

تحلیل انرژی‌تیک و انرژی‌تیک نیروگاه سیکل ترکیبی

فهرست مطالب

عنوان	صفحه
فصل اول : توصیف واحدها و ارائه اطلاعات طراحی تجهیزات	۸
۱-۱. شرح مختصری از نیروگاه ترکیبی مورد نظر	۸
۲-۱. واحد تولید بخار	۹
۲-۲-۱. اکونومایزرها	۱۰
۳-۲-۱. تبخیرکننده ها	۱۰
۴-۲-۱. سوپرهیترها	۱۰
۵-۲-۱. دی سوپرهیتر	۱۰
۶-۲-۱. توربوژنراتورهای واحد بخاری	۱۱
۷-۲-۱. ترانسفورماتور قدرت	۱۱
۳-۱. سیکل حرارتی و سایر تجهیزات	۱۱
۱-۳-۱. کندانسور	۱۱
۲-۳-۱. سیستم خلأ	۱۱
۳-۳-۱. پمپهای کندانس	۱۲
۴-۳-۱. هوازا	۱۲
۵-۳-۱. پمپهای تغذیه آب	۱۲
۶-۳-۱. سیکل آب خنک‌کن (CCCW)	۱۲
۷-۳-۱. سیکل روغن	۱۳
۴-۱. بخش گازی نیروگاه مورد نظر	۱۳
۵-۱. واحد تصفیه آب	۱۵
۶-۱. لیست الکتروموتورهای بالای ۷/۵ کیلووات	۱۵
فصل دوم : مبانی ارزیابی راندمان و آنالیز انرژی و انرژی سیکل و تجهیزات آن	۱۶
۱-۲. مبانی بالانس جرم و انرژی	۱۶
۲-۲. مبانی بالانس انرژی	۱۷
۳-۲. انتقال انرژی	۱۸
۴-۲. بازده کلی سیکل	۱۹
۵-۲. آنالیز و تعیین بازده انرژی و انرژی تجهیزات و سیکل نیروگاه	۲۴
۱-۵-۲. بررسی عملکرد مرکز تولید بخار	۲۵
۲-۵-۲. بررسی عملکرد دی‌اریتور	۲۸
۳-۵-۲. بررسی عملکرد توربین بخار	۲۹
۴-۵-۲. تحلیل عملکرد پمپ	۳۰

۳۱	۵-۵-۲. بررسی عملکرد کمپرسور هوا.....
۳۳	۶-۵-۲. تحلیل عملکرد توربین گازی.....
۳۵	فصل سوم : ارزیابی راندمان و آنالیز انرژی و انرژی نیروگاه سیکل ترکیبی مورد بررسی در گزارش.....
۳۵	۱-۳. آنالیز انرژی و انرژی و تحلیل عملکرد توربین گازی.....
۳۵	۱-۱-۳. موازنه انرژی توربین گازی.....
۳۷	۲-۱-۳. محاسبه راندمان آیزنتروپیک و آیزوترمال توربین گازی.....
۳۸	۳-۱-۳. آنالیز انرژی توربین گازی.....
۳۸	۲-۳. آنالیز انرژی و انرژی و تحلیل عملکرد کمپرسور هوا.....
۳۸	۱-۲-۳. موازنه انرژی کمپرسور هوا.....
۴۰	۲-۲-۳. محاسبه راندمان آیزنتروپیک و آیزوترمال کمپرسور هوا.....
۴۱	۳-۲-۳. محاسبه شدت مصرف انرژی کمپرسور هوا.....
۴۱	۴-۲-۳. آنالیز انرژی کمپرسور هوا.....
۴۲	۳-۳. آنالیز انرژی و انرژی نیروگاه گازی.....
۴۲	۱-۳-۳. محاسبه راندمان و Heat Rate واحد گازی نیروگاه مورد نظر.....
۴۳	۲-۳-۳. محاسبه راندمان انرژی واحد گازی نیروگاه حاضر.....
۴۳	۳-۳-۳. موازنه انرژی واحد گازی نیروگاه مورد نظر (Sankey Diagram).....
۴۴	۴-۳-۳. تحلیل ترمودینامیکی نیروگاه گازی.....
۴۶	۵-۳-۳. موازنه انرژی واحد گازی نیروگاه مورد نظر (Grassmann Diagram).....
۴۸	۴-۳. آنالیز انرژی و انرژی و تحلیل عملکرد مرکز تولید بخار.....
۴۸	۱-۴-۳. آنالیز انرژی و انرژی و تحلیل عملکرد دی‌اریتور.....
۵۰	۲-۴-۳. آنالیز انرژی و انرژی و تحلیل عملکرد بویلر بازیافت حرارت و مبدل‌های موجود در آن.....
۵۰	۳-۴-۳. موازنه انرژی بویلر بازیافت حرارت و مبدل‌های موجود در آن.....
۵۳	۴-۴-۳. محاسبه راندمان بویلر.....
۵۳	۵-۴-۳. بالانس انرژی بویلر بازیافت حرارت.....
۵۵	۶-۴-۳. محاسبه راندمان انرژی بویلر بازیافت حرارت.....
۵۵	۵-۳. آنالیز انرژی و انرژی و تحلیل عملکرد توربین بخار.....
۵۵	۱-۵-۳. موازنه انرژی توربین بخار.....
۵۶	۲-۵-۳. محاسبه راندمان آیزنتروپیک توربین بخار.....
۵۶	۳-۵-۳. محاسبه راندمان قانون دوم توربین بخار.....
۵۷	۴-۵-۳. موازنه انرژی توربین بخار.....
۵۷	۶-۳. تحلیل عملکرد ACC.....
۵۷	۱-۶-۳. محاسبه (Effectiveness) ϵ کندانسور.....
۵۹	۷-۳. آنالیز انرژی و انرژی و تحلیل عملکرد پمپ کندانس.....
۶۲	۸-۳. آنالیز انرژی و انرژی و تحلیل عملکرد پمپ آب تغذیه.....
۶۳	۹-۳. آنالیز انرژی و انرژی واحد بخار نیروگاه مورد نظر.....

۶۳	۱-۹-۳. موازنه انرژی واحد بخار نیروگاه.....
۶۶	۲-۹-۳. موازنه انرژی واحد بخار نیروگاه مورد نظر.....
۷۰	۱۰-۳. محاسبه راندمان و HEAT RATE سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر.....
۷۱	۱۱-۳. محاسبه راندمان انرژی سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر.....
۷۲	۱۲-۳. خلاصه نتایج.....

فهرست جداول

عنوان	صفحه
جدول ۱-۳. شرایط ترمودینامیکی جریانهای ورودی و خروجی دی‌اریتور در بار پایه و دمای 31°C	۴۸
جدول ۲-۳. نتایج موازنه انرژی مبدل‌های موجود در بویلر بازیافت حرارت در بار پایه.....	۵۰
جدول ۳-۳. اطلاعات ترمودینامیکی ورودی و خروجیهای بویلر بازیافت حرارت در شرایط تست کارایی و بار پایه.....	۵۴
جدول ۴-۳. اطلاعات مورد نیاز جهت تحلیل توبوژنراتورهای نیروگاه بخار در روزهای اندازه گیری.....	۵۵
جدول ۵-۳. اطلاعات ترمودینامیکی ورودی و خروجیهای ACC در شرایط تست کارایی بار پایه.....	۵۷
جدول ۶-۳. اطلاعات مورد نیاز جهت تحلیل کارایی پمپهای کندانس در شرایط طراحی و تست پایه.....	۶۰
جدول ۷-۳. مشخصات سیال ورودی و خروجی پمپهای کندانس در تست کارایی و بار پایه.....	۶۱
جدول ۸-۳. مشخصات پمپهای آب تغذیه در شرایط تست کارایی.....	۶۲
جدول ۹-۳. پتانسیل شیمیایی گازهای ورودی به بویلر بازیافت حرارت نیروگاه حاضر در شرایط تست کارایی.....	۶۶
جدول ۱۰-۳. اطلاعات مورد نیاز برای تعیین راندمان نیروگاه زمان تست کارایی.....	۷۰
جدول ۱۱-۳. راندمان و HEAT RATE واحدهای گازی و سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در شرایط تست کارایی نیروگاه.....	۷۱
جدول ۱۲-۳. نتایج مربوط به تحلیل انرژی و اگزرژی واحد گازی نیروگاه سیکل ترکیبی.....	۷۲
جدول ۱۳-۳. نتایج مربوط به تحلیل انرژی و اگزرژی واحد بخار نیروگاه سیکل ترکیبی.....	۷۳
جدول ۱۴-۳. نتایج مربوط به محاسبات راندمان انرژی‌تیک و اگزرژی‌تیک سیکل ترکیبی نیروگاه.....	۷۳

