص بروز احتمالی عیوب و تخمین میزان گسترش آنها، این امکان را برای بهره‌بردار فراهم می‌آورد تا بدون نیاز به توقف واحد به وسیله یک سری آزمون‌ها یا اندازه‌گیری‌های خاص نسبت به سنجش وضعیت فعلی واحد و تجهیزات جانبی آن اقدام نماید [۱۱].

۵-۱-۲. ارتقاء سیستم پایش

هدف از مانیتورینگ عملکرد نیروگاه و تجهیزات جانبی وابسته به آن، ایجاد امکان آگاهی از بروز انحرافات احتمالی از وضعیت مطلوب عملکرد در حین بهره‌برداری می‌باشد. آگاهی از وضعیت عملکرد واحد با کسب اطلاعات مربوط به پارامترهای بهره‌برداری حاصل می‌گردد. این اطلاعات می‌بایست به طور منظم تحت شرایط پایدار از نظر بار، توسط بهره‌بردار یا یک سیستم خودکار جمع‌آوری و تحلیل شود.

تشخیص تغییرات احتمالی در وضعیت تمیزی سطوح تبادل حرارت، گرفتگی‌ها و نشتی‌ها، همگی بر اساس داده‌های اندازه‌گیری شده در قسمت‌های مختلف واحد امکان پذیر می‌باشد.

با ارتقاء سیستم پایش و استفاده از نرم‌افزارهای بهینه‌سازی عملکرد نیروگاه‌ها، که پایه طراحی آنها نظریه‌های آماری، مدل سازی ریاضی و روابط حاکم بر عملکرد هر یک از قسمت‌ها و تجهیزات مختلف نیروگاه می‌باشد، کنترل و مانیتورینگ فرآیندهای واحد در محدوده کاری خود بهینه می‌شوند.

توجه به اطلاعات ثبت شده توسط سیستم پایش^۱ در بازرسی عبوری برای اطلاع یافتن از کارایی سیستم و شناسایی هرگونه تغییر ناگهانی در عملکرد سیستم، کالیبراسیون و در صورت نیاز تعمیر و یا حتی تعویض المانهای اندازه‌گیری در نیروگاه بسیار اهمیت دارد. در واقع ثبت صحیح اطلاعات پایش با وجود اینکه مستقیماً تأثیری بر میزان تولید انرژی در نیروگاه ندارد، ولیکن از طریق ایجاد امکان شناسایی هرگونه تغییر در میزان مصرف انرژی، مقدمات بهبود کارایی و کاهش مصرف داخلی را فراهم می‌کند [۱۱].

۵-۱-۳. روشهای کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور در نیروگاههای گازی

یکی از روشهای بهبود عملکرد توربین گازی کاهش دمای هوای ورودی است که باعث افزایش دبی جرمی هوا، کاهش توان مصرفی کمپرسور، افزایش خروجی توربین و افزایش راندمان نیروگاه گازی می‌گردد. از آنجا که کمپرسورهای توربین گاز، در دور ثابت و ثابت بودن وضعیت پره‌های ورودی، دبی حجمی ثابتی از هوا را متراکم می‌کنند، لذا دبی جرمی هوای ورودی به توربین گاز با چگالی هوای ورودی به کمپرسور نسبت مستقیم دارد و همچنین چگالی هوای ورودی با دما نسبت عکس دارد. بنابراین کاهش دمای هوا، افزایش چگالی و در نتیجه افزایش دبی جرمی و توان خروجی توربین را به همراه دارد. [۱۲]

از روشهای مختلف کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور نیروگاه گازی می‌توان به روشهای سرمایش غیر مستقیم با آب سرد، چیلرهای جذبی بخار، تانک ذخیره یخ، سرمایش تبخیری و سیستم مه فشار بالا^۱ اشاره کرد [۱۱].

از محاسن روش سرمایش غیرمستقیم، عدم محدودیت کاهش دما تا حدود ۱۵ درجه سانتیگراد است. در حالیکه مهمترین عیب آن مصرف نسبتاً بالای انرژی الکتریکی می‌باشد که معمولاً باعث عدم توجیه پذیری اقتصادی روش می‌گردد.

عملکرد سیستمهای سرمایش تبخیری نیز مبتنی بر کاهش دمای هوا به واسطه تبخیر آب در سیستم است. رطوبت هوا عامل اصلی محدود کننده در این سیستم است و گرچه این روش در مناطق دارای آب و هوای خشک گزینه مناسبی به شمار می‌آید، میزان تأثیر گذاری رطوبت بر خوردگی تجهیزات نیز باید مورد توجه قرار گیرد.

یکی از متداول ترین و باصرفه ترین روش خنک کردن هوای ورودی توربینهای گازی جهت افزایش قدرت خروجی آنها استفاده از سیستم فاگ می‌باشد. این روش مبتنی بر روش سرمایش تبخیری برای سرمایش هوای ورودی به کمپرسور می‌باشد، با این تفاوت که آب قبل از پاشش به هوا به بلیونها قطره فوق العاده کوچک اتمیزه می‌گردد. این قطرات به علت ریز بودن، سریعاً گرمای نهان تبخیر خود را از هوا اخذ کرده و تبخیر می‌شوند و از طرف دیگر هوای عبوری که گرما از دست داده است، خنک می‌گردد [۱۲، ۱۳ و ۱۴]. استفاده از سیستم فاگ ضمن اینکه کارایی سیکل را بهبود می‌بخشد، تولید NOx را نیز کاهش می‌دهد. در این روش آب تحت فشار به کمک نازلها و ویژه درون هوای ورودی به کمپرسور اسپری می‌شود. از عوامل مهم در این سیستم می‌توان به دبی آب اسپری شده، اندازه قطرات و همچنین نحوه قرار گرفتن نازلها اشاره نمود. در این روش با تبخیر شدن آب اسپری شده در هوا، دمای هوا کاهش می‌یابد. نکته قابل توجه در این روش محدودیت در کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور به واسطه رطوبت محیط می‌باشد. در مکانهایی که هوا مرطوب است این روش دارای محدودیت هایی خواهد بود. با توجه به سرعت بالای هوا در ورودی به کمپرسور و مکش ایجاد شده، نازلها باید طوری تعبیه شوند تا قطرات آب قبل از ورود به کمپرسور کاملاً تبخیر شود. پس نازلها باید در فاصله مناسب از ورودی هوا به

کمپرسور قرار گیرند. میزان آب اسپری شده درون هوا عامل تعیین کننده در کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور است [۱۱].

۴-۱-۵. بررسی کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور با استفاده از سیستم مه فشار قوی

با توجه به اینکه در حال حاضر در یکی از واحدهای سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر از سیستم فاگ استفاده می شود در این قسمت تأثیر عملکرد سیستم فاگ بر اساس شرایط عملکرد واقعی سیکل بررسی شده است.

۱-۴-۱-۵. برآورد فنی استفاده از سیستم فاگ در سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر

به منظور شبیه سازی سیستم فاگ موجود در نیروگاه مورد نظر ، اطلاعات ثبت شده از سیستم پایش نیروگاه برای توربین گازی مورد نظر بررسی شد. سیستم فاگ در یک روز به مدت ۳ ساعت روشن بوده است. میانگین دمای هوا در زمان استفاده از سیستم فاگ ۳۱/۵ درجه سانتیگراد، رطوبت نسبی ۱۱/۱۴٪ و دمای ورودی به کمپرسور ۱۳/۳۷ درجه سانتیگراد بوده است. میزان آب دمین مصرفی متوسط سیستم فاگ در این زمان حدود ۲۳ متر مکعب (حدود ۲/۱۳ کیلوگرم بر ثانیه برای هر واحد گازی) گزارش شده است. با توجه به موارد ذکر شده و با استفاده از سیکل شبیه سازی شده در شرایط طراحی در نرم افزار GT MASTER و با رطوبت نسبی محیط ۱۲٪، تأثیر استفاده از سیستم فاگ بر عملکرد سیکل بررسی شده است. لازم به ذکر است که دمای هوای ورودی به کمپرسور در شرایط استفاده از سیستم فاگ، علاوه بر دبی آب به دبی هوای ورودی به کمپرسور نیز وابسته می باشد. و از آنجا که دبی هوای ورودی به کمپرسور در حالت طراحی با دبی هوا در زمان ثبت اطلاعات مربوط به سیستم فاگ (ذکر شده در جدول ۵-۱) یکسان نمی باشد، لذا دمای ورودی به کمپرسور نیز در حالت شبیه سازی استفاده از سیستم فاگ با دمای ورودی به کمپرسور نمایش داده شده در جدول مذکور یکسان نخواهد بود. با توجه به مطالب ذکر شده برای شبیه سازی سیستم فاگ و بررسی تأثیر آن بر عملکرد سیکل ترکیبی، از اطلاعات مربوط به شرایط طراحی استفاده شده است و تأثیر استفاده از سیستم فاگ در شرایط طراحی بررسی شده است.

جدول ۵-۱. اطلاعات مربوط به سیستم فاگ نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر

مرحله	دمای ورودی به	دمای	رطوبت
1	14.65	33	10
2	13.77	32	11
3	13.41	32	11
4	13.3	32	11
5	13.15	31	11
6	12.53	30	12
7	12.75	31	12
میانگین	13.37	31.57	11.14

در شکل ۵-۱ و شکل ۵-۲ سیکل شبیه سازی شده با استفاده از سیستم فاگ نمایش داده شده است. با توجه به اینکه برای مدل کردن سیکل با استفاده از سیستم فاگ رطوبت نسبی محیط ۱۲٪ در نظر گرفته شده است، لذا در حالت بدون فاگ نیز با رطوبت نسبی ۱۲٪ سیکل مدل شده و نتایج حاصل با یکدیگر مقایسه گردیده است. در جدول ۵-۲ نتایج حاصل از شبیه سازی سیکل ترکیبی مورد نظر با استفاده از سیستم فاگ با حالتی که سیستم فاگ فعال نیست مقایسه شده است. چنانچه ملاحظه می شود با استفاده از سیستم فاگ رطوبت نسبی در هوای ورودی به کمپرسور از ۱۲٪ به ۶۵/۵۷٪ افزایش و دمای ورودی به کمپرسور از ۳۱ به ۱۷/۴۶ درجه سانتیگراد کاهش می یابد و لذا با توجه به کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور، توان تولیدی واحد گازی و راندمان افزایش و نرخ حرارتی^۱ آن کاهش می یابد.

تأثیر سیستم فاگ بر عملکرد توربین گازی بسیار مثبت و قابل توجه می باشد. با استفاده از سیستم فاگ توان تولیدی کل سیکل نیز افزایش می یابد ولی راندمان سیکل ترکیبی افزایش چندانی نخواهد داشت. چنانچه پیش از این اشاره شد تزریق آب درون هوای ورودی به کمپرسور را می توان تا رسیدن هوا به رطوبت نسبی ۱۰۰٪ ادامه داد، که این موضوع سبب کاهش بیشتر دمای هوای ورودی خواهد شد. از طرف دیگر با هماهنگی بعمل آمده با نیروگاه، در حال حاضر دبی آب برای رسیدن به رطوبت نسبی ۹۰٪ تنظیم می شود. لذا تزریق آب درون هوا را تا رسیدن به رطوبت نسبی حدود ۹۰٪ در هوای ورودی به کمپرسور ادامه می دهیم که در این حالت دما حدود ۱۴/۴۲ درجه سانتیگراد و میزان آب مصرفی ۲/۶۳ کیلوگرم بر ثانیه خواهد بود.