فهرست اشکال

عنوان	صفحه
شکل ۱-۱. شماتیک فرایند تولید برق واحد ۱ در نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر	۸
شکل ۲-۱. شماتیک تجهیزات موجود در بویلر بازیافت حرارت نیروگاه سیکل ترکیبی	۹
شکل ۳-۱. شمایی از بخش گازی نیروگاه مورد بررسی	۱۴
شکل ۱-۲. بالانس جرم و انرژی	۱۶
شکل ۲-۲. شماتیکی از توان بالقوه انجام کار مفید یک سیستم	۱۷
شکل ۳-۲. بالانس انرژی	۱۸
شکل ۴-۲. سیکل ایده آل نیروگاه گازی (سیکل برایتون)	۲۳
شکل ۵-۲. شماتیک سیکل ترکیبی برایتون/انکین	۲۴
شکل ۶-۲. شمایی از پروفایل دما در نقاط مختلف یک بویلر بازیافت حرارت	۲۵
شکل ۷-۲. شماتیک دی‌اریتورهای موجود در نیروگاه مورد بررسی	۲۸
شکل ۸-۲. حجم کنترل انتخابی برای نوشتن موازنه جرم برای توربینهای بخار سیکل ترکیبی نیروگاه حاضر	۲۹
شکل ۹-۲. منحنی T-S پمپ	۳۱
شکل ۱۰-۲. شماتیک کمپرسور	۳۳
شکل ۱۱-۲. شماتیک توربین گازی	۳۴
شکل ۱-۳. دیاگرام جریانهای انرژی واحد گازی نیروگاه حاضر در شرایط طراحی	۴۴
شکل ۲-۳. مقایسه سیکل واحد گازی نیروگاه حاضر در شرایط طراحی با سیکل ایده آل برایتون	۴۵
شکل ۳-۳. دیاگرام جریانهای انرژی واحد گازی نیروگاه حاضر در شرایط طراحی	۴۷
شکل ۴-۳. اطلاعات ترمودینامیکی سیکل تولید بخار در دمای ۳۱ درجه سانتیگراد	۴۹
شکل ۵-۳. شمایی از پروفایل دما در نقاط مختلف بویلر بازیافت حرارت نیروگاه حاضر در شرایط طراحی با بار پایه و دمای ۳۱°C	۵۱
شکل ۶-۳. منحنی مشخصه پمپهای کندانس واحد بخار نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر	۵۹
شکل ۷-۳. نمودار جریانهای انرژی واحد بخار نیروگاه سیکل ترکیبی در شرایط تست کارایی با دمای محیط ۳۱°C	۶۵
شکل ۸-۳. نمودار جریانهای انرژی واحد بخار نیروگاه سیکل ترکیبی در شرایط تست کارایی با دمای محیط ۳۱°C	۶۹

چکیده

در این گزارش، ضمن معرفی سیکل تولید یک نیروگاه سیکل ترکیبی، مبانی ارزیابی راندمان و آنالیز انرژی و انرژی سیکل و تجهیزات آن شرح داده شده است و در نهایت راندمان و آنالیز انرژی و انرژی سیکل و تجهیزات آن بر اساس اطلاعات طراحی برای یک نمونه از نیروگاه سیکل ترکیبی محاسبه می‌گردد. در فصل اول گزارش، به معرفی بخشهای مختلف یک نیروگاه سیکل ترکیبی دارای ۴ واحد گازی ساخت شرکت میتسوبیشی ژاپن با ظرفیت اسمی هر یک ۱۲۸/۵ مگاوات پرداخته می‌شود. سپس روش‌ها و مراحل ممیزی انرژی در این نیروگاه مورد توجه قرار می‌گیرد. در فصل بعد پس از ارائه مبانی آنالیز انرژی و انرژی، روش محاسبه راندمان و آنالیز انرژی و انرژی کل سیکل و تجهیزات آن در بخش‌های بخاری و گازی مورد توجه قرار گرفته است. در فصل سوم، راندمان و آنالیز انرژی و انرژی هر یک از تجهیزات واحدهای بخاری و گازی و نیز کل سیکل واحد گازی، بخاری و سیکل ترکیبی نیروگاه مورد بررسی، بر مبنای اطلاعات طراحی تجهیزات، ارزیابی و تحلیل می‌گردد. لازم به ذکر است کلیه محاسبات بر مبنای شرایط محل و سوخت گاز طبیعی در بار پایه صورت می‌گیرد.

فصل اول

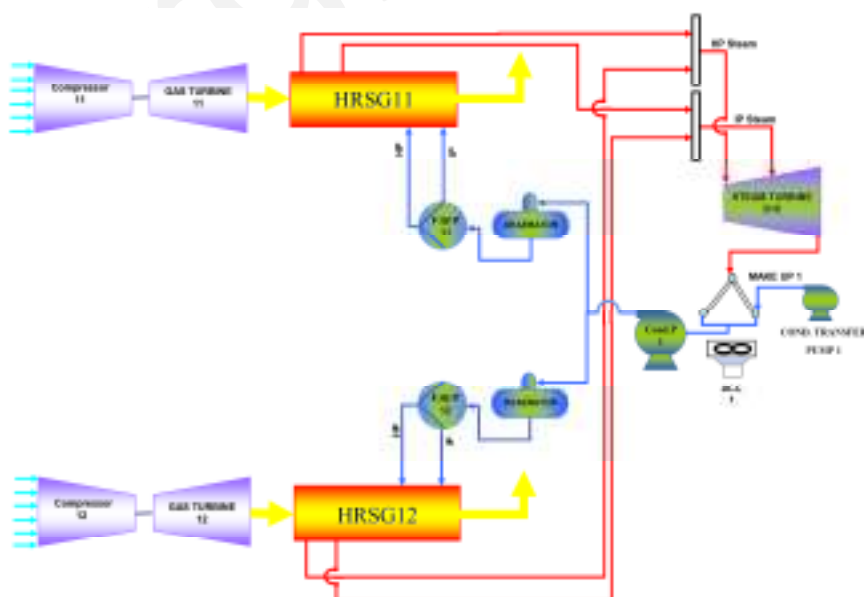
توصیف واحدها و

ارائه اطلاعات طراحی تجهیزات

در این فصل از گزارش، به معرفی بخشهای مختلف یک نیروگاه سیکل ترکیبی دارای ۴ واحد گازی ساخت شرکت میتسوبیشی ژاپن با ظرفیت اسمی هر یک ۱۲۸/۵ مگاوات پرداخته می شود. سپس روش‌ها و مراحل ممیزی انرژی در این نیروگاه مورد توجه قرار می‌گیرد [۱].

۱-۱. شرح مختصری از نیروگاه ترکیبی مورد نظر

لازم به ذکر نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر در ابتدا، یک نیروگاه گازی بوده که توسط شرکت ABB با نصب ۴ بویلر بازیافت حرارت و دو توربوژنراتور بخاری هر یک با ظرفیت اسمی ۱۰۰ مگاوات به نیروگاه ترکیبی تبدیل شده است. شماتیک فرایند تولید برق در نیروگاه سیکل ترکیبی ذکر شده در شکل ۱-۱ نمایش داده شده است.

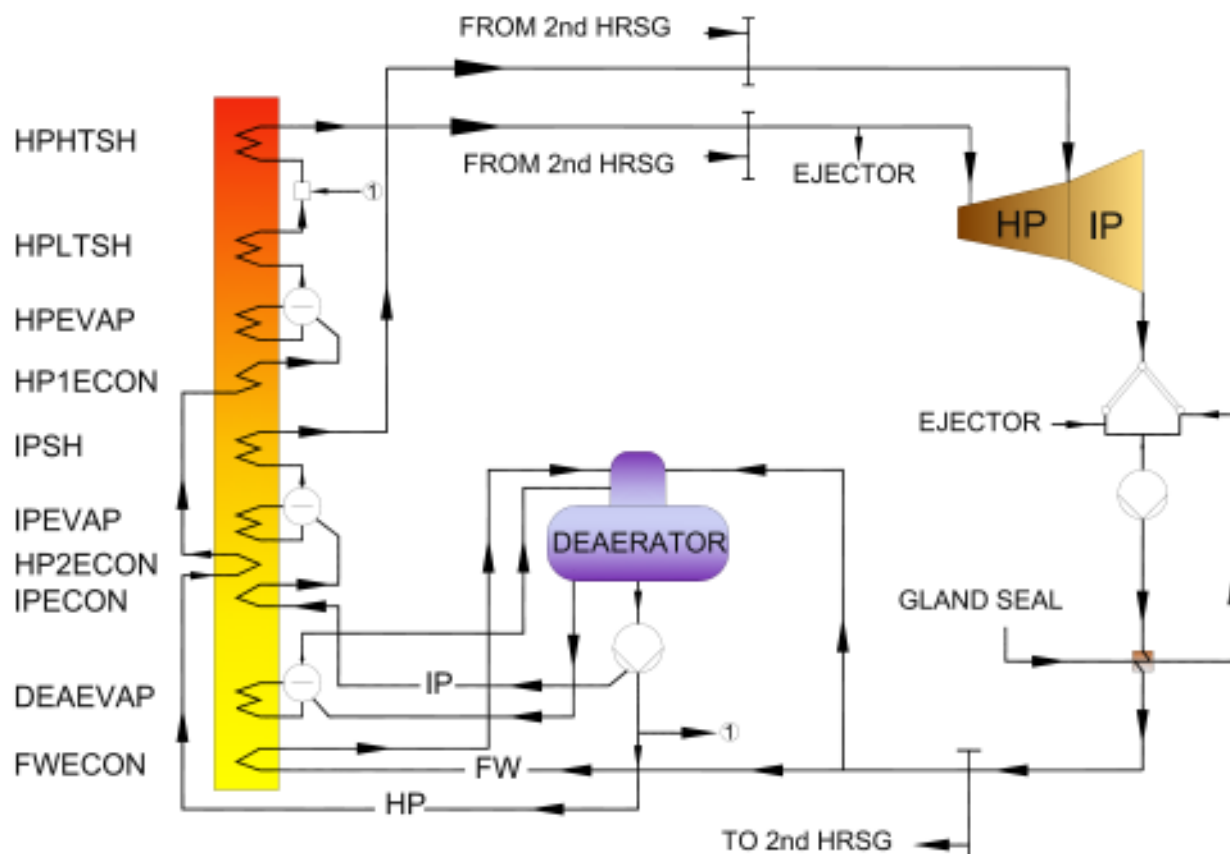


شکل ۱-۱. شماتیک فرایند تولید برق واحد ۱ در نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر