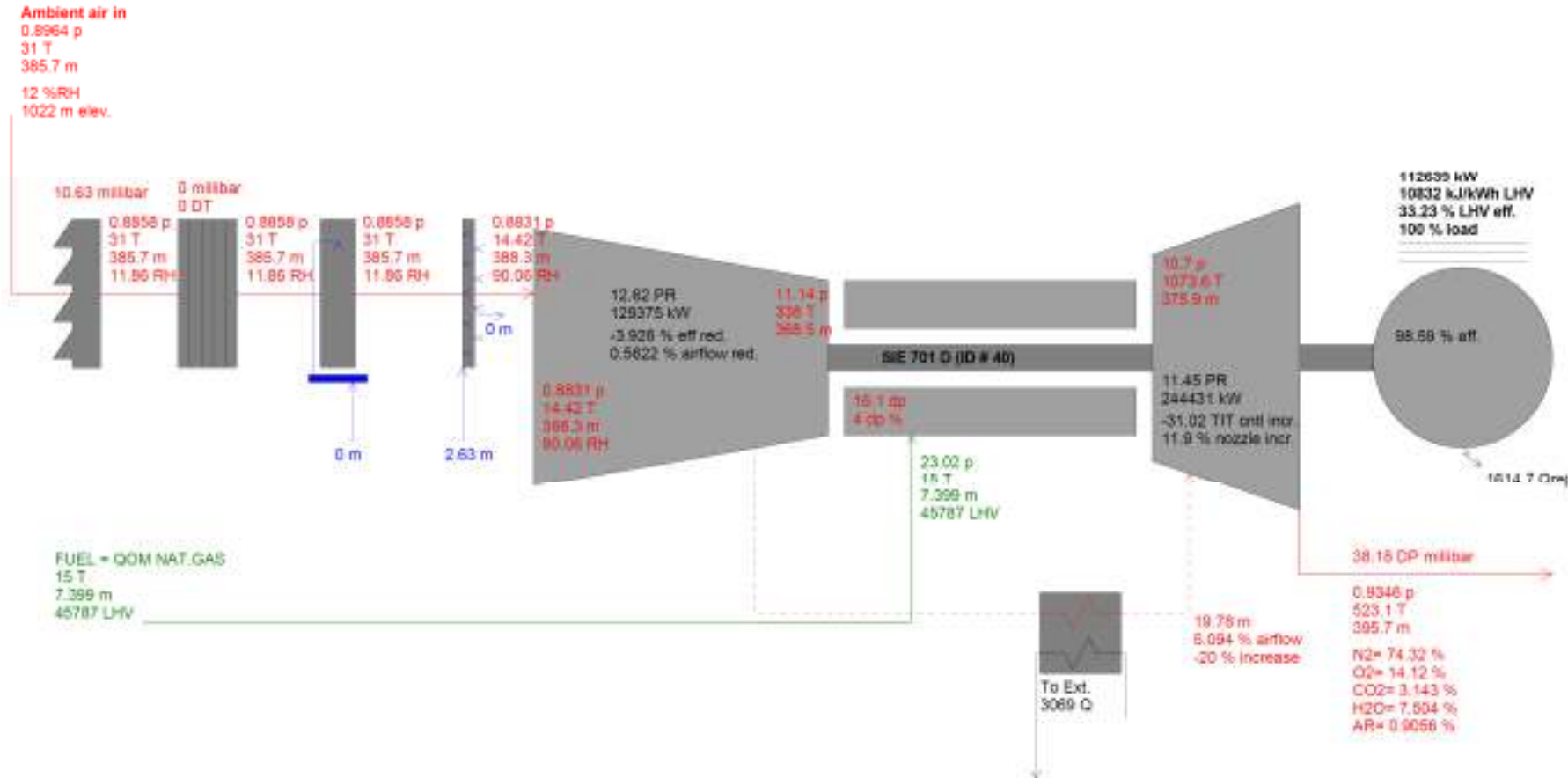
بر اساس نتایج به دست آمده، با نصب سیستم فاگ راندمان سیکل افزایش یافته لذا کاهش مصرف انرژی وجود دارد و استفاده از سیستم فاگ از انرژی توجیه پذیر می باشد ولی در استفاده از سیستم فاگ میزان آب مصرفی در این سیستم بسیار حائز اهمیت می باشد. به منظور بررسی سیکل از نظر اقتصادی باید هزینه تولید آب برای استفاده در سیستم فاگ و همچنین هزینه سرمایه گذاری این سیستم مورد بررسی قرار گیرد و در نهایت مدت زمان بازگشت سرمایه این سیستم نیز محاسبه شود.

۵-۱-۴-۲. برآورد اقتصادی استفاده از سیستم فاگ در سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر

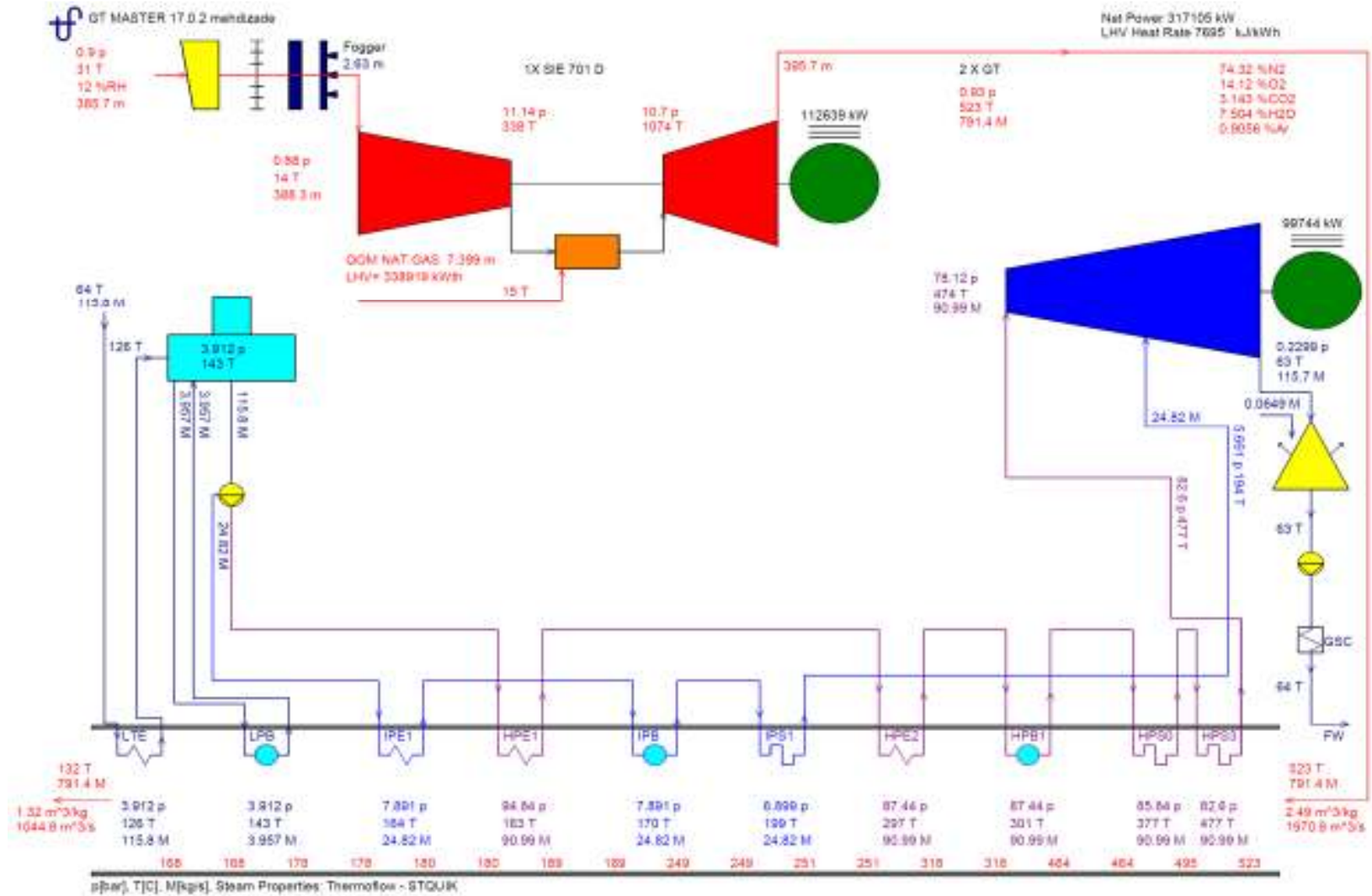
چنانچه در قسمت قبل توضیح داده شده با نصب سیستم فاگ راندمان سیکل افزایش یافته لذا کاهش مصرف انرژی وجود دارد و استفاده از سیستم فاگ از انرژی توجیه پذیر می باشد. در این قسمت استفاده از سیستم فاگ از نظر اقتصادی بررسی می گردد. میزان آب مصرفی برای هر واحد گازی تا رسیدن به رطوبت ۹۰٪، ۲/۶۳ کیلوگرم بر ثانیه می باشد که برای هر واحد سیکل ترکیبی ۵/۲۶ کیلوگرم بر ثانیه آب مصرف می شود. در محاسبات اقتصادی انجام گرفته ساعات کارکرد سیستم فاگ در نیروگاه براساس اطلاعات دریافتی از نیروگاه، روزی ۴ ساعت و در ۴ ماه از سال در نظر گرفته شده است [۱۵].

1 . Heat Rate

GT generator power = 112639 kW
 GT Heat Rate @ gen term = 10832 kJ/kWh
 GT efficiency @ gen term = 30.04% HHV = 33.23% LHV
 GT @ 100 % rating, inferred TIT control model, CC limit



شکل ۵-۱. تأثیر استفاده از سیستم فاگ بر عملکرد واحد گازی نیروگاه مورد نظر



شکل ۵-۲. تأثیر استفاده از سیستم فاگ بر عملکرد سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر

جدول ۵-۲. مقایسه سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر با و بدون سیستم فاگ

	بدون فاگ	با فاگ R.H.=65.62%	با فاگ R.H.=90.06%
دمای محیط (°C)	31	31	31
رطوبت نسبی	12%	12%	12%
رطوبت نسبی، هوای ورودی به کمپرسور	12%	65.62%	90.06%
دمای هوای ورودی به کمپرسور (°C)	31	17.45	14.42
نواز، ناخالص، سیکل، ترکیبی (Kw)	289457	311773	317105
نواز، ناخالص، توربین، گازی (Kw) (Per GT)	99701	110133	112639
درصد افزایش توان تولیدی سیکل %	-	۷/۷	۹/۵
نرخ حرارت، سیکل، ترکیبی، (LHV) (Kj/Kwh)	7520	7510	7508
راندمان، سیکل، ترکیبی، (LHV)	47.87	47.94	47.95
نرخ حرارت، توربین، گازی (LHV) (Kj/Kwh)	11210	10899	10832
راندمان، توربین، گازی (LHV)	32.11%	33.03%	33.23%
دب، سوخت (Kg/s)	6.778	7.279	7.399
دب، آب (Kg/s) (per GT)	0	2.13	2.63

برای محاسبه میزان افزایش درآمد نیروگاه به واسطه استفاده از سیستم فاگ، بر اساس استعلام قیمت انجام گرفته از نیروگاه، قیمت گاز طبیعی ۲۹/۲۸ ریال برای هر متر مکعب و برق ۴۹۶۹۴ ریال برای هر مگاوات ساعت اعلام آمادگی در ساعت پیک بار در نظر گرفته شده است (قیمت‌ها مربوط به سال ۱۳۸۸ می‌باشد).

مدت زمان بازگشت سرمایه نصب سیستم فاگ، با استفاده از نرخ بدون یارانه برق (۷۷۰ ریال برای هر کیلووات ساعت) و گاز طبیعی مصرفی (۶۹۰ ریال برای هر متر مکعب مصرفی) نیز محاسبه شده است.

شدت مصرف واحد تصفیه آب در نیروگاه ۲/۶۶ کیلو وات ساعت بر تن می‌باشد و با توجه به میزان مصرف آب در سیستم فاگ می‌توان میزان برق مصرفی برای تولید آب مورد نیاز در این سیستم را محاسبه نمود.

$$\text{Water consumption in fogger} = 5.26 \text{ Kg/Sec} = 18.94 \text{ ton/hr}$$

$$\text{Energy consumption} = 2.66 \frac{\text{KWh}}{\text{ton}} \times 18.94 \frac{\text{ton}}{\text{hr}} = 50.36 \text{ KW}$$

$$\text{Increased power production} \cong 317105 - 289457 = 27648 \text{ KW}$$

$$\text{Increased fuel consumption} \cong 7.399 \times 2 - 6.778 \times 2 = 1.242 \text{ Kg/Sec} = 1.663 \text{ Nm}^3 / \text{Sec}$$

$$\text{Saving with subsidy} \cong 27648 \times 49.694 - 1.663 \times 3600 \times 29.28 = 1.199 \times 10^6 \text{ Rial/hour}$$

$$= 1.199 \times 10^6 \frac{\text{Rial}}{\text{hour}} \times 4 \frac{\text{hour}}{\text{day}} \times 31 \frac{\text{day}}{\text{mounth}} \times 4 \frac{\text{mounth}}{\text{year}} = 594.7 \times 10^6 \frac{\text{Rial}}{\text{year}}$$

$$\text{Saving without subsidy} \cong 27648 \times 770 - 1.663 \times 3600 \times 690 = 17.99 \times 10^6 \text{ Rial/hour}$$

$$= 17.99 \times 10^6 \frac{\text{Rial}}{\text{hour}} \times 4 \frac{\text{hour}}{\text{day}} \times 31 \frac{\text{day}}{\text{mounth}} \times 4 \frac{\text{mounth}}{\text{year}} = 8.51 \times 10^9 \frac{\text{Rial}}{\text{year}}$$

چنانچه ملاحظه می شود میزان انرژی مصرفی برای تولید آب مورد نیاز در سیستم فاگ، در مقابل افزایش توان تولیدی به واسطه استفاده از سیستم فاگ بسیار ناچیز و قابل صرف نظر کردن است.
با توجه به تحقیقات بعمل آمده سرمایه گذاری لازم برای سیستم فاگ حدود ۱/۷ میلیون دلار^۱ می باشد. در ادامه مدت زمان بازگشت سرمایه استفاده از سیستم فاگ محاسبه شده است.

$$\text{Payback with subsidy} = 17 \times 10^9 / 594.7 \times 10^6 = 28.6 \text{ years}$$

$$\text{Payback without subsidy} = 17 \times 10^9 / 8.51 \times 10^9 = 2 \text{ years}$$

۳-۴-۱-۵. آنالیز انرژی استفاده از سیستم فاگ

در آنالیز انرژی برای یک نیروگاه سیکل ترکیبی که توسط سیهان^۲ و همکاران انجام گرفت به این نتیجه رسیدند که توربین گاز، بویلر بازیاب و محفظه احتراق بیشترین اتلافات انرژی را دارند [۱۶].
فیاچی^۳ در مقاله ای آنالیز انرژی برای یک واحد سیکل ترکیبی را ارائه داد و نتیجه گرفت که بیشترین تلفات در محفظه احتراق به وقوع می پیوندد و آن به دلیل اختلاف دمای بالای بین شعله و سیال عامل است و به این نتیجه رسید که آنالیز انرژی برای مقایسه عملکردهای سیکل توربین گاز است [۱۷].
نتایج مقایسه تلفات انرژی در حالت فعال بودن فاگ و فعال نبودن فاگ برای سیکل ترکیبی و واحدهای گازی نیروگاه به ترتیب در جدول ۳-۵ و جدول ۴-۵ ارائه شده است.

جدول ۳-۵. مقایسه تلفات انرژی در حالت فعال بودن فاگ و فعال نبودن فاگ برای سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر

Reference: 1.013 bar, 25 C, water as vapor.			
PLANT EXERGY ANALYSIS			
Remark	Unit	with out fog	With fog
Exergy In	kW	508244	567131
Fuel exergy	kW	625192	684451
Ambient air exergy	kW	-7681	-8057
Condenser cooling air in	kW	-109266	-109264
Exergy Out	kW	197946	228107
Net electric output	kW	288403	317105
Condenser cooling air out	kW	-97675	-96982
Exergy of heat rejection Q1	kW	3772	3515
Stack gas exergy	kW	3445	4469
Exergy Loss	kW	310299 (61.05%)	339024 (59.78%)

۱. قیمت دلار ۱۰۰۰۰ ریال در نظر گرفته شده است.

۲. Cihan

۳. phiaschi

جدول ۴-۵. مقایسه تلفات اگزرژی در حالت فعال بودن فاگ و فعال نبودن فاگ برای واحدهای گازی نیروگاه مورد نظر

GAS TURBINE EXERGY ANALYSIS - SIE 701 D (each of 2 GT's)			
Remark	Unit	with out fog	With fog
Exergy In	kW	308311	337707
GT fuel exergy @ combustor	kW	312596	342226
Air exergy @ compressor inlet	kW	-4285	-4518
Exergy Out	kW	185047	201328
GT electric output	kW	99218	112639
GT exhaust exergy	kW	83943	86931
Exergy of heat rejection Q1	kW	1886.1	1757.4
Exergy Loss	kW	123264 (39.98%)	136380 (40.38%)
GT combustor exergy loss	kW	101668	112802
GT compressor and turbine exergy loss	kW	19343	21162
Mechanical/electrical/gear loss	kW	2253	2415.7
* Air starts at compressor inlet and fuel at combustor.			

همانگونه که از نتایج مشخص است بیشترین تلفات مربوط به محفظه احتراق می باشد و فعال بودن سیستم فاگ تلفات اگزرژی واحد گازی را افزایش داده و موجب کاهش تلفات اگزرژی سیکل ترکیبی می شود.

۵-۱-۵. بررسی کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور با استفاده از چیلر جذبی

چیلرهای جذبی که امکان کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور تا ۱۰ درجه سانتیگراد را فراهم می کند، به دلیل مصرف بخار فقط در صورتی مقرون به صرفه است که هزینه بخار در مقایسه با هزینه برق تولیدی محدود باشد. از مقایسه دما و رطوبت هوا در ماههای خرداد، تیر، مرداد و شهریور که دمای هوا بالا است مشخص شد که سرد کردن هوای ورودی به کمپرسور به کمک چیلر جذبی می تواند باعث بهبود عملکرد سیکل بشود، نمایش داده شده است.

هدف اصلی استفاده از چیلر جذبی بهبود عملکرد سیکل و افزایش توان تولیدی نیروگاه در زمان پیک بار در ماههای گرم سال است. زمان پیک بار در تابستان در طول روز حدود ۴ ساعت در نظر گرفته شده است. مشخص شد که میانگین هوا در طول روز در چهار ماه گرم سال در سالهای ۸۵ تا ۸۷ حدود ۳۰ درجه می باشد. لازم بذکر است این میانگین در طول روز محاسبه شده است که دمای هوا در طول شبانه روز تغییرات بسیاری خواهد داشت. در ضمن زمان مذکور برای استفاده از چیلر جذبی (زمان پیک بار) معمولاً عصر می باشد و با توجه به اینکه در زمان انجام تست اندازه گیری دمای هوا حدود ۳۱ درجه سانتیگراد بوده است، برای بررسی تأثیر استفاده از چیلر جذبی بر عملکرد سیکل با کمک نرم افزار Thermo Flow، دمای هوا ۳۱ درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده است.

رطوبت هوا نیز در طول روز تغییرات بسیاری دارد. میانگین رطوبت در طول روز در چهار ماه مذکور در سالهای ۸۵ تا ۸۷، حدود ۲۷ درصد می باشد ولی با توجه به اینکه زمان اوج مصرف معمولاً بعد از ظهر شروع می شود و تا شب ادامه دارد، در این زمان رطوبت نسبت به میانگین کمتر می باشد. لذا در بررسی تأثیر استفاده از

چیلر جذبی بر عملکرد سیکل، رطوبت نسبی ۲۰ درصد در نظر گرفته شده است. چیلر جذبی مورد نظر برای استفاده در نیروگاه، چیلر جذبی تک مرحله ای (single stage) با مصرف بخار می باشد، که بخار مورد نیاز برای چیلر جذبی از مسیر بخار فشار متوسط (IP) بویلر باز یافت حرارت تأمین شود. تأمین بخار مورد نیاز برای استفاده در چیلر جذبی از مسیر IP، می تواند منجر به کاهش دبی بخار وارد شده به توربین بخار و کاهش توان تولیدی توربین بخار شود. این مسئله از عوامل مهمی است که در بررسی تأثیر چیلر بر عملکرد سیکل باید مد نظر قرار گیرد. از عوامل مهم دیگری که با نصب چیلر جذبی در مسیر ورودی هوا به کمپرسور توربین گازی می تواند بر عملکرد سیکل تأثیر گذار باشد، افت فشار ناشی از عبور هوا از کویل های خنک کن هوا می باشد. هر چقدر این افت فشار کمتر باشد تأثیر استفاده از چیلر جذبی بر عملکرد سیکل مثبت تر ارزیابی خواهد شد.

۵-۱-۵. تعیین مشخصات و انتخاب چیلر جذبی

به منظور بررسی مزایا و معایب احتمالی استفاده از چیلر جذبی باید به بررسی تأثیر آن بر عملکرد سیکل با بررسی تغییرات راندمان و Heat Rate پرداخت. عامل مهم دیگر که در انتخاب چیلر جذبی اهمیت دارد قیمت چیلر جذبی و مدت زمان بازگشت سرمایه به واسطه درآمد ناشی از استفاده از چیلر جذبی می باشد. بدین منظور با فراخوانی نرم افزار Thermo Flow Macro17 با استفاده از منوی Multiple Run در نرم افزار GT Master دمای ورودی به کمپرسور تغییر داده شده است و نتایج حاصل از شبیه سازی سیکل و برآورد فنی و اقتصادی استفاده از چیلر جذبی و همچنین میزان سرمایه گذاری و مدت زمان بازگشت سرمایه با توجه به قیمت های سوخت و برق با یارانه و بدون یارانه، در جدول ۵-۵ آمده است.

جدول ۵-۵. بررسی فنی و اقتصادی تأثیر استفاده از چیلر جذبی

دمای هوای ورودی به کمپرسور	ظرفیت هر چیلر (Kw)	ظرفیت چیلر ^۱ (USRT)	راندمان ناخالص	دبی سوخت (kg/s)	توان ناخالص (کیلو وات)	سود با یارانه (در هر سال) (ریال)	سرمایه گذاری (میلیون ریال)	بازگشت سرمایه (با یارانه) (سال)	بازگشت سرمایه (بدون یارانه) (سال)
31	0	0.0	47.82	13.52	296233	-	-	-	-
28	564	176.3	47.79	13.75	300963	100,908,388	3,345	33.15	2.33
25	1140	356.3	47.76	13.97	305754	203,180,338	6,690	32.93	2.31
22	1728.4	540.1	47.74	14.20	310608	306,725,167	8,394	27.37	1.92
19	2329.6	728.0	47.71	14.44	315514	411,271,745	9,372	22.79	1.60
16	2944.1	920.1	47.66	14.67	320406	515,333,268	11,334	21.99	1.55
13	3569	1115.3	47.64	14.90	325253	618,705,560	13,500	21.82	1.53
10	4205	1314.1	47.53	15.13	329491	707,207,063	15,252	21.57	1.52

با کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور به واسطه استفاده از چیلر جذبی، راندمان سیکل گازی افزایش

می یابد ولی علیرغم اینکه میزان تولید سیکل ترکیبی افزایش می یابد به دلیل اینکه قسمتی از بخار IP به جای تبدیل به برق، در چیلر جذبی مصرف می شود، راندمان سیکل ترکیبی به میزان کمی کاهش می یابد و یا به عبارتی کاهش راندمان سیکل ترکیبی به واسطه استفاده از چیلر جذبی می تواند به این علت باشد که گرمای گرفته شده از سیکل توسط بخار مورد استفاده در چیلر جذبی، به سیکل بر نمی گردد. با توجه به این نکته که سوخت مصرفی و برق تولیدی نسبت به یکدیگر قیمت یکسانی ندارند و برق تولیدی نسبت به سوخت مصرفی متناسب با آن، از قیمت بالاتری برخوردار است، به بررسی سود مالی ناشی از استفاده از چیلر جذبی پرداخته شده است. چنانچه ملاحظه می شود استفاده از چیلر جذبی علیرغم کاهش ناچیز راندمان نیروگاه، با توجه به افزایش توان تولیدی، از لحاظ مالی برای نیروگاه سود داشته است.

به منظور انتخاب مناسبترین چیلر جذبی، مدت زمان بازگشت سرمایه هر کدام از چیلرها و میزان افزایش توان تولیدی مد نظر قرار گرفته است و هر کدام از چیلرها که بازگشت سرمایه سریعتر و افزایش توان تولیدی بیشتری دارد، انتخاب شده است. بدین منظور با استفاده از توان^۱ محاسبه شده برای هر چیلر جذبی در نرم افزار Thermo Flow Macro17، مدل و تعداد چیلر جذبی مورد نیاز برای هر واحد و متعاقباً برج خنک کن متناسب با آن بر اساس کاتالوگهای شرکت های داخلی تولید کننده چیلر جذبی انتخاب و قیمت آن استعلام شده است. جهت شبیه سازی تأثیر چیلر جذبی، فرض شده که در هر واحد گازی دو عدد چیلر جذبی نصب شده باشد [۱۸]. قیمت تمام شده برای نصب چیلر جذبی در هر واحد شامل قیمت چیلر جذبی، برج خنک کن، کویل هوا، حمل و نقل و نصب چیلر جذبی می باشد. فرض شده است که چیلرها فقط در چهار ماه از سال و به طور متوسط روزی ۴ ساعت کار کنند که این ۴ ساعت زمان پیک بار را نیز شامل می شود. لازم به ذکر است هر واحد سیکل ترکیبی شبیه سازی شده در نرم افزار Thermo Flow شامل دو واحد گازی و یک واحد بخار می باشد و با توجه به اینکه در هر واحد دو عدد چیلر جذبی در نظر گرفته شده است، لذا در مجموع در هر واحد چهار عدد چیلر جذبی موجود است.