۲-۱. واحد تولید بخار

واحد تولید بخار که یکی از بخش‌های مهم نیروگاه است، ملزم به تولید بخار خشک با درجه حرارت و فشارهای معین به منظور به حرکت در آوردن توربین بخار می‌باشد. این واحد از ۴ عدد بویلر بازیافت حرارت تشکیل شده است که انرژی مورد نیاز خود را از انرژی حرارتی خروجی از آگروز واحدهای گازی تأمین می‌نمایند. بویلرهای بازیافت این نیروگاه از نوع افقی و بدون مشعل کمکی است که هر دو بویلر قادر هستند بخار خشک مورد نیاز یک واحد توربین بخار، بالغ بر ۴۰۰ تن در ساعت با دمای ۴۸۰ درجه سانتیگراد را تأمین نماید. فرآیند تولید بخار در بویلرهای بازیافت در دو فاز فشار متوسط ۵.۵۹ata^۱ با دمای ۱۹۳±۶ و فشار قوی ۷۸.۴ata با دمای ۴۸۲±۶ صورت می‌گیرد.

تجهیزات موجود در بویلرهای بازیافت شامل اکونومایزر، تبخیرساز، سوپرهیتر برای دو مسیر فشار متوسط و فشار قوی می‌باشد. در شکل ۲-۱ شماتیک تجهیزات موجود در بویلر بازیافت حرارت نیروگاه سیکل ترکیبی ارائه شده است.



شکل ۲-۱. شماتیک تجهیزات موجود در بویلر بازیافت حرارت نیروگاه سیکل ترکیبی

^۱ Atmospheric absolute pressure

۱-۲-۲. اکونومايزرها

بویلر بازیافت حرارت نیروگاه مورد نظر دارای چهار مرحله اکونومايزر می‌باشد. مرحله اول، اکونومايزر پیش‌گرمایش آب ورودی^۱ به دی‌اریتور می‌باشد. لازم به ذکر است که در صورت کاهش دمای دود توربین‌های گازی به دلیل افت بار و در صورت استفاده از سوخت گازوئیل به جای گاز طبیعی برای توربین‌های گازی، جهت جلوگیری از پدیده خوردگی، این مرحله حذف شده و کندانس بدون پیش‌گرمایش مستقیماً به دی‌اریتور وارد می‌شود. مرحله دوم، اکونومايزر مسیر فشار متوسط^۲ می‌باشد و مراحل سوم و چهارم اکونومايزر شامل اکونومايزرهای مسیر تولید بخار فشار قوی^۳ می‌باشد که این مسیرها در زمان کاری بویلر همیشه در مدار هستند. اکونومايزرهای موجود در بویلرهای بازیافت نیروگاه مورد بحث جهت افزایش انتقال حرارت از نوع پره دار می‌باشند.

۱-۲-۳. تبخیرکننده ها

بویلر بازیافت حرارت نیروگاه مورد نظر دارای سه مرحله تبخیر کننده می‌باشد. مرحله اول، تبخیر کننده دی‌اریتور^۴ نام دارد که وظیفه این تبخیر ساز، تبخیر بخشی از آب دی‌اریتور و بازگرداندن بخار حاصل به دی‌اریتور جهت هوازدايي و متعاقباً گرمایش آب موجود در دی‌اریتور می‌باشد. مراحل دوم و سوم، تبخیر کننده‌های فشار متوسط^۵ و فشار قوی^۶ می‌باشند. تبخیر کننده‌های موجود در بویلرهای بازیافت نیروگاه حاضر جهت افزایش انتقال حرارت از نوع پره دار می‌باشند.

۱-۲-۴. سوپرهیترها

بویلر بازیافت حرارت نیروگاه حاضر دارای سه مرحله سوپرهیتر می‌باشد. مرحله اول سوپرهیتر فشار متوسط^۷ می‌باشد و مراحل دوم و سوم، سوپرهیترهای دما پایین^۸ و دما بالا^۹ بخار فشار قوی می‌باشد.

۱-۲-۵. دی سوپرهیتر^{۱۰}

سوپرهیتر فشار قوی بویلرهای بازیافت حرارت این نیروگاه، دو مرحله ای است (سوپرهیتر دما پایین و سوپر

1. Feed Water Economizer (FWECON)
2. Intermediate Pressure Economizer (IPECON)
3. High Pressure 1st, 2nd Economizer (HP1ECON, HP2ECON)
4. Deaerator Evaporator (DEEVAP)
5. Intermediate Evaporator (IPEVAP)
6. High Pressure Evaporator (HPEVAP)
7. IP Superheater
8. HP Low Temp. Superheater
9. HP High Temp. Superheater
10. Desuperheater

هیتر دما بالا). بین دو مرحله سوپرهیتر، کنترل کننده ای به نام دی سوپرهیتر قرار دارد که کار آن کنترل درجه حرارت بخار فشار قوی ورودی توربین در مقدار 482 ± 6 است. چنانچه دمای بخار فشار قوی ورودی توربین از حد مجاز بالاتر باشد، توسط این مسیر مقداری آب از آب تغذیه فشار قوی داخل بخار بین دو مرحله سوپرهیتر اسپری می گردد.

۱-۲-۶. توربوژنراتورهای واحد بخاری

نیروگاه بخار سیکل ترکیبی حاضر شامل دو توربوژنراتور با قدرت ۱۲۲/۷۵ مگاوات آمپر و ضریب توان ۰/۸ و ولتاژ خروجی ۱۱/۵ کیلو ولت می باشد. توربین های بخار این نیروگاه از نوع Single Casing و دارای ۳۲ مرحله می باشند که انرژی جنبشی بخارهای سوپر هیت خروجی از دو بویلر بازیافت (فشار متوسط و فشار قوی) را به انرژی مکانیکی تبدیل می کند تا امکان تولید الکتریسته در ژنراتور فراهم گردد.

ژنراتور بخش بخار با سیستم تحریک بدون جاروبک و از نوع سیستم هوای خنک کن مدار بسته می باشد. ولتاژ خروجی ژنراتور از طریق یک دستگاه ترانسفورماتور قدرت با ظرفیت ۱۳۷ مگا ولت آمپر که با جریان اجباری هوا خنک می گردد به سطح ولتاژ شبکه یعنی ۲۳۰ کیلو ولت افزایش می یابد و بدین ترتیب انرژی تولیدی واحد وارد شبکه سراسری می گردد.

۱-۲-۷. ترانسفورماتور قدرت

ولتاژ خروجی ژنراتور از طریق یک دستگاه ترانسفورماتور قدرت با ظرفیت ۱۳۷ مگا ولت آمپر که با جریان اجباری هوا خنک می گردد به سطح ولتاژ شبکه یعنی ۲۳۰ کیلو ولت افزایش می یابد و بدین ترتیب انرژی تولیدی واحد وارد شبکه سراسری می گردد.

۱-۳-۳. سیکل حرارتی و سایر تجهیزات

سایر بخشهای واحد بخاری عبارتند از کندانسور، سیستم خلأ، پمپهای مکنده، هوازدا و ... که در ادامه به توضیح بیشتر این بخشها پرداخته می شود.

۱-۳-۱. کندانسور

بخار خروجی از توربین وارد کندانسور هوایی شده و ضمن تبادل حرارت با جریان هوای ایجاد شده توسط ۱۸ الکتروفن، شرایط کندانس بخار در کندانسور فراهم شده و کندانس حاصل وارد تانک برگشت کندانس^۱ شده و توسط پمپهای مکنده به هوازدا انتقال می یابد.

۱-۳-۲. سیستم خلأ

کندانسور مربوط به هر توربوژنراتور واحد بخاری دارای یک سیستم تولید خلأ شامل دو قسمت است:

^۱ . Condensate Reciver Tank

۱- اجکتور راه انداز

اجکتور فوق، تک مرحله‌ای و فاقد کندانسور است که جهت مکش گازهای غیر قابل کندانس به کار می‌رود و قادر است خلأ کندانسور را در مرحله راه اندازی واحد، در مدت حدود ۳۰ دقیقه به ۰/۲ bara و در نهایت به کمتر از ۰/۱ bara برساند. بخار مصرفی این اجکتور، بخار ۱۷/۳ bara با دمای ۴۴۵ درجه سانتیگراد و دبی ۵۴۵ کیلوگرم بر ساعت بوده که توسط بویلر کمکی تامین می‌شود.