در ستون آخر جدول ۵-۵ مدت زمان بازگشت سرمایه نصب چیلر جذبی با استفاده از نرخ بدون یارانه برق (۷۷۰ ریال برای هر کیلووات ساعت) و گاز طبیعی مصرفی (۶۹۰ ریال برای هر متر مکعب مصرفی) محاسبه شده است. چنانچه ملاحظه می شود در تمامی موارد زمان بازگشت سرمایه به میزان قابل توجهی کاهش یافته است.

با توجه به محاسبات انجام شده در دو ستون آخر جدول ۵-۵، ملاحظه می شود که با کاهش هر چه بیشتر دمای هوای ورودی به کمپرسور و یا به عبارتی استفاده از چیلر جذبی با توان بیشتر، مدت زمان کاهش سرمایه

۱ توان محاسبه شده در نرم افزار Thermo Flow Macro17 بر حسب کیلووات (ستون دوم جدول ۵-۵) می باشد. برای محاسبه تن تبرید

هر چیلر (ستون سوم جدول ۵-۵) از رابطه زیر استفاده و با توجه به آن چیلر انتخاب شده است.

$$\text{chiller cooling capacity}(USRT) = \frac{Q \left(\frac{BTU}{h} \right) * 1.1}{12000}$$

کاهش می یابد. پس بزرگترین چیلر جذبی محاسبه شده به عنوان بهترین چیلر جذبی برای نصب در نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر انتخاب می شود. با توجه به نتایج حاصله و این نکته که با کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور با استفاده از چیلر جذبی، راندمان سیکل کاهش و توان تولیدی افزایش می یابد، استفاده از چیلر جذبی از نظر انرژی تیک فقط در زمان پیک بار که افزایش توان تولیدی بسیار حائز اهمیت است، می تواند قابل استفاده باشد. در جدول ۵-۶ اطلاعات فنی چیلرهای انتخاب شده آورده شده است.

جدول ۵-۶. مشخصات چیلر جذبی انتخابی با ظرفیت ۱۳۰۰ تن تبرید

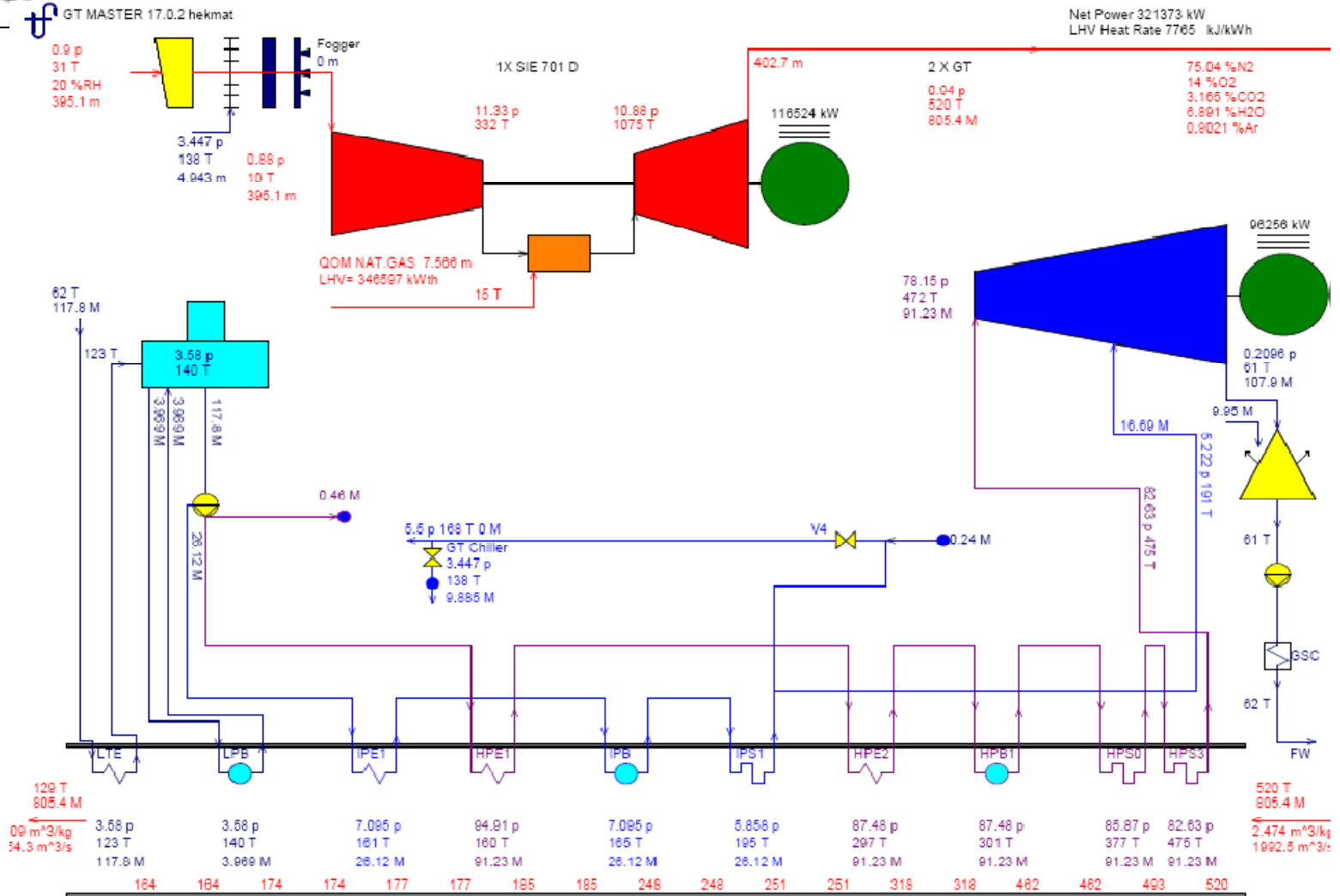
Parameter		Unit	Quantity	
Average Capacity		TR	1300	
Chilled Water	Flow Rate	GPM	2755	
	No. of Pass	Eva.	-	
	Pressure Drop		Ft.W	40
	Nozzle Size		Inch	12
Cooling Water	Flow Rate	GPM	4592	
	No. of Pass	Abs.	-	
		Con.	-	
	Pressure Drop		Ft.W	15
Nozzle Size		Inch	14	
Steam	Consumption	lb/h	21468	
	No. of Pass	-	1	
	Nozzle Size	Inch	10	
Inch		3		
Electrical Supply	Solution Pump	Kw	11	
	Refrigerant Pump	Kw	3.7	
	Vacuum Pump	Kw	0.6	
	Total	Kw	15.3	
Operating Weight		Kg	35874	

اطلاعات ارائه شده در شرایط زیر است:

1. Chilled Water Temperature 54 °F _____ 44 °F
2. Cooling Water Temperature 80 °F _____ 100 °F
3. Steam Pressure 9 psig

۵-۱-۲. شبیه سازی نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر هنگام نصب چیلر جذبی

نتایج شبیه سازی نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر در شرایطی که نصب چیلر جذبی مورد توجه قرار گرفته باشد در شکل ۵-۳، ملاحظه می شود.



شکل ۵-۳. شبیه سازی واحد سیکل ترکیبی مورد نظر هنگام نصب چیلر جذبی

نکته بسیار مهم که باید به آن توجه شود میزان اتلاف آب در برج خنک کن چیلر جذبی می باشد. چنانچه در جدول ۵-۶ آمده است میزان آب در گردش هر چیلر جذبی ۴۵۹۲ گالن در دقیقه می باشد. طبق استاندارد ASHRAE تقریباً ۲٪ آب در گردش در برج خنک کن اتلاف می شود.

$$\text{Cooling Water (per chiller)}=4592\text{GPM}=1252.5\text{m}^3/\text{h}$$

$$\text{Waste Water}=1252.5\times 0.02\times 4=100.2\text{m}^3/\text{h}=27.83\text{kg/s}$$

ملاحظه می شود که مقدار اتلاف آب در برج خنک کن چیلر جذبی بسیار زیاد می باشد و لذا این مسئله استفاده از چیلر جذبی را با مشکل روبرو می کند. چنانچه بتوان بجای استفاده از برج خنک کن مرطوب، از برج خنک کن خشک استفاده نمود که اتلاف آب در آن ناچیز است، استفاده از چیلر جذبی در زمان پیک بار راه حل مناسبی برای تولید بیشتر است.

۵-۱-۶. کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور با تانک ذخیره یخ

ذخیره سازی سرما قدمتی بیش از چهل سال دارد، ولی اهمیت آن از سوی طراحان سیستم های خنک کننده در ایران به دلیل پایین بودن قیمت برق مورد توجه قرار نگرفته است. این روش بر پایه ی تولید یخ به وسیله سیستم خنک کننده در مواقعی که بار شبکه حداقل بوده و استفاده از گرمای نهان ذوب آن در زمان اوج بار جهت افزایش توان تولیدی نیروگاه در زمان پیک بار مبتنی می باشد.

کار برد یخ به عنوان یک منبع ذخیره ی سرما از نظر اصول ترمودینامیکی روش کلاسیک شناخته شده ای می باشد و با توجه به ازدیاد بهای تولید انرژی الکتریکی و عدم مصرف یکسان آن در شبانه روز و داشتن اوج مصرف از این روش می توان استفاده نمود.

در این روش با استفاده از توان مازاد بر مصرف شبکه در شب یا بعد از زمان اوج مصرف و زمانی که مصرف انرژی الکتریکی حداقل می باشد یخ تولید می شود و در مخزن یا مخزن های مشابه ذخیره (۸۰ کیلو کالری به ازای هر کیلو گرم یخ ایجاد شده) و در روز بعد در زمان پیک بار برای خنک کردن هوای ورودی به کمپرسور جهت افزایش توان تولیدی نیروگاه وارد عمل شده و قسمتی یا تمام بار پیک را بسته به حجم مخزن انتخابی تأمین می نماید. از دیگر مزایای این جابه جایی که در اصطلاح به آن پیک سایه گویند این است که علاوه بر کاهش مشکلات بهره برداری نیروگاهها در ساعات کم باری، راندمان نیروگاه را نیز در ساعات کم باری به دلیل نزدیک شدن به بار نامی افزایش می دهد.

ایده ی روش ذخیره سازی سرما از نظر ترمودینامیکی کاملاً شناخته شده می باشد، ولی ازدیاد بهای انرژی و هزینه های سرمایه گذاری برای نیروگاهها در طی دو دهه ی گذشته، کاربرد آن را از نظر اقتصادی تسهیل کرده است [۱۹ و ۲۰].

۱-۶-۱-۵. حجم مخزن ذخیره ی سرما

مبنای محاسبات حجم مخزن بر پایه ی میزان برودت مورد نیاز در ساعات کاربرد تعیین می گردد [۱۹]. ظرفیت مخزن یخ که یک مبدل حرارتی نیز می باشد باید طوری محاسبه شود که با توجه به گرمای نهان ذوب یخ ($80\text{kcal/kg} = 334\text{kJ/kg}$) بتواند هوای ورودی به کمپرسور را با دبی جرمی مشخص در مدت زمان پیک بار تا حدود ۱۰ درجه سانتیگراد کاهش دهد.

با توجه به موارد فوق الذکر، به ازای هر تن برودتی (12000 بی تی یو در ساعت یا $37/5$ کیلوگرم یخ در ساعت) با در نظر گرفتن جرم مخصوص یخ (920kg/m^3) معادل 40 لیتر حجم برای مخزن در نظر گرفته می شود.

محاسبه برودت مورد نیاز:

برودت مورد نیاز جهت کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسورهای واحدهای گازی مدول ۲ نیروگاه براساس محاسبات نرم افزار ترموفلو برابر $16/82$ مگاوات ($5.74 \text{ E}+7\text{BTU/hr}$) می باشد.