۲- اجکتورهای اصلی

برای هر واحد، دو اجکتور دو مرحله‌ای موجود است که در حالت نرمال و بهره‌برداری دائم، حتماً یکی از این دو در مدار است. این اجکتورها دارای کندانسور است و آب کندانسه آنها به تانک برگشت کندانس می‌رود. بخار مصرفی این اجکتور، بخار ۱۷/۳ bara با دمای ۴۴۵ درجه سانتیگراد و دبی ۴۷۴۰ کیلوگرم بر ساعت بوده که خلأ کندانسور را در محدوده ۰/۴۵-۰/۰۵ bara تامین می‌نماید.

۱-۳-۳. پمپهای کندانس^۱

هر واحد بخاری دارای دو عدد پمپ سه مرحله‌ای از نوع HOTA20003A است که در زمان بهره‌برداری دائم، یکی از این دو در مدار است. این پمپ آب کندانسه جمع‌آوری شده در تانک برگشت کندانس را به هوازدهای دو بویلر بازیافت حرارت هدایت می‌کند.

۱-۳-۴. هوزدا^۲

برای هر بویلر بازیافت یک هوزدا برای گاززدائی و پیشگرم کردن آب کندانسور جهت ورود به پمپ‌های تغذیه وجود دارد. بخار مورد استفاده در هوزدا از سیرکوله کردن مجدد بخشی از آب دی‌اریتور درون تبخیر کننده دی‌اریتور در شرایط کارکرد با گازطبیعی و بار نرمال کاری تامین می‌گردد و در شرایط افت بار و یا استفاده از سوخت گازوئیل در توربینهای گازی، مسیر بخار IP به سمت هوزدا باز می‌شود.

۱-۳-۵. پمپهای تغذیه آب^۳

آب تغذیه فشار متوسط و فشارقوی برای هر بویلر بازیافت حرارت، توسط دو عدد پمپ تغذیه سانتریفوژ با دو خروجی تأمین می‌شود که در زمان بهره‌برداری دائم، یکی از این دو در مدار است. آب تحت فشار خروجی از پمپها با دمای حدود ۱۵۰ C و فشارهای حدود ۳۰ و ۱۲۰ بار وارد بویلر بازیافت حرارت می‌شوند.

۱-۳-۶. سیکل آب خنک‌کن (CCCW^۴)

به منظور کنترل دمای تجهیزات گردان از جمله توربین، ژنراتور، الکتروپمپها و غیره، واحدهای بخار مجهز

1 . Condensate pump

2 . Deaerator

3 . Feed Water Pump

4 . Closed Circuit Cooling Water System

به سیستم کمکی خنک‌کاری می‌باشند. آب سیستم خنک‌کن توسط پمپ سیرکولاسیون، عملیات تبادل حرارت با محیط در برج خنک‌کن و توسط ۸ دستگاه الکترو موتور تحت کنترل قرار می‌گیرد.

۷-۳-۱. سیکل روغن

سیکل روغن که برای روغنکاری یاتاقان‌های توربین و ژنراتور تغذیه به کار می‌رود شامل تانک روغن، پمپ‌ها، سیستم تصفیه روغن و سیستم خنک‌کننده روغن است.

۴-۱. بخش گازی نیروگاه مورد نظر

نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر شامل ۴ واحد گازی ساخت میتسوبیشی (مدل MW-701D)، با ظرفیت اسمی هریک ۱۲۸/۵ مگاوات است. سوخت اصلی این واحدها، گاز طبیعی و سوخت دوم آن، گازوئیل است که بصورت مجزا و مخلوط قابل بهره‌برداری می‌باشد.

سیستم کنترل پیشرفته DCS واحدهای گازی به نحوی طراحی شده که امکان کنترل کلیه بخشهای عملیات راه‌اندازی، بهره‌برداری و مانیتورینگ واحدها از اتاق فرمان مرکزی و یا محلی فراهم گردد. اجزاء اصلی واحدهای گازی شامل موتور راه‌انداز، کمپرسور، محفظه احتراق، توربین، ژنراتور و ترانسفورماتور قدرت می‌باشد.

۱- موتور راه‌انداز

موتور راه‌انداز، موتور الکتریکی با ظرفیت ۱/۴۵ مگاوات و با ولتاژ ۶ کیلوولت است که به واسطه کوپلینگ هیدرولیکی به محور توربو کمپرسور متصل می‌باشد و در بدو راه‌اندازی تأمین هوای مورد نیاز احتراق را از طریق چرخش محور توربو کمپرسور به عهده دارد. پس از برقراری شرایط پایدار سیستم احتراق، در بار حدود ۷۰ درصد دور نامی ژنراتور، از مدار خارج می‌گردد.

۲- کمپرسور

کمپرسور توربین گاز که از نوع محوری و دارای ۱۹ مرحله می‌باشد، قادر است هوای مورد نیاز سیستم احتراق که بالغ بر یک میلیون و صد و بیست هزار متر مکعب در ساعت می‌باشد را با فشار حدود چهارده بار تأمین و وارد محفظه احتراق نماید.

۳- محفظه احتراق

در محفظه احتراق که شامل ۱۸ عدد نازل سوخت، بسکت و ترانزیشن پیس می‌باشد و به صورت حلقوی در اطراف روتور توربو کمپرسور قرار دارد، گازهای داغ ناشی از عمل احتراق جهت انجام کار به سمت توربین هدایت می‌گردد.

۴- توربین

عبور گازهای داغ حاصل از احتراق از ۴ مرحله توربین موجب گردش محور توربین گردیده و شرایط لازم را جهت تبدیل انرژی مکانیکی به الکتریکی در ژنراتور فراهم می‌سازد.

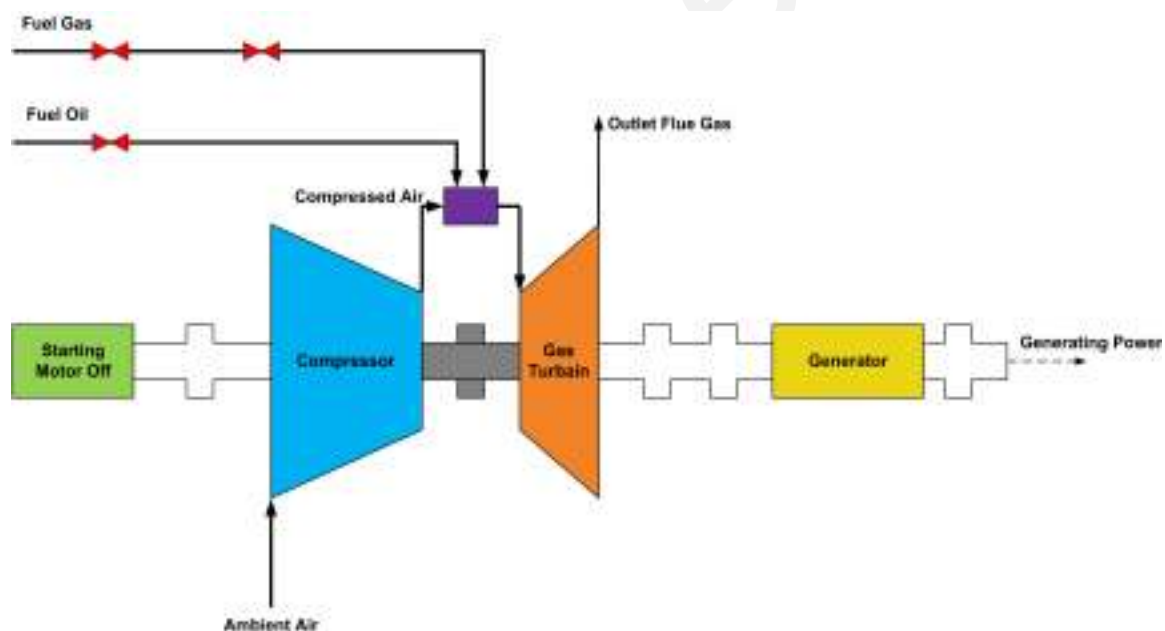
۵- ژنراتور

ژنراتور بخش گازی، با قدرت ۱۱۸ مگا ولت آمپر و ولتاژ خروجی ۱۳/۸ کیلو ولت با سیستم تحریک بدون جاروبک و سیستم هوای خنک‌کن مدار بسته می‌باشد.

۶- ترانسفورماتور قدرت

ولتاژ خروجی ژنراتور از طریق یک دستگاه ترانسفورماتور قدرت با ظرفیت ۱۲۶ مگا ولت آمپر که با جریان اجباری هوا و روغن خنک می‌گردد به سطح ولتاژ شبکه یعنی ۲۳۰ کیلوولت افزایش و از طریق پست نیروگاه انرژی تولیدی واحدها وارد شبکه سراسری می‌گردد.

شمایی از بخش گازی این نیروگاه در شکل ۱-۳ ملاحظه می‌گردد.



شکل ۱-۳. شمایی از بخش گازی نیروگاه مورد بررسی

۵-۱. واحد تصفیه آب

این واحد شامل سه بخش تصفیه مقدماتی آب، اسمز معکوس و واحد تبادل یون^۱ می‌باشد. عملیاتی که در تصفیه مقدماتی آب انجام می‌گیرد 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 می‌باشد.

آب خروجی از تصفیه مقدماتی وارد بخش اسمز معکوس می‌شود. در این بخش با ایجاد نیروی محرکه اختلاف فشار و غلبه بر اختلاف فشار اسمزی تصفیه آب انجام می‌گیرد، در واقع این نیروی محرکه باعث عبور آب خالص از سطح غشاء و جمع آوری آب خالص می‌گردد. آب خروجی اسمز معکوس برای آب آشامیدنی استفاده می‌شود و بخشی از آن به همراه آب برگشتی از واحد بخار وارد بخش تعویض یونی (واحد تولید آب دمین) می‌شود. 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 می‌شود.

لازم به ذکر است مصرف کنندگان واحد دمین، مصرف داخلی واحد جهت احیاء واحد و مصرف جزئی آزمایشگاه بوده و تقریباً همه تولید این واحد برای واحد بخاری نیروگاه ارسال می‌گردد.

۶-۱. لیست الکتروموتورهای بالای ۷/۵ کیلووات

با توجه به مدارک موجود برای واحدهای گازی این نیروگاه، لیست موتورهای با توان بالاتر از ۷/۵ کیلووات جمع آوری شد و مشخص گردید که موتورها در دو سطح ولتاژ ۳۸۰ و ۶۶۰۰ ولت کار می‌کنند. با بررسیهای صورت گرفته، مشخص شد که تجهیزات ردیفهای ۴ و ۷ و ۹ و ۱۰ و ۱۱ دارای کارکرد دائمی هستند و مصرف انرژی قابل توجهی دارند. مابقی تجهیزات به صورت لحظه‌ای و در موارد خاص در مدار می‌آیند.

همچنین با بررسی مدارک موجود برای واحدهای بخار نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر، لیست موتورهای با توان بالاتر از ۷/۵ کیلووات جمع آوری شد و ملاحظه شد که موتورها در دو سطح ولتاژ ۳۸۰ و ۶۶۰۰ ولت کار می‌کنند. با بررسیهای صورت گرفته، مشخص شد که همه این تجهیزات به غیر از پمپ هیدرولیک توربین کارکرد دائمی دارند.

¹ . Ion Exchanger

² . Clarifier

³ . Gravity Filters

⁴ . Filtered Water Clearwell

⁵ . Cartridge

⁶ . Chemical feed Systems

⁷ . R.O. Chemical dosing systems

فصل دوم

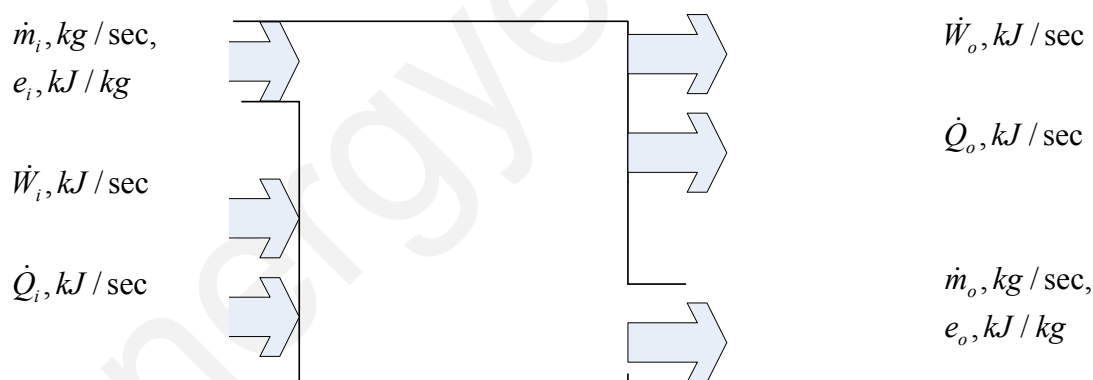
مبانی ارزیابی راندمان و آنالیز انرژی

و انرژی سیکل و تجهیزات آن

در این فصل از گزارش پس از ارائه مبانی آنالیز انرژی و انرژی، روش محاسبه راندمان و آنالیز انرژی و انرژی کل سیکل و تجهیزات آن در بخش‌های بخاری و گازی مورد توجه قرار گرفته است.

۱-۲. مبانی بالانس جرم و انرژی

قوانین بقای جرم و بقای انرژی (قانون اول ترمودینامیک) قوانین پایه پدیده‌های فیزیکی از جمله انتقال جرم و انرژی هستند. در شرایط پایدار ترمودینامیکی جریانهای جرم و انرژی ورودی و خروجی یک حجم کنترل مطابق شکل ۲-۳ است [۲].



شکل ۲-۱. بالانس جرم و انرژی

برای تحول حالت دائم- جریان دائم، بالانس جرم و انرژی به صورت زیر خواهد بود [۲]:

$$\sum m_i = \sum m_o, (kg); \quad \sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_o, (kg/sec) \quad (1-2)$$

$$\sum E_i = \sum E_o, (kJ); \quad \sum \dot{E}_i = \sum \dot{E}_o, (kJ/sec) \quad (2-2)$$

بنابراین بالانس نرخ انرژی (توان) روی یک حجم کنترل در یک تحول حالت دائم- جریان دائم به صورت رابطه زیر

بیان می‌شود [۲]:

$$\sum [\dot{Q}_i + \dot{W}_i + \dot{m}_i(h_i + \frac{1}{2}V_i^2 + gz_i)] = \sum [\dot{Q}_o + \dot{W}_o + \dot{m}_o(h_o + \frac{1}{2}V_o^2 + gz_o)], (kJ/sec) \quad (3-2)$$

۲-۲. مبانی بالانس انرژی

به خاطر اینکه انرژی بقاء دارد برای سیستم‌های موجود اصل بقای انرژی یا رابطه قانون اول به کار برده می‌شود ولی در مورد انرژی نمی‌توان لفظ بقاء را به کار برد چون مقداری از انرژی در طی یک فرآیند به علت وجود بازگشت ناپذیری از بین می‌رود و در نتیجه مجموع انرژیهای حالت نهایی فرآیند با انرژی اولیه مساوی نیست و اختلاف بین انرژی اولیه و نهایی همان بازگشت ناپذیری فرآیند می‌باشد [۳]. آنالیز انرژی یک فرآیند یا یک سیستم، نشان می‌دهد که چه مقدار از قابلیت انجام کار یا انرژی ورودی، توسط آن فرآیند یا سیستم، مصرف شده است. اتلاف انرژی یا به عبارت دیگر بازگشت ناپذیری، میزان ناکارآمدی سیستم مورد مطالعه را به صورت کمی نشان می‌دهد. علاوه بر آن اگر سیستم فوق از چند جزء مختلف تشکیل شده باشد، آنالیز انرژی، چگونگی توزیع بازگشت ناپذیری کلی سیستم را بین اجزاء آن نشان داده و مشخص می‌کند که چه اجزایی نقش بیشتری در میزان بازگشت ناپذیری کلی دارند [۴].

بالانس انرژی در واقع مقایسه وضعیت موجود با بهترین حالت ممکن می‌باشد. توان بالقوه انجام کار مفید یک سیستم در یک حالت مشخص "انرژی" (Ex) نامیده می‌شود. انرژی یک خاصیت ترمودینامیکی است که به حالت‌های سیستم و محیط بستگی دارد. انرژی حداکثر قابلیت تبدیل انرژی به کار می‌باشد (شکل ۲-۲) [۵].



شکل ۲-۲. شماتیکی از توان بالقوه انجام کار مفید یک سیستم

میزان انرژی انتقال یافته از یک منبع حرارتی را می‌توان به صورت ملموس زیر بیان کرد [۲]:

$$Exergy = (1 - \frac{T_o}{T})Q \quad (4-2)$$

که در آن Q (بر حسب kJ) انرژی، T و T_o (Kelvin) دمای منبع و محیط، و ترم اول به عنوان کیفیت انرژی (راندمان یک سیکل حرارتی ایده ال) تعریف می‌شود [۲]:

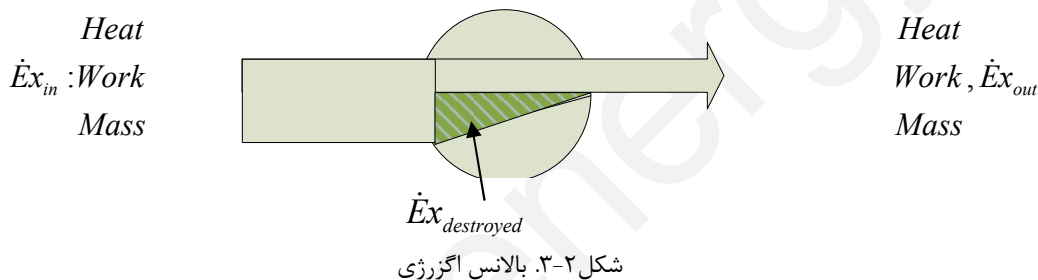
$$Energy\ Quality = \left| 1 - \frac{T_o}{T} \right| \quad (5-2)$$