میزان یخ مورد نیاز جهت ایجاد این میزان برودت با توجه به گرمای ذوب یخ برابر است با:

$$5.72 \times 10^7 \text{ BTU/hr} \times \frac{37.5 \text{ Kg of ice/hr}}{12000 \text{ BTU/hr}} = 178750 \frac{\text{Kg of ice}}{\text{hr}}$$

$$= 178750 \frac{\text{Kg of ice}}{\text{hr}} \times 4 \frac{\text{hr}}{\text{day}} = 715 \frac{\text{ton}}{\text{day}}$$

حجم مخزن مورد نیاز جهت تولید و نگهداری این میزان یخ برابر است با:

$$= 715 \frac{\text{ton}}{\text{day}} \div 0.92 \frac{\text{ton}}{\text{m}^3} = 780 \frac{\text{m}^3}{\text{day}}$$

۱-۶-۲. برآورد فنی-اقتصادی استفاده از روش تانک ذخیره یخ در نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر

محاسبه میزان صرفه جویی ناشی از افت دما در زمان پیک بار براساس نتایج حاصل از شبیه سازی سیکل در نرم افزار ترموفلو:

$$\text{Increased power production} \cong 334160 - 296233 = 37927 \text{ KW}$$

لازم به ذکر است، میزان توان مصرفی جهت تولید یخ مورد نیاز با در نظر گرفتن راندمان 80% درصد برای سردخانه مورد نظر، برابر 20 مگاوات می باشد.

میزان صرفه جویی ناشی از افزایش توان تولیدی نیروگاه با در نظر گرفتن انرژی مصرفی در ساعات غیر پیک

جهت تولید یخ برابر است با:

$$\text{Increased power} \cong 37927 - 20000 = 17927 \text{KW}$$

$$\text{Increased fuel consumption} \cong 7.589 \times 2 - 6.76 \times 2 = 1.66 \text{Kg/Sec} = 2.27 \text{Nm}^3/\text{Sec}$$

$$\text{Saving with subsidy} \cong 17927 \times 49.694 - 2.27 \times 3600 \times 29.28 = 0.65 \times 10^6 \text{ Rial/hour}$$

$$= 0.65 \times 10^6 \frac{\text{Rial}}{\text{hour}} \times 4 \frac{\text{hour}}{\text{day}} \times 31 \frac{\text{day}}{\text{mounth}} \times 4 \frac{\text{mounth}}{\text{year}} = 323 \times 10^6 \frac{\text{Rial}}{\text{year}}$$

$$\text{Saving without subsidy} \cong 17927 \times 770 - 2.27 \times 3600 \times 690 = 8.15 \times 10^6 \text{ Rial/hour}$$

$$= 8.15 \times 10^6 \frac{\text{Rial}}{\text{hour}} \times 4 \frac{\text{hour}}{\text{day}} \times 31 \frac{\text{day}}{\text{mounth}} \times 4 \frac{\text{mounth}}{\text{year}} = 4.04 \times 10^9 \frac{\text{Rial}}{\text{year}}$$

با توجه به تحقیقات بعمل آمده سرمایه گذاری لازم برای این سیستم حدود $500 \text{ \$/ton of capacity}$ می باشد. در ادامه مدت زمان بازگشت سرمایه استفاده از سیستم تانک ذخیره یخ محاسبه شده است [۲۰ و ۱۵].

Investment cost =

$$500 \frac{\$}{\text{ton of capacity}} \times 10000 \frac{\text{Rial}}{\$} \times 5.74 \times 10^7 \text{ BTU/hr} \times \frac{1.1 \text{ ton of capacity}}{12000 \text{ BTU/hr}} = 26.3 \times 10^9 \text{ Rial}$$

$$\text{Payback with subsidy} = 26.3 \times 10^9 / 0.323 \times 10^9 = 81 \text{ years}$$

$$\text{Payback without subsidy} = 26.3 \times 10^9 / 8.15 \times 10^9 = 3.23 \text{ years}$$

۲-۵. ارائه راهکارهای کاهش مصرف انرژی الکتریکی در نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر

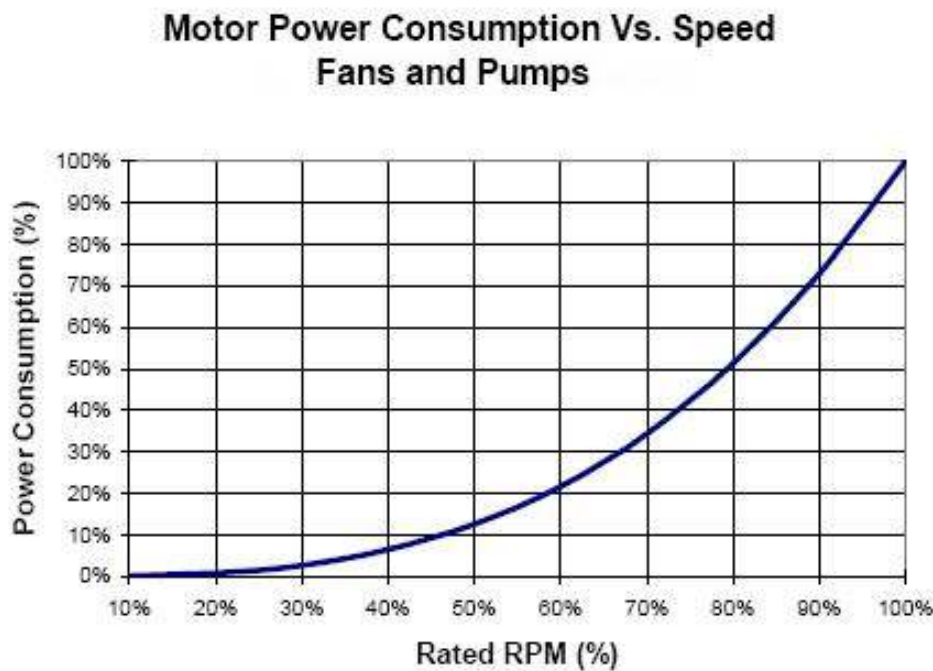
در این بخش از گزارش راهکارهای کاهش مصرف انرژی الکتریکی بررسی می شود و میزان صرفه جویی انرژی و هزینه در هر یک از راهکارها محاسبه می گردد.

۱-۲-۵. عملکرد تجهیزات و نقش کنترل کننده های دور

مصرف کننده های عمده انرژی الکتریکی در نیروگاهها، پمپها و فنها می باشند. از آنجائیکه اکثر تجهیزات مذکور در شرایط طراحی خود کار نمی کنند، بنابراین اتلاف انرژی در این تجهیزات زیاد می باشد.

با توجه به اینکه پمپها و فنها در شرایط بهره برداری مختلف و با دبی متفاوت کار می کنند، مصرف توان مختلفی دارند. یکی از راههای کاهش مصرف انرژی الکتریکی در این تجهیزات، استفاده از کنترل کننده های سرعت مانند درایو (VSD) و کوپلینگ هیدرولیک می باشد. رابطه توان مصرفی پمپها و فنها با تغییر سرعت آنها

به صورت شکل ۴-۵ است.



شکل ۴-۵. رابطه توان مصرفی پمپها و فنها با تغییر سرعت آنها

همانطور که شکل فوق نشان می دهد، با تغییر کمی در سرعت پمپها و فنها تغییرات زیادی در توان مصرفی آنها اتفاق می افتد. رابطه بین سرعت و توان تجهیزات مذکور به صورت رابطه (۱-۶) می باشد.

$$Power_{final} = Power_{initial} \left(\frac{RPM_{final}}{RPM_{initial}} \right)^3$$

(۱-۶)

این رابطه نشان می دهد که توان مصرفی با توان سوم تغییرات سرعت، تغییر می کند. بنابراین کاهش ناچیزی در سرعت، کاهش زیادی در توان مصرفی را به همراه خواهد داشت. این موضوع اهمیت استفاده از کنترل کننده های دور را نشان می دهد.

حال به بررسی راهکارهای قابل اجرا جهت کاهش مصرف انرژی الکتریکی پرداخته می شود.

تذکر: در تمام راهکارها، محاسبه بازگشت سرمایه با دو قیمت برای برق انجام گرفته است. یکی با توجه به قیمت برق یارانه ای که بر اساس متوسط هزینه تعرفه صنعتی و به ازای هر کیلووات ساعت ۱۷۰ ریال محاسبه شده است. دیگری با توجه به قیمت برق بدون یارانه ای به ازای هر کیلووات ساعت ۷۷۰ ریال در نظر گرفته شده است.

۲-۲-۵. نصب درایو کنترل سرعت (VSD) بر روی تجهیزات

اندازه گیریها نشان می دهد که استفاده از درایو برای پمپ های آب خنک کن (CCCW) و فنهای ACC می تواند صرفه جویی انرژی الکتریکی را به همراه داشته باشد. لازم به ذکر است که استفاده از درایو برای موتورهای ولتاژ بالا توصیه نمی شود. زیرا هم از نظر قیمتی بسیار هزینه بر خواهد بود و هم از نظر قابلیت اطمینان، نمی توان در نیروگاه استفاده نمود.

در ادامه، اثر نصب درایو بر روی پمپ های آب خنک کن (CCCW) و فنهای ACC بررسی شده است.

۱-۲-۲-۵. بررسی نصب درایو بر روی پمپ های آب خنک کن (CCCW)

در جدول ۵-۷ خلاصه نتایج اندازه گیریهای همزمان الکتریکی و مکانیکی بر روی پمپ های آب خنک کن (CCCW) آورده شده است.

جدول ۵-۷. نتایج اندازه گیریهای الکتریکی و مکانیکی بر روی پمپ های آب خنک کن (CCCW)

محل اندازه گیری	نقاط اندازه گیری	متوسط توان (KW)	دبی متوسط (m ³ /h)	فشار متوسط (m)
واحد ۱ سیکل ترکیبی	پمپ آب خنک کن (CCCW)	97.2	534.9	44 *
		97.5	536.7	45 *

* این اعداد از منحنی مشخصه بدست آمده اند.

همچنین اطلاعات طراحی پمپ های مذکور در جدول ۵-۸ آمده است.

جدول ۵-۸. اطلاعات طراحی پمپ های آب خنک کن (CCCW)

نام تجهیز	توان نامی موتور (KW)	دبی نامی (m ³ /h)	هد نامی (m)	راندمان پمپ (%)
پمپ آب خنک کن (CCCW)	102	600	42	80

جهت بررسی اثر نصب درایو بر روی پمپ ها می توان از نرم افزار PumpSave استفاده کرد. نرم افزار مذکور محصول شرکت ABB می باشد. این نرم افزار قادر است با دریافت اطلاعات طراحی الکتروپمپ و شرایط بهره برداری، میزان صرفه جویی انرژی الکتریکی را در صورت نصب درایو محاسبه کند.

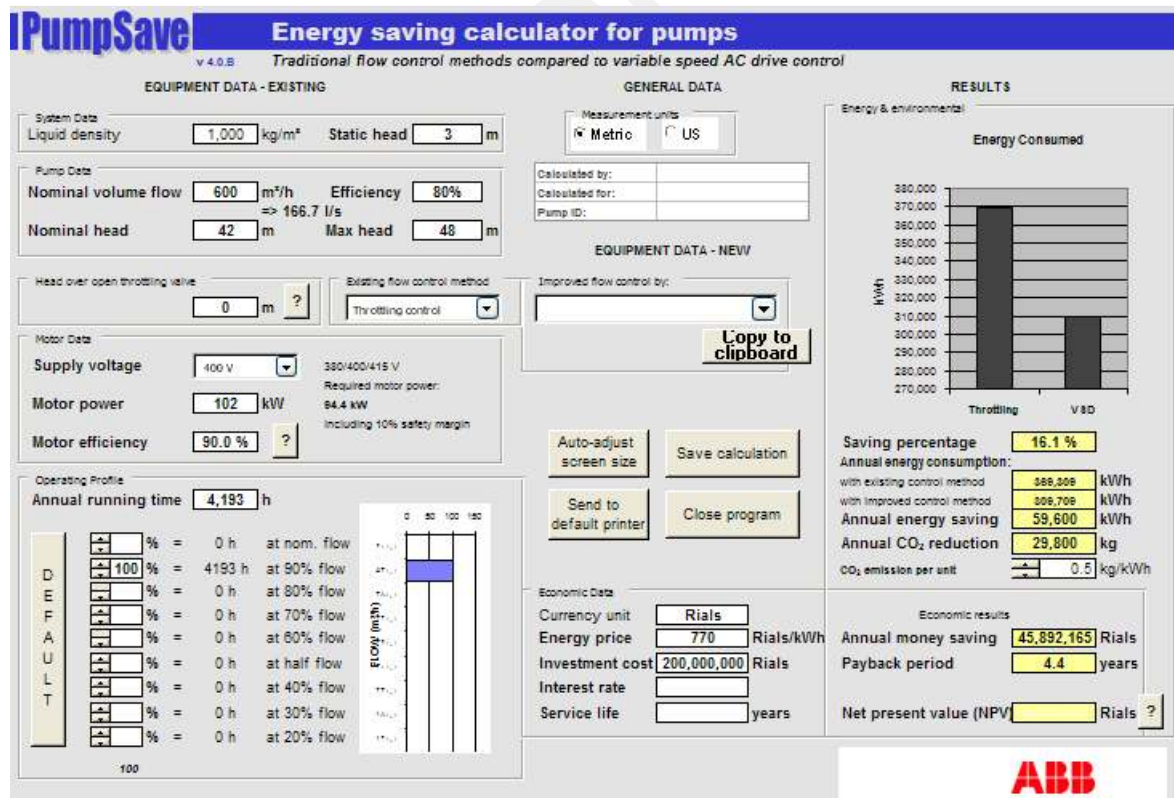
جدول ۵-۹ میزان صرفه جویی انرژی محاسبه شده توسط نرم افزار مورد نظر را برای پمپ های آب خنک کن (CCCW) نشان می دهد. همچنین مدت زمان بازگشت سرمایه نیز آورده شده است. لازم به ذکر است تصاویر

خروجی نرم افزار در شکل ۵-۵ و شکل ۶-۵ آمده است.

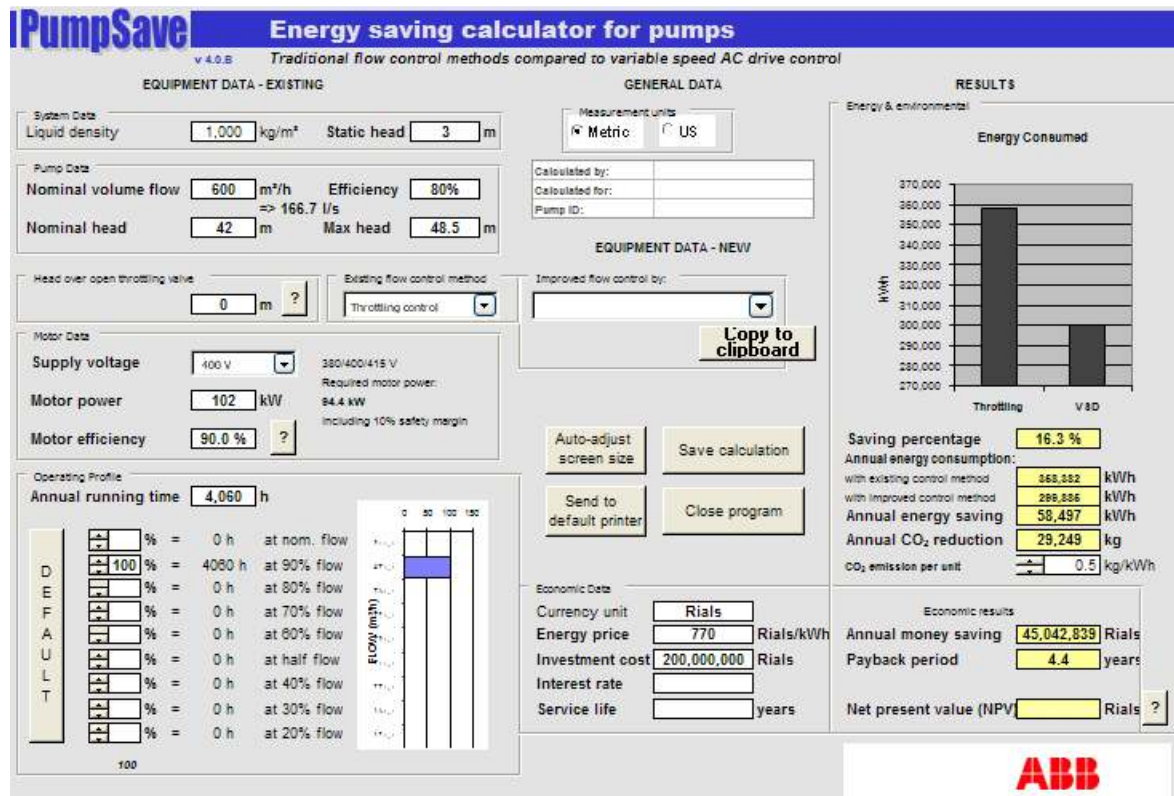
جدول ۵-۹. محاسبه میزان صرفه جویی انرژی بوسیله نصب درایو بر روی پمپ های آب خنک کن (CCCW)

نام تجهیز	محل	ساعات کارکرد در سال ۸۶ (Hour)	صرفه جویی انرژی سالیانه (KWH)	هزینه صرفه جویی انرژی الکتریکی سالیانه (ریال)		هزینه سرمایه گذاری (میلیون ریال)	زمان بازگشت سرمایه (سال)	
				قیمت یارانه ای برق	قیمت برق بدون یارانه		قیمت یارانه ای برق	قیمت برق بدون یارانه
پمپ آب خنک کن (CCCW)	واحد ۱ سیکل ترکیبی	4,193	59,600	10,270,292	45,892,000	200	19.5	4.4
	واحد ۲ سیکل ترکیبی	4,060	58,497	9,944,523	45,042,690		20.1	4.4

همانگونه که جدول ۵-۹ نشان می دهد، زمان بازگشت سرمایه با نرخ یارانه ای برق بسیار طولانی و غیر قابل توجیه است. ولی اگر قیمت برق بدون یارانه در نظر گرفته شود، زمان بازگشت سرمایه در حد قابل قبول می باشد.



شکل ۵-۵. نتیجه نرم افزار PumpSave برای پمپ آب خنک کن (CCCW) واحد ۱ سیکل ترکیبی



شکل ۵-۶. نتیجه نرم افزار PumpSave برای پمپ آب خنک کن (CCCW) واحد ۲ سیکل ترکیبی

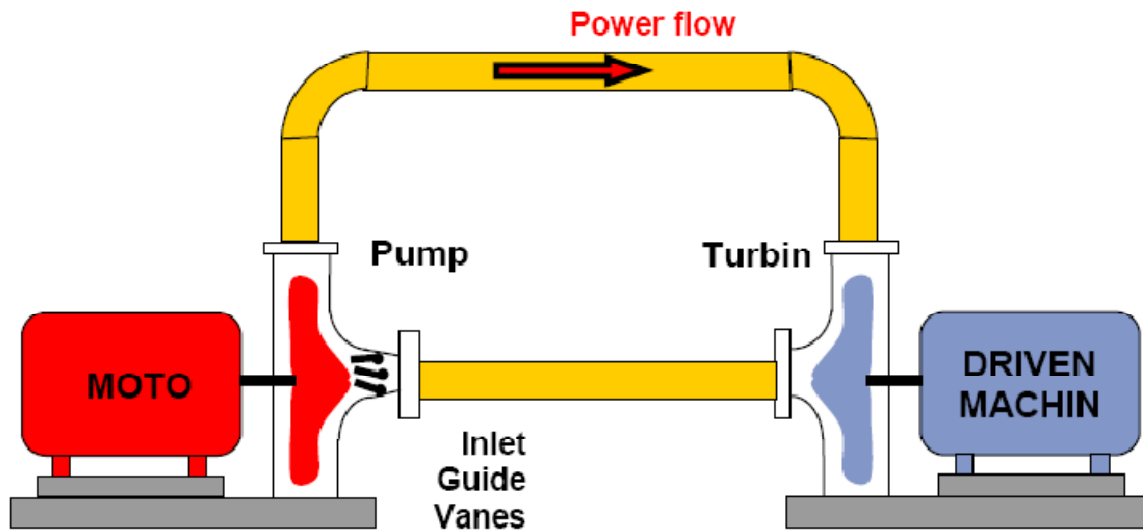
۵-۲-۲. بررسی نصب درایو بر روی فنهای ACC

با توجه به اینکه فنهای ACC در دو دور ثابت کار می کنند و با توجه به اینکه در دماهای مختلف محیطی، دبی های متفاوتی نیاز است، لذا نصب درایو بر روی فنهای مذکور می تواند مصرف انرژی الکتریکی را کاهش دهد. ولی با توجه به کمبود اطلاعات از قبیل موجود نبودن منحنی های مشخصه این فنها، امکان پذیر نبودن اندازه گیری بر روی هر فن و همچنین اندازه گیری دبی هوای دمیده شده توسط فنها، بنابراین نمی توان اثر نصب درایو بر روی آنها را بررسی نمود.

۵-۲-۳. نصب کویلینگ هیدرولیک بر روی تجهیزات

همانطور که قبلاً گفته شد، یکی دیگر از تجهیزات کنترل کننده سرعت هیدروکویلینگ ها هستند. همانگونه که قبلاً گفته شد، برای موتورهای ولتاژ بالا، نصب درایو (VSD) مشکلات خاصی از جمله بالا رفتن هزینه، نداشتن قابلیت اطمینان و ... را به دنبال دارد، از اینرو از کویلینگهای هیدرولیک استفاده می شود. کویلینگهای هیدرولیک بین موتور و بار (پمپ یا فن) نصب می شوند و قادر هستند که با تغییرات دبی، سرعت بار (پمپ یا فن) را تغییر دهند. این تجهیزات از دو پره با یک مکانیزم خاص تشکیل شده اند که یکی از پره ها به موتور و دیگری

به بار وصل می‌شود. ارتباط بین این دو پره، روغن می‌باشد. (شکل ۵-۷) با چرخش پره اول روغن به جریان می‌افتد و پره دوم را به چرخش وادار می‌کند. مکانیزم پره اول به صورتی است که می‌تواند با تغییر زاویه پره‌های کوچک خود، مقدار چرخش روغن را کم و زیاد کند و در نتیجه سرعت پره دوم تغییر می‌کند. از این طریق سرعت بار (پمپ یا فن) قابل کنترل است.



شکل ۵-۷. شماتیک کوپلینگ‌های هیدرولیکی

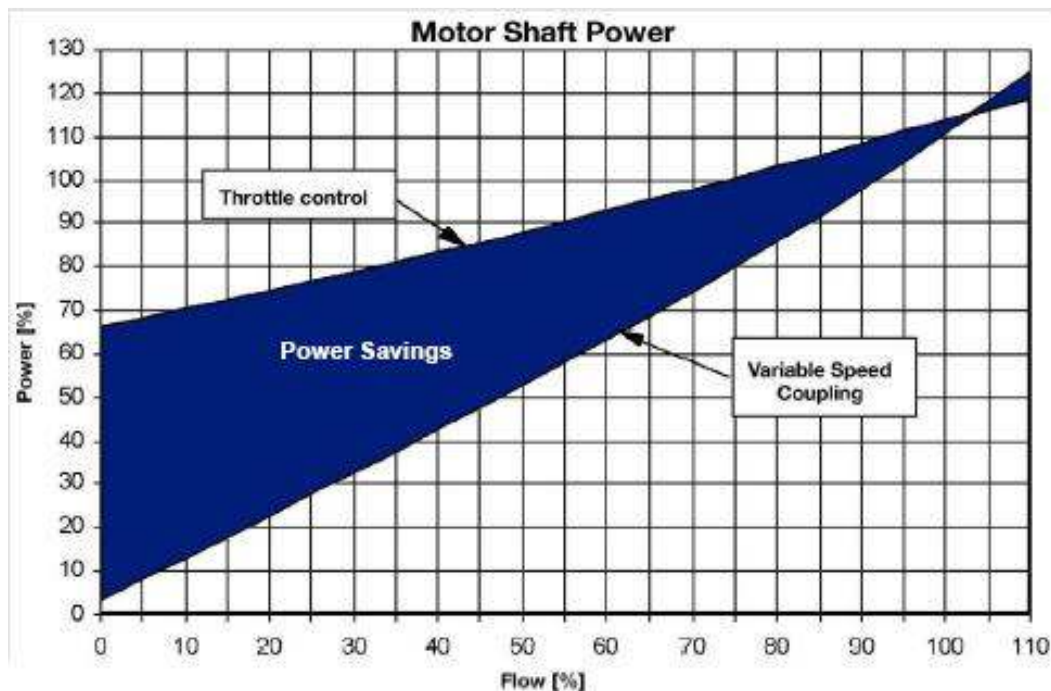
شکل ۵-۸ مقایسه توان مصرفی را در دو حالت استفاده از والو (تروتلینگ) و استفاده از کوپلینگ هیدرولیک و مقدار صرفه جویی توان به سبب نصب هیدروکوپلینگ را نشان می‌دهد.