کار بازگشت پذیر (W_{rev}) به حدکثر مقدار کار مفید که می‌تواند در تحول یک سیستم از یک حالت اولیه به یک حالت نهایی، تولید شود (یا حداقل کار مفید که می‌تواند مصرف شود) اطلاق می‌شود. چنین تحولی تحول بازگشت پذیر نامیده می‌شود. تفاوت بین کار بازگشت پذیر و کار مفید (W_u)، میزان بازگشت ناپذیری (I) را تعیین می‌کند. بازگشت ناپذیری معادل انرژی هدر رفته یک تحول و متناسب با انرژی تولید شده طی یک تحول است. نرخ این متغیرها بر اساس رابطه زیر به هم مربوط می‌شوند [۲]:

$$\dot{I} = \dot{E}x_{destroyed} = T_0 \dot{S}_{gen} = \dot{W}_{rev,out} - \dot{W}_{u,out} = \dot{W}_{u,in} - \dot{W}_{rev,out}, (kJ/sec) \quad (6-2)$$

۳-۲. انتقال انرژی

انرژی با انتقال حرارت، کار و جریان جرم انتقال می‌یابد. میزان انتقال انرژی توسط این تحولات با استفاده از روابط زیر محاسبه می‌شود [۲]:



نرخ انتقال انرژی بواسطه انتقال حرارت:

$$\dot{E}x_{heat} = (1 - \frac{T_o}{T}) \dot{Q}, (kJ/sec) \quad (7-2)$$

نرخ انتقال انرژی بواسطه کار:

$$\dot{E}x_{work} = \dot{W}, (kJ/sec) \quad (8-2)$$

نرخ انتقال انرژی بواسطه انتقال جرم:

$$\dot{E}x_{mass} = \dot{m}(ex), (kJ/sec) \quad (9-2)$$

انتقال جرم ممکن است همراه با تحول شیمیایی (در سیکل نیروگاه فرایند احتراق)، باشد. در این صورت انرژی ویژه (ex) شامل هردو انرژی ویژه شیمیایی (ex^{ch}) و انرژی ویژه ترمومکانیکی (ex^{tm}) است و به تفکیک بیان می‌شود [۶]:

$$ex = ex^{tm} + ex^{ch} \quad (10-2)$$

که در آن:

$$ex^{tm} = (h - h_o) - T_o(s - s_o), (kJ/kg) \quad (11-2)$$

$$ex^{ch} = \overline{ex}^{ch} = \mu - \mu_o \quad (12-2)$$

برای سوخت $\overline{ex}^{ch}$ متوسط انرژی‌تیک شیمیایی ترکیبات سوخت مصرفی است.

بنابراین:

$$\dot{Ex}_{mass} = \dot{m} \cdot \left[(h - h_o) - T_o (s - s_o) + \overline{ex}^{ch} \right] \quad (13-2)$$

با توجه به اینکه انرژی‌تیک شیمیایی یک جریان با پتانسیل شیمیایی آن نسبت به شرایط مرجع معادل است، لذا می‌توان رابطه (14-2) را نیز برای محاسبه انرژی‌تیک یک جریان مورد استفاده قرار داد [6]:

$$\dot{Ex}_{mass} = \sum_i \dot{m}_i \left[(h - h_o) - T_o (s - s_o) + (\mu - \mu_o) \right] \quad (14-2)$$

با تعیین انرژی‌تیک جریانهای مختلف، راندمان انرژی‌تیک به صورت نسبت انرژی‌تیک مفید خروجی به انرژی‌تیک ورودی قابل تعریف است.

۴-۲. بازده کلی سیکل

بازده انرژی‌تیک (قانون اول) کلی سیکل، بازده تبدیل انرژی ورودی به کار مفید خروجی (توان الکتریکی خروجی ژنراتور) است، و بازده انرژی‌تیک (قانون دوم) بازده تبدیل انرژی‌تیک سوخت ورودی به کار مفید است. این دو بازده به صورت زیر محاسبه می‌شوند [2]:

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_i} \quad (15-2)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Ex}_{fuel}} \quad (16-2)$$

الف: واحد بخاری

معمولاً معیار اصلی بررسی وضعیت نیروگاه، راندمان و Heat Rate نیروگاه می‌باشد که محاسبه آن در ادامه توضیح داده خواهد شد.

معمولاً راندمان هر نوع نیروگاه به صورت رابطه (17-2) تعریف می‌گردد [7]:

$$\eta = \frac{\text{Power Production}}{\text{Energy Input}} \times 100 \quad (17-2)$$

در این رابطه انرژی‌تیک ورودی شامل انرژی‌تیک مورد استفاده برای تولید بخار مصرفی توربینهای بخار می‌باشد و لذا در محاسبه راندمان در نیروگاه بخار، معمولاً مجموعه بویلرها و توربوژنراتورها به طور همزمان در نظر گرفته می‌شود.

در رابطه مذکور انرژی مفید خروجی را می‌توان برابر با انرژی الکتریکی خالص و یا ناخالص تولیدی در نظر گرفت تا بر این اساس راندمان خالص و یا ناخالص محاسبه گردد. در نیروگاه‌ها معمولاً بخشی از انرژی الکتریکی در داخل نیروگاه مورد استفاده قرار می‌گیرد، اگر انرژی الکتریکی مصرفی در داخل نیروگاه از انرژی الکتریکی تولیدی در نیروگاه کسر و انرژی الکتریکی خالص خروجی از نیروگاه بعنوان انرژی مفید در نظر گرفته شود، راندمان خالص قابل محاسبه است. در حالیکه راندمان ناخالص با در نظر گرفتن کل انرژی الکتریکی تولیدی ژنراتورها در نیروگاه بعنوان انرژی مفید، محاسبه می‌گردد [۸]. برای افزایش دقت راندمان محاسبه شده، علاوه بر انرژی الکتریکی مصرفی در نیروگاه، می‌توان انرژی الکتریکی معادل هوای فشرده، آب دمین و آب صنعتی را نیز در قالب انرژی الکتریکی مصرفی داخلی نیروگاه در نظر گرفت. در این حالت لازم است انرژی الکتریکی معادل هریک از حاملهای انرژی، تعیین گردد. البته از آنجا که معمولاً انرژی الکتریکی معادل حاملهای انرژی مصرفی داخل نیروگاه در مقایسه با برق مصرف داخلی ناچیز است، معمولاً می‌توان ضمن محاسبه برق خالص تولیدی از آن صرفنظر کرد، در حالیکه صرفنظر کردن از برق مصرف داخلی، مخصوصاً در نیروگاه بخار (شامل برق مصرفی مجموعه بویلرها و توربوژنراتورها)، منجر به کاهش دقت ضمن محاسبه راندمان می‌گردد، لذا باید برق مصرف داخلی نیز در محاسبه راندمان در نظر گرفته شود.

علاوه بر راندمان، مفهوم دیگری با عنوان Heat rate را نیز می‌توان برای بررسی و مقایسه عملکرد نیروگاهها به کار برد. Heat rate، مقدار ویژه انرژی حرارتی لازم برای تولید انرژی الکتریکی است و مشابه رابطه زیر و با واحدهایی نظیر BTU / KWh و $Kcal / KWh$ بیان می‌گردد [۸]:

$$Heat\ rate = \frac{energy\ input}{power\ production} \quad (۱۸-۲)$$

در واقع Heat rate و راندمان توسط روابط زیر قابل تبدیل است [۹]:

$$Heat\ rate \left(\frac{BTU}{KWh} \right) = \frac{3412.14}{\eta} \quad (۱۹-۲)$$

$$Heat\ rate \left(\frac{Kcal}{KWh} \right) = \frac{859.84}{\eta} \quad (۲۰-۲)$$

برای انواع راندمان خالص و ناخالص تعریف شده می‌توان مفهوم Heat rate را نیز برای مقایسه میزان مصرف انرژی در نیروگاهها به کار برد [۹].

راندمان انرژی کلی واحد بخار به صورت نسبت انرژی خروجی به انرژی ورودی نیروگاه تعریف می‌شود. در مورد انرژی الکتریکی، مفاهیم انرژی و انرژی معادل است و لذا می‌توان رابطه (۲۱-۲) را برای تعیین راندمان انرژی واحد بخار به کار برد [۱۰]:

$$\eta_{II} = \frac{Produced\ Power}{\dot{Ex}_{Flue\ Gas\ 2} - \dot{Ex}_{Flue\ Gas\ 1}} \quad (۲۱-۲)$$

ب: نیروگاه گازی

راندمان نیروگاه گازی نیز براساس رابطه (۲-۱۷) قابل محاسبه است [۱۱ و ۷].

$$\eta = \frac{\text{Power Production}}{\text{Energy Input}} \times 100 \quad (۲-۱۷)$$

در این رابطه انرژی مفید خروجی را می‌توان برابر با انرژی الکتریکی خالص و یا ناخالص تولیدی در نظر گرفت تا بر این اساس راندمان خالص و یا ناخالص محاسبه گردد. برای افزایش دقت محاسبه راندمان، بهتر است انرژی مصرفی در قالب هوای فشرده و آب صنعتی را نیز در محاسبه راندمان نیروگاه گازی در نظر گرفت. البته لازم به ذکر است که معمولاً در نیروگاه‌های گازی، انرژی الکتریکی مصرف داخلی در مقایسه با توان تولیدی نیروگاه قابل اغماض است و عملاً راندمان خالص و ناخالص تفاوت چندانی ندارد.