مزایای دیگری که می‌توان برای هیدروکوپلینگ‌ها برشمرد، عبارتند از:

- ۱- به علت کنترل دبی از طریق تغییر دور، اثر شیر کنترل کاهش می‌یابد.
- ۲- به دلیل انتقال قدرت از طریق روغن، شوک‌های ناگهانی که به پمپ وارد می‌شود، دمپ می‌شوند.
- ۳- هزینه تعمیرات و نگهداری کاهش می‌یابد.
- ۴- به علت مکانیکی بودن سیستم هیدروکوپلینگ‌ها، خاصیت هارمونیک زائی ندارند.

با توجه به توضیحات بالا، استفاده از کوپلینگ‌های هیدرولیک بر روی پمپ‌های کندانس و آب تغذیه بررسی

می‌شود.



شکل ۵-۸. مقایسه توان مصرفی در دو حالت اختناق جریان (Throttling) و استفاده از کوپلینگ هیدرولیک

۵-۲-۳-۱. بررسی نصب کوپلینگ هیدرولیک بر روی پمپ‌های اصلی کندانس

در جدول ۵-۱۰ خلاصه نتایج اندازه گیریهای الکتریکی و مکانیکی بر روی پمپ‌های کندانس آمده است.

جدول ۵-۱۰. اطلاعات اندازه گیری پمپ‌های اصلی کندانس

نام تجهیز	محل	توان متوسط موتور (KW)	دبی متوسط (m ³ /h)	فشار متوسط (m)
پمپ اصلی کندانس	واحد ۱ سیکل ترکیبی	330.7	425	159.7
	واحد ۲ سیکل ترکیبی	309.4	439.8	152.6

همچنین اطلاعات طراحی پمپ‌های مذکور در جدول ۵-۱۱ آمده است.

جدول ۵-۱۱. اطلاعات طراحی پمپ‌های اصلی کندانس

نام تجهیز	توان نامی موتور (KW)	دبی نامی (m ³ /h)	هد نامی (m)	راندمان پمپ (%)
پمپ اصلی کندانس	375	600	162	78

با توجه به نتایج اندازه گیریها بر روی پمپهای کندانس و نمودار شکل ۵-۸ می توان مقدار صرفه جویی را در صورت استفاده از کوپلینگ هیدرولیک محاسبه نمود. جدول ۵-۱۲ میزان صرفه جویی انرژی را در صورت انجام این راهکار نشان می دهد.

جدول ۵-۱۲. محاسبه میزان صرفه جویی انرژی بوسیله نصب هیدروکوپلینگ بر روی پمپهای کندانس

نام تجهیز	محل	درصد صرفه جویی توان (%)	صرفه جویی توان (KW)	ساعات کارکرد در سال ۸۶ (Hour)	صرفه جویی انرژی سالیانه (KWH)
پمپ اصلی کندانس	واحد ۱ سیکل ترکیبی	25	82.7	4,193	346,761
	واحد ۲ سیکل ترکیبی	23	71.2	4,060	289,072

همچنین با استعلام قیمت گرفته شده، هزینه صرفه جویی سالیانه و مدت زمان بازگشت سرمایه در محاسبه شده است. لازم به ذکر است که هزینه سرمایه گذاری شامل لوازم یدکی و کنترلی مورد نیاز نیز می باشد.

محاسبه میزان صرفه جویی هزینه بوسیله نصب هیدروکوپلینگ بر روی پمپهای کندانس

نام تجهیز	محل	هزینه صرفه جویی انرژی الکتریکی سالیانه (ریال)		هزینه سرمایه گذاری (میلیون ریال)	زمان بازگشت سرمایه (سال)	
		قیمت یارانه ای برق	قیمت برق بدون یارانه		قیمت یارانه ای برق	قیمت برق بدون یارانه
پمپ اصلی کندانس	واحد ۱ سیکل ترکیبی	58,949,370	267,005,970	990	16.8	3.7
	واحد ۲ سیکل ترکیبی	49,142,240	222,585,440		20.2	4.4

همانگونه که نشان می دهد، زمان بازگشت سرمایه با ملاحظه قیمت یارانه ای برق توجیه پذیر نیست، ولی با در نظر گرفتن قیمت برق بدون یارانه، زمان بازگشت سرمایه در حد قابل قبول می باشد.

۵-۲-۳-۲. بررسی نصب کوپلینگ هیدرولیک بر روی پمپهای آب تغذیه

همانگونه که در بحث درایو نیز مطرح گردید، به دلیل وجود دو خروجی HP و IP برای پمپهای آب تغذیه و همچنین دو والو با درصدهای باز بودن متفاوت، نمی توان این پمپها را به طور کامل با کوپلینگ هیدرولیک

کنترل نمود و باید از حلقه های کنترلی استفاده کرد که در این حالت باید از سیستم های کوپلینگ هیدرولیک و تروتلینگ به طور همزمان استفاده شود.

ولی جهت نصب کوپلینگ هیدرولیک، اگر اعداد اندازه گیری های انجام شده ثابت در نظر گرفته شوند (جدول ۵-۱۳) می توان میزان صرفه جویی انرژی را از رابطه (۶-۲) محاسبه نمود.

$$\text{Mean Throttling Rate for FWP}(\%) = \frac{HP \text{ Throttling}(\%) \times HP \text{ Head} (m) + IP \text{ Throttling}(\%) \times IP \text{ Head} (m)}{HP \text{ Head} (m) + IP \text{ Head} (m)}$$

در جدول ۵-۱۳ خلاصه نتایج اندازه گیری های همزمان الکتریکی و مکانیکی بر روی پمپ های آب تغذیه آورده شده است.

جدول ۵-۱۳. اطلاعات اندازه گیری پمپ های آب تغذیه

درصد باز بودن والو (%)		فشار متوسط (m)		دبی متوسط (m ³ /h)		توان متوسط موتور (KW)	محل	نام تجهیز
IP	HP	IP	HP	IP	HP			
54	60	284	1168	44.8	166.6	1036.9	واحد ۱ سیکل ترکیبی	پمپ آب تغذیه ۱
50	50	307	1195	47.1	164.3	994.8		پمپ آب تغذیه ۴
55	66	295	1157	45.8	160.6	972.1	واحد ۲ سیکل ترکیبی	پمپ آب تغذیه ۵
45	58	312	1256	48.4	156.3	972.2		پمپ آب تغذیه ۷

با استفاده از رابطه (۶-۲) و اعداد جدول ۵-۱۳، متوسط درصد تروتلینگ برای چهار پمپ آب تغذیه فوق بدست می آید.

$$M.T.R. \text{ for FWP1} = \frac{0.60 \times 1168 + 0.54 \times 284}{1168 + 284} = 59\%$$

$$M.T.R. \text{ for FWP4} = \frac{0.50 \times 1159 + 0.50 \times 307}{1159 + 307} = 50\%$$

$$M.T.R. \text{ for FWP5} = \frac{0.66 \times 1157 + 0.55 \times 295}{1157 + 295} = 57\%$$

$$M.T.R. \text{ for FWP7} = \frac{0.58 \times 1256 + 0.45 \times 312}{1256 + 312} = 55\%$$

بنابراین با استفاده از نمودار شکل ۵-۸، درصد صرفه جویی توان برای پمپ های مورد نظر به صورتی که در جدول ۵-۱۴ آمده است، قابل محاسبه می باشد. همچنین میزان انرژی قابل صرفه جویی سالیانه (برای نمونه سال

نام گزارش: تحلیل و بررسی نیروگاه سیکل ترکیبی و ارائه ی راهکار های بهینه سازی آن

جدول ۵-۱۴. میزان صرفه جویی انرژی بوسیله نصب هیدروکوپلینگ بر روی پمپ‌های آب تغذیه

نام تجهیز	محل	درصد صرفه جویی (%)	توان صرفه جویی شده (KW)	ساعات کارکرد در سال ۸۶ (Hour)	انرژی صرفه جویی شده (KWH)
پمپ آب تغذیه ۱	واحد ۱ سیکل	20.5	212.6	4,193	891,432
پمپ آب تغذیه ۴	ترکیبی	12.5	124.3		521,190
پمپ آب تغذیه ۵	واحد ۲ سیکل	26.2	254.7	4,060	1,034,082
پمپ آب تغذیه ۷	ترکیبی	16.6	161.4		655,284

در جدول ۵-۱۵ میزان صرفه جویی هزینه و مدت زمان بازگشت سرمایه بوسیله نصب هیدروکوپلینگ بر روی پمپ‌های آب تغذیه آمده است. لازم به ذکر است که هزینه سرمایه گذاری شامل لوازم یدکی و کنترلی مورد نیاز نیز می‌باشد.

جدول ۵-۱۵. محاسبه زمان بازگشت سرمایه بوسیله نصب هیدروکوپلینگ بر روی پمپ‌های آب تغذیه

نام تجهیز	محل	هزینه صرفه جویی انرژی الکتریکی سالانه (ریال)		هزینه سرمایه گذاری (میلیون ریال)	زمان بازگشت سرمایه (سال)	
		قیمت یارانه ای برق	قیمت برق بدون یارانه		قیمت یارانه ای برق	قیمت برق بدون یارانه
پمپ آب تغذیه ۱	واحد ۱ سیکل	151,543,440	686,402,640	1,370	9.0	2.0
پمپ آب تغذیه ۴	ترکیبی	88,602,300	401,316,300		15.5	3.4
پمپ آب تغذیه ۵	واحد ۲ سیکل	175,793,940	796,243,140		7.8	1.7
پمپ آب تغذیه ۷	ترکیبی	111,398,280	504,568,680		12.3	2.7

همانطور که جدول ۵-۱۵ نشان می‌دهد، زمان بازگشت سرمایه با ملاحظه قیمت یارانه ای برق توجیه پذیر نمی‌باشد، ولی با در نظر گرفتن قیمت برق بدون یارانه برای پمپ‌های مورد نظر (مخصوصاً پمپ‌های ۱ و ۵) توجیه اقتصادی مناسبی دارد.

۵-۲-۳. بررسی نصب خازن بر روی فنهای ACC

همانطور که در فصل اول توضیح داده شد، فنهای ACC مصرف توان راکتیو بالایی دارند که باعث اشغال

شدن ظرفیت شبکه نیروگاه شده است. در زمان اندازه گیری با توجه به بالا بودن دمای هوا، همه فنهای مذکور در دور بالا کار می کردند که نتایج آن در ادامه آمده است. همچنین اطلاعات اندازه گیری هایی که پرسنل نیروگاه در زمان کار کردن فنها در دور پایین انجام داده اند جمع آوری گردید. این اطلاعات در جدول ۵-۱۶ آورده شده اند.

جدول ۵-۱۶. نتایج اندازه گیری و اطلاعات جمع آوری شده فنهای ACC

فنهای ACC واحد ۲ بخار			فنهای ACC واحد ۱ بخار			شرایط کارکرد
Q (KVAR)	PF	S (KVA)	Q (KVAR)	PF	S (KVA)	
1236.26	0.88	2602.8	1250.98	0.88	2633.8	کارکرد فنها در دور بالا *
426.34	0.32	450	426.34	0.32	450	کارکرد فنها در دور پایین **

* نتایج حاصل از اندازه گیری

** اطلاعات جمع آوری شده از نیروگاه

یکی از راههای کاهش توان راکتیو خازن گذاری می باشد که این راهکار مورد نظر مسئولین مربوطه نیروگاه مورد بررسی در گزارش حاضر نیز قرار گرفته و در این زمینه بررسی هایی نیز انجام شده است. در صورت نصب خازن بر روی فنهای ACC و افزایش ضریب توان به ۰/۹۵ ، مقدار کاهش توان راکتیو به صورت جدول ۵-۱۷ خواهد شد.

جدول ۵-۱۷. کاهش توان راکتیو در صورت نصب خازن بر روی فنهای ACC

فنهای ACC واحد ۲ بخار				فنهای ACC واحد ۱ بخار				شرایط کارکرد
کاهش توان راکتیو (KVAR)	Q (KVAR)	PF	S (KVA)	کاهش توان راکتیو (KVAR)	Q (KVAR)	PF	S (KVA)	
423.54	812.72	0.95	2602.8	428.58	822.40	0.95	2633.8	کارکرد فنها در دور بالا *
285.83	140.51	0.95	450	285.83	140.51	0.95	450	کارکرد فنها در دور پایین **

مطابق اظهار نظر پرسنل بهره برداری نیروگاه، مدت زمان کارکرد فنها در دو دور بالا و پایین در طول یکسال را می توان تقریباً مساوی در نظر گرفت. بنابراین با فرض کارکرد ۱۰ ماه کامل در طول یکسال (۲ ماه برای تعمیرات و توقفات فرض می شود) می توان انرژی راکتیو صرفه جویی شده را برای یکسال محاسبه نمود. لازم به ذکر است که طبق گفته مسئولین مربوطه، قرار است که انرژی راکتیو نیروگاه با قیمتی برابر با ۱۸ درصد نرخ انرژی اکتیو خریداری شود که با فرض در نظر گرفتن قیمت تمام شده انرژی (۷۷۰ ریال برای هر کیلووات ساعت) می توان مقدار صرفه جویی هزینه را نیز محاسبه نمود.

همچنین با توجه به نتایج اندازه گیری برای فنهای مورد بحث و مذاکره با شرکتهای طراح و مجری در زمینه

خازن گذاری، در هر واحد بایستی ۳ بانک خازنی ۴۰۰ کیلووار نصب شود. بنابراین در کل به ۶ بانک خازنی ۴۰۰ کیلووار نیاز است. طبق استعلام قیمت گرفته شده، قیمت هر بانک خازنی در حدود ۸۰,۰۰۰,۰۰۰ ریال اعلام شده که در کل، هزینه کل بانکهای خازنی در حدود ۴۸۰,۰۰۰,۰۰۰ ریال خواهد بود که با فرض ۲۰ درصد جهت هزینه حمل و نقل و نصب، هزینه سرمایه گذاری کل در حدود ۵۷۶,۰۰۰,۰۰۰ ریال برآورد می شود. در ادامه در جدول ۵-۱۸ میزان نتایج محاسبات صرفه جویی انرژی و هزینه و مدت زمان بازگشت سرمایه برای کل فن های ACC واحد ۱ و ۲ بخار ارائه شده است.

جدول ۵-۱۸. مقادیر صرفه جویی و مدت زمان بازگشت سرمایه در صورت نصب خازن بر روی فنهای ACC

مدت زمان بازگشت سرمایه (Months)	هزینه سرمایه گذاری (Rials)	کل هزینه صرفه جویی شده سالانه (Rials)	کل انرژی راکتیو صرفه جویی شده سالانه (KVAR)	کل توان راکتیو صرفه جویی شده (KVAR)
4.9	576,000,000	1,420,818,538	10,251,216	1423.78

جدول فوق نشان می دهد که بازگشت سرمایه راهکار پیشنهادی با در نظر گرفتن قیمت تمام شده انرژی، کمتر از یکسال است که زمان مناسبی می باشد.

لازم به تذکر است، با توجه به این موضوع که تأثیر مثبت خازن گذاری از چندین نظر خواهد بود، بنابراین به طور کیفی به ذکر مزایای دیگر این راهکار پرداخته می شود.

۱- به گفته مسئولین برق نیروگاه، در ماههای گرم سال که همه فنها با دور بالا کار می کنند، گاهی اوقات ترانسهای تغذیه کننده فنها تریپ می دهند. خازن گذاری باعث می شود مقداری از ظرفیت ترانسها آزاد شود.

۲- در صورت تأمین توان راکتیو از طریق خازن، ظرفیت ژنراتورها نیز آزاد می شود و می توان مانور بیشتری برای تولید توان اکتیو مورد نیاز شبکه داشت.

از تلفات داخل کابلها و داغ شدن آنها به واسطه وجود توان راکتیو کاسته می شود.

۳-۵. نتیجه گیری و جمع بندی راهکارها

جمع بندی راهکارهای مکانیکی ارائه شده جهت بهینه سازی مصرف انرژی در نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر قبل و بعد از استفاده از راهکار، در جدول ۵-۱۹ ارائه شده است.

در قسمت های قبلی راهکارهای کاهش مصرف انرژی الکتریکی در نیروگاه سیکل ترکیبی در سه قسمت استفاده از درایوها، استفاده از کویلینگهای هیدرولیکی و نصب خازن به طور مفصل توضیح داده شد. در جدول ۵-۲۰ خلاصه این نتایج آورده شده اند.

جدول ۵-۱۹. جمع بندی راهکارهای مکانیکی بهینه سازی مصرف انرژی در نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر

میزان آب مصرفی (تن بر ساعت)	مدت زمان بازگشت سرمایه (سال)		میزان درآمد مالی (میلیون ریال بر سال)		راندمان واحد گازی %	راندمان سیکل ترکیبی %	توان تولیدی سیکل گازی (کیلو وات)	توان تولیدی سیکل ترکیبی (کیلو وات)	راهکار	
	بدون یارانه	با یارانه	بدون یارانه	با یارانه					قبل	بعد
-	2	28.4	8920	594.53	32.11	47.87	99701	289457	قبل	سیستم
18.94					33.23	47.95	112639	317105	بعد	فاگ
-	1.52	21.57	10050	707.2	32.08	47.85	99660	296233	قبل	چیلر
100.2					33.62	47.51	116525	329305	بعد	جذب
-	3.23	81	26300	4040	32.08	47.85	99660	296233	قبل	تانک
-					33.68	48.06	117094	334160	بعد	ذخیره یخ

جدول ۵-۲۰. خلاصه نتایج راهکارهای کاهش مصرف انرژی الکتریکی در نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر

زمان بازگشت سرمایه (سال)	نرخ برق بدون یارانه	نرخ یارانه ای برق	هزینه سرمایه گذاری (میلیون ریال)	هزینه صرفه جویی سالیانه (ریال)		میزان صرفه جویی انرژی سالیانه (KWH)	نام تجهیز	محل	راهکار ارائه شده
				نرخ برق بدون یارانه	نرخ یارانه ای برق				
4.4	19.5	200	200	45,892,000	10,270,292	59,600	پمپ آب خنک کن (CCCW)	واحد ۱ سیکل ترکیبی	استفاده از درایو
4.4	20.1	200	200	45,042,690	9,944,523	58,497	پمپ آب خنک کن (CCCW)	واحد ۲ سیکل ترکیبی	
3.7	16.8	990	990	267,005,970	58,949,370	346,761	پمپ اصلی کندانس	واحد ۱ سیکل ترکیبی	نصب کویلینگ هیدرولیک
2.0	9.0	1,370	1,370	686,402,640	151,543,440	891,432	پمپ آب تغذیه ۱		
3.4	15.5	1,370	1,370	401,316,300	88,602,300	521,190	پمپ آب تغذیه ۴		
4.4	20.2	990	990	222,585,440	49,142,240	289,072	پمپ اصلی کندانس	واحد ۲ سیکل ترکیبی	
1.7	7.8	1,370	1,370	796,243,140	175,793,940	1,034,082	پمپ آب تغذیه ۵		
2.7	12.3	1,370	1,370	504,568,680	111,398,280	655,284	پمپ آب تغذیه ۷		
4.9	ماه	576	576	1,420,818,538	---	10,251,216	فنهای ACC	واحد های ۱ و ۲ سیکل ترکیبی	نصب خازن
---						(KVARH)			

با توجه به جدول فوق و همانگونه که قبلاً ذکر شد، استفاده از درایوهای کنترل سرعت بر روی پمپ‌های آب‌خنک‌کن (CCCW) با در نظر گرفتن قیمت برق بدون یارانه پیشنهاد می‌گردد.

همچنین استفاده از کویلینگ‌های هیدرولیک بر روی تجهیزات ولتاژ بالا شامل پمپ‌های کندانس و پمپ‌های آب تغذیه نیز مناسب می‌باشد. نصب خازن نیز بر روی فنهای ACC پیشنهاد می‌شود.

البته لازم به تذکر است که هزینه‌های صرفه جویی و زمانهای بازگشت سرمایه محاسبه شده در جدول فوق، صرفاً مربوط به انرژی صرفه جویی شده است و اگر مزایای دیگر راهکارهای ارائه شده از قبیل کاهش توقفات، کاهش هزینه‌های تعمیرات و نگهداری، حذف برخی از تجهیزات جنبی و ... مد نظر قرار گیرند، زمان بازگشت سرمایه به مراتب کوتاهتر و در نتیجه توجیه پذیرتر خواهند شد.

فهرست منابع و مآخذ

- [۱] ۱. اطلاعات طراحی و تست کارایی واحدهای گازی و بخار نیروگاه سیکل ترکیبی
2. Bureau of Energy Efficiency; " Energy Efficiency in Thermal Utilities, Guide book for National Certification Examination for Energy Managers and Energy Auditors"; Vol. 4
3. E. Roth; " Why thermal power plants have a relatively low efficiency www.sealnet.org
4. N. M. Jubeh; " Exergy Analysis and Second Law Efficiency of a Regenerative Brayton Cycle with Isothermal Heat Addition"; Entropy 2005, 7[3], 172–187
5. An American Society of Mechanical Engineers; "An American national Standard"; ASME PTC 4-2-1997; Performance Test Code on Gas Turbine Heat Recovery Steam Generator "
6. V. Ganapathy, ABCO Industries;" Heat Recovery Steam Generators: Understand the Basics"; Chemical Engineering Process; August 1996
7. W. M. Kays, A. L. London; " Compact Heat Exchangers"; 3rd edition; 1979; McGraw-Hill Book Company
8. Bureau of Energy Efficiency; " Energy Efficiency in Thermal Utilities, Guide book for National Certification Examination for Energy Managers and Energy Auditors"; Vol. 4
9. H. Cohen, G. F. C. Rogers, H. I. H. Saravanamuttoo; " Gas Turbine Theory"; 4th edition; 1977
10. R. C. Rosaler; " Standard Handbook of Plant Engineering"; 2nd edition; 1994; McGraw Hill Book Company
- [۲] ۱۱. مهدی صادقی، "بررسی پیامدهای اقتصادی- زیست محیطی افزایش بازده نیروگاههای برق فسیلی" علوم و تکنولوژی محیط زیست، دوره نهم، شماره چهارم، زمستان ۸۶
12. P. K. Patel; " Better Power Generation from Gas Turbine along with Improved Heat Rate"; International Conference –PowergenIntl 2000-Florida, Power Asia 2000-Bangkok, ASME 2003 –Atlanta
- [۳] ۱۳. احمدی. پوریا، "تأثیر استفاده از سیستم فاگ برای افزایش قدرت خروجی نیروگاه سیکل ترکیبی با استفاده از آنالیز انرژی و انرژی"، شانزدهمین کنفرانس بین المللی مهندسی مکانیک، اردیبهشت ۸۷
- [۴] ۱۴. بهدشتی. علی، "افزایش ظرفیت واحدهای گازی نیروگاه زاهدان بوسیله سیستم خنک کن فاگ"، بیست و یکمین کنفرانس بین المللی برق
15. R. Turton, R. C. Bailie, W. B. Whiting, J. A. Shaeivitz; " Analysis, Synthesis and Design of Chemical Processes; 2nd edition; Prentice Hall Book Publisher; 2002
- [5] 16. Cihan, A. Hachafzog, O. and Kahvecik, K. (2006) "Energy-Exergy analysis & modernization suggestion for a combined cycle power plant: , *Int J. Energy*

reaserch

17. B.Facchini, D. Fiaschi, G. Mafrida,"Exergy analysis of combined cycles using latest generation gas turbine, ASME J. Energy. Gas Turbine Power 122(2000) 233-238.

۱۸. مهندس سید مجتبی طباطبایی؛ "محاسبات تأسیسات ساختمان"؛ ۱۳۶۸؛ انتشارات روزبهان
۱۹. دکتر بوذجمهر قاسمی، "طراحی، ساخت و معرفی کاربرد ذخیره سازی سرما جهت پیک سازی"، ماهنامه فنی-تخصصی
دانش نما، شماره پیاپی ۱۱۴-۱۱۳، تیر-مرداد ۱۳۸۳

[6] 20. D. R. Wulfingh, "Cooling Thermal Storage",Energy efficiency manual, 1999