انرژی ورودی به نیروگاه گازی شامل سوخت مصرفی نیروگاه گازی است و از آنجاکه در بعضی از ماهها، گاز طبیعی و گازوییل، سوخت ورودی به نیروگاه را شامل می‌گردد می‌توان انرژی ورودی به نیروگاه را به صورت زیر محاسبه کرد [۸]:

$$\text{Energy Input} = \dot{m}_{\text{Nat. gas}} LHV_{\text{Nat. gas}} + \dot{m}_{\text{Fuel oil}} LHV_{\text{Fuel oil}} \quad (۲-۱۸)$$

که در این رابطه LHV ارزش حرارتی پایینی سوخت مورد نظر است. $Heat rate$ نیروگاه گازی نیز به همان صورتی که در مورد نیروگاه بخاری توضیح داده شد، قابل محاسبه است.

ترسیم دیاگرام انرژی یا Sankey در نیروگاه گازی امکان بررسی چگونگی توزیع جریانهای انرژی در سیستم را فراهم می‌کند. برای ترسیم دیاگرام Sankey لازم است علاوه بر انرژی ورودی به وسیله سوخت، مقدار انرژی انتقال یافته به وسیله سایر جریانهای جرم نیز مشخص گردد [۱۲]:

$$\text{Energy} = \text{Flow} \times (h - h_0) \quad (۲-۱۹)$$

در محاسبه انتالپی جریانها در نمودار Sankey، دمای محیط و فشار ۱ بار بعنوان مرجع در نظر گرفته می‌شود.

معمولاً برای بررسی نیروگاه گازی ساده، سیکل ایده آل برایتون در نظر گرفته می‌شود. فرضیاتی که برای سیکل ایده آل برایتون در نظر گرفته می‌شود عبارتند از:

- بازگشت پذیر بودن فرآیندهای فشرده سازی در کمپرسور و انبساط در توربین گازی
- قابل اغماض بودن اختلاف انرژی جنبشی سیال در ورودی و خروجی هریک از تجهیزات
- عدم وجود افت فشار در محفظه احتراق، فیلترهای هوای کمپرسور، مجراهای مربوط به ورود هوا یا خروج گازهای احتراق

- عدم تغییر در دبی و ترکیب درصد سیال در مراحل مختلف سیکل

نقاط ۱ و ۲ در شکل ۲-۴ به ترتیب بیانگر شرایط هوای ورودی و خروجی کمپرسور است. هوای خروجی کمپرسور در یک فرآیند فشار ثابت در محفظه احتراق، محترق شده و در نهایت گازهای احتراق وارد توربین گازی می‌شود. نقاط ۳ و ۴ شرایط گازهای ورودی و خروجی توربین گازی را نشان می‌دهد [۱۳].

پارامترهای کلیدی سیکل برای تون دمای گازهای ورودی به توربین گازی (دما در نقطه ۴) و نسبت فشار کمپرسور به توربین گازی است. جنس توربین محدود کننده دمای گازهای ورودی به توربین گازی است و بسته به این دما یک نسبت فشار بهینه برای توربین گازی وجود دارد [۱۴].

برای ترسیم نمودار در منطقه فشار ثابت بر مبنای ایده آل بودن هوا در فشارهای کمتر از ۱۰ بار می‌توان ارتباط دما و انتروپی را توسط رابطه ۲-۲۰ بیان کرد [۱۵].

$$s^{ig} = s_0^{ig} + \int_{T_0}^T C_p^{ig} \frac{dT}{T} - R \ln \frac{P}{P_0} \quad (20-2)$$

از طرفی:

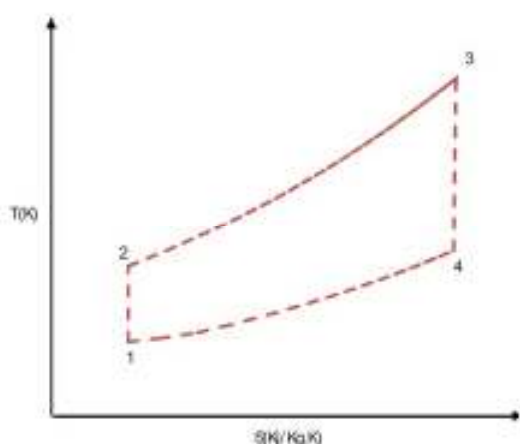
$$C_{p_{air}}^{ig} = 3.355 + 5.75 \times 10^{-4} T - \frac{1.6 \times 10^{-7}}{T^2} \quad (21-2)$$

$$\int_{T_0}^T C_p^{ig} \frac{dT}{T} = 3.355 \ln \frac{T}{T_0} + 5.75 \times 10^{-4} (T - T_0) + 0.8 \times 10^{-7} \left(\frac{1}{T^2} - \frac{1}{T_0^2} \right) \quad (22-2)$$

راندمان سیکل ایده آل برای تون از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [۱۳]:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (23-2)$$

برای مقایسه عملکرد سیکل نیروگاه با سیکل ایده آل برای تون لازم است نمودار سیکل با در نظر گرفتن شرایط ترمودینامیکی واقعی در هریک از نقاط سیکل، ترسیم شود و در نهایت راندمان سیکل محاسبه گردد. لازم به ذکر است که انحراف سیکل واقعی از سیکل ایده آل برای تون به دلیل عواملی نظیر بازگشت ناپذیری کمپرسور و توربین گازی و نیز افت فشار در محفظه احتراق است.



شکل ۲-۴. سیکل ایده آل نیروگاه گازی (سیکل برایتون)

راندمان انرژی کلی واحد گازی به صورت نسبت انرژی خروجی به انرژی ورودی نیروگاه تعریف می‌شود. در مورد انرژی الکتریکی، مفاهیم انرژی و انرژی معادل است و لذا می‌توان رابطه (۲-۲۴) را برای تعیین راندمان انرژی نیروگاه به کار برد:

$$\eta_{II} = \frac{\text{Produced Power}}{\dot{E}x_{fuel}} \quad (2-24)$$

از آنجا که تبدیل انرژی در محفظه احتراق در دمای نسبتاً بالا صورت می‌گیرد، تلفات انرژی داخلی در محفظه احتراق و در نتیجه نیروگاه گازی معمولاً قابل ملاحظه است. با افزایش دمای احتراق می‌توان تلفات انرژی را کاهش داد، اما معمولاً برای افزایش دما از نظر ساختار مواد مورد استفاده در ساخت توربین و تشکیل NO_x محدودیت وجود دارد [۱۰].

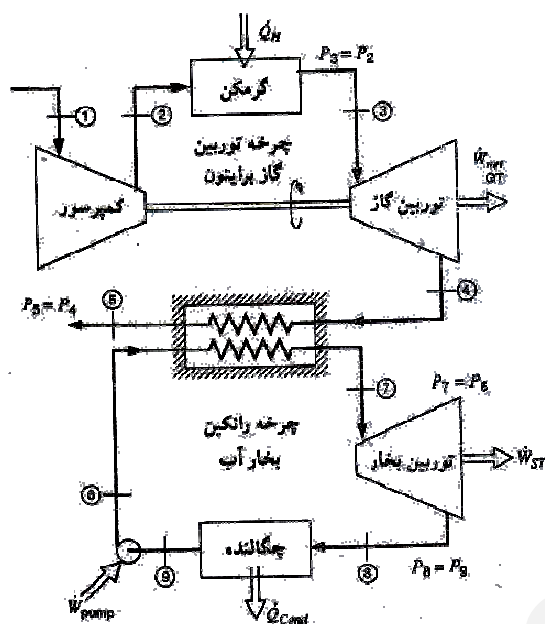
ترسیم دیاگرام انرژی یا Grassmann در نیروگاه گازی امکان بررسی چگونگی توزیع جریانهای انرژی در سیستم را فراهم می‌کند. برای ترسیم دیاگرام Grassmann لازم است علاوه بر انرژی ورودی به وسیله سوخت، مقدار انرژی انتقال یافته به وسیله سایر جریانهای جرم نیز مشخص گردد [۱۶]:

$$Exergy = Flow \times (ex - ex_0) \quad (2-25)$$

با توجه به اینکه مبنای اطلاعات موجود برای انرژی شیمیایی دمای مرجع ۲۵ درجه سانتیگراد و فشار ۱ بار است، برای محاسبه انرژی کلیه جریانها در نمودار Grassmann، فشار ۱ بار و دمای محیط (۲۵ درجه سانتیگراد) به عنوان مرجع در نظر گرفته می‌شود.

ج: سیکل ترکیبی

در سیکل ترکیبی با به کار گرفتن گرمای تلف شده از خروجی توربین گاز (چرخه برایتون) به عنوان توان مصرفی جهت تولید بخار آب لازم برای توربین بخار، بازده گرمایی کل سیستم افزایش می‌یابد. شماتیک سیکل ترکیبی در شکل ۲-۵ نشان داده شده است [۱۷].



شکل ۲-۵. شماتیک سیکل ترکیبی برای تون لرانکین

راندمن سیکل ترکیبی نیز براساس رابطه (۲-۱۷) قابل محاسبه است [۷].

$$\eta = \frac{\text{Power Production}}{\text{Energy Input}} \times 100 \quad (2-17)$$

در این رابطه انرژی مفید خروجی را می‌توان برابر با مجموع انرژی الکتریکی خالص تولیدی و یا مجموع انرژی الکتریکی ناخالص تولیدی واحدهای گازی و بخار در نظر گرفت تا بر این اساس راندمن خالص و یا ناخالص محاسبه گردد. معمولاً در نیروگاه‌های سیکل ترکیبی مانند نیروگاه‌های گازی، انرژی الکتریکی مصرف داخلی در مقایسه با توان تولیدی نیروگاه قابل اغماض است و عملاً راندمن خالص و ناخالص تفاوت چندانی ندارد. انرژی ورودی به نیروگاه سیکل ترکیبی شامل مجموع سوخت مصرفی واحدهای گازی تامین کننده انرژی بخار تولیدی واحد بخار است.

۲-۵. آنالیز و تعیین بازده انرژی و اگزرژی تجهیزات و سیکل نیروگاه

تعاریف متعددی برای بازده انرژی و اگزرژی تجهیزات سیکل ترمودینامیک نیروگاه ارائه شده است که از یک یا چند تعریف، بر اساس نیاز استفاده می‌شود. در این بخش نحوه محاسبه این راندمن ها و کاربرد آنها برای تجهیزات سیکل ارائه می‌شود. روابط مورد نظر به منظور رعایت اختصار بر اساس ساختار سیکل نیروگاه بیان می‌شود.

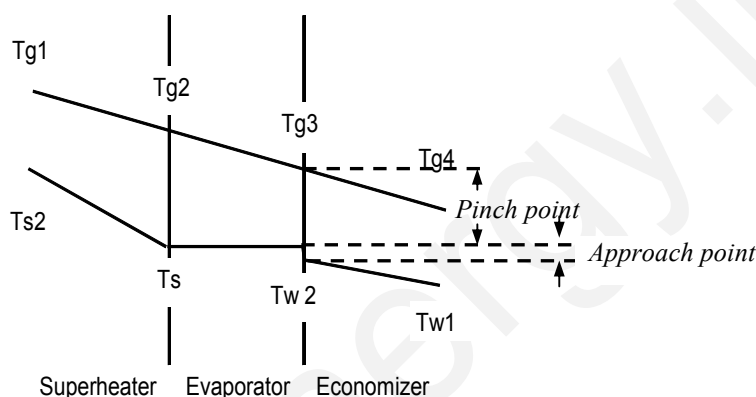
تجهیزات موجود در بخش بخاری شامل بویلر بازیافت حرارت و مبدل‌های موجود در آن، دی‌اریتور، پمپ‌های کندانس و آب تغذیه و توربین بخار می‌باشد و تجهیزات واحد گازی شامل کمپرسور، محفظه احتراق و توربین

گازی می‌باشد.

۲-۵-۱. بررسی عملکرد مرکز تولید بخار

مبدل‌های حرارتی وسایلی هستند که در آنها مبادله گرما بین سیال گرم و سیال سرد صورت می‌گیرد. از جمله مبدل‌های حرارتی به کار رفته در مرکز تولید بخار نیروگاه سیکل ترکیبی دی‌اریتور و مبدل‌های موجود در بویلر بازیافت حرارت شامل اکونومایزرها، تبخیرسازها و سوپرهیترها می‌باشند.

شمایی از پروفایل دمایی بویلر بازیافت حرارت در حالت کلی در شکل ۲-۶ ملاحظه می‌گردد [۱۸، ۱۹].



شکل ۲-۶. شمایی از پروفایل دما در نقاط مختلف یک بویلر بازیافت حرارت

در واقع از آنجا که بویلر بازیافت حرارت شامل سه بخش اکونومایزر، اوپراتور و سوپرهیتر است، تعیین پارامترهایی نظیر *pinch point* و *approach point* ضرورت دارد. *pinch point* برابر با اختلاف دمای گازهای خروجی از اوپراتور و بخار اشباع ($Tg3 - Ts$) و *approach point* برابر با اختلاف دمای آب ورودی به اوپراتور و بخار اشباع ($Ts - Tw2$) است. میزان این دو پارامتر بر سائز اکونومایزر، اوپراتور و سوپرهیتر تأثیرگذار است. معمولاً برای اجتناب از مشکلاتی نظیر لرزش و *hammering* در اکونومایزر، میزان *approach point* در بویلرهای بازیافت حرارت با دمای دود ورودی ۳۷۰ الی ۶۵۰ درجه سانتیگراد، حدود ۵ الی ۲۵ درجه سانتیگراد انتخاب می‌گردد. برای این بویلرها در صورت وجود فین، معمولاً *pinch point* مناسب نیز در محدوده ۵ تا ۱۷ درجه سانتیگراد است [۱۹].

معمولاً برای بررسی عملکرد یک مبدل حرارتی از پارامتری به نام $Effectiveness (\epsilon)$ استفاده می‌شود که بیانگر میزان انتقال حرارت موجود بر مقدار ماکزیمم انتقال حرارت ممکن است. در واقع این فاکتور امکان مقایسه نرخ انتقال حرارت واقعی با مقدار ماکزیمم انتقال حرارت ممکن (از لحاظ بقای انرژی) که از لحاظ ترمودینامیکی دارای محدودیت است، را فراهم می‌کند [۲۰].

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (2-26)$$

که Q گرمای مبادله شده بین سیالهای سرد و گرم است و عبارتست از:

$$Q = \dot{m}_{Fuel\ Gas} (h_{Fuel\ Gas\ 2} - h_{Fuel\ Gas\ 1}) = \dot{m}_{Water} (h_{Water\ 2} - h_{Water\ 1}) \quad (27-2)$$

و Q_{max} بیشترین انتقال حرارت ممکن در مبدل می‌باشد، که برابر با انتقال حرارتی است که یک سیال برای دستیابی به ماکزیمم اختلاف دمای موجود در کل مبدل، مبادله می‌کند. ماکزیمم دمای موجود در یک مبدل نیز اختلاف دمای سیال گرم و سرد در ورودی مبدل است. برای برقراری قانون بقای انرژی، ماکزیمم حرارت تبادل یافته بر مبنای سیالی که دبی کمتری دارد محاسبه می‌گردد، زیرا در غیر اینصورت برای برقراری موازنه انرژی باید سیال با دبی کمتر، اختلاف دمایی بیش از مقدار ماکزیمم موجود در مبدل داشته باشد که امکانپذیر نیست [۲۰، ۲۱]. برای مبدلهای موجود در بویلر بازیافت حرارت و کل بویلر بازیافت حرارت، برابر است با:

$$Q_{max} = \dot{m}_{min} (h_{min(at\ T_{max})} - h_{min(at\ T_{min})}) \quad (28-2)$$

که $\dot{m}_{min}$ کوچکترین $\dot{m}$ بین $\dot{m}_{Flue\ Gas}$ و $\dot{m}_{Water}$ در هر مبدل می‌باشد و T_{min} دمای آب ورودی به هر مبدل و T_{max} دمای گازهای احتراق ورودی به هر مبدل می‌باشد.

براساس استاندارد *ASME PTC4-1*، *Effectiveness* برای بویلرهای بازیافت حرارت و مبدلهای موجود در آنها برابر [۱۸]:

$$EF = \frac{\text{Actual enthalpy of the exhaust gas}}{\text{MPT enthalpy change of the exhaust gas}} \times 100\% \quad (26-2)$$

که در آن:

$EF = \text{Effectiveness, percent.}$

$MTP = \text{Maximum theoretically possible.}$

برای بویلر بازیافت حرارت موازنه انرژی به صورت زیر تعریف می‌شود:

انرژی خروجی = انرژی ورودی

$$\dot{m}_{Flue\ Gas} h_{Flue\ Gas\ 1} + \dot{m}_{Water} h_{Water} = \dot{m}_{Flue\ Gas} h_{Flue\ Gas\ 2} + \dot{m}_{Blow\ Down} h_{Blow\ Down} + \dot{m}_{Steam} h_{Steam} \quad (29-2)$$

راندمان بویلر به مفهوم نسبت انرژی مفید خروجی به کل انرژی ورودی می‌باشد. که از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [۱۸، ۲۲].

$$\eta = \frac{\text{Heat Absorbed by working fluids}}{\text{Heat in gas turbine exhaust gas + heat in}} \times 100\%$$

که در این رابطه:

انرژی مفید خروجی، انرژی داده شده به آب ورودی به بویلر بازیافت حرارت^۱ جهت تولید بخار است و از

رابطه زیر محاسبه می‌گردد [۱، ۲۲]:

(۳۰-۲)

$$\text{Heat absorbed by working fluids} = \dot{m}_{HP\text{steam}} \times h_{HP\text{steam}} + \dot{m}_{IP\text{steam}} \times h_{IP\text{steam}} - \dot{m}_{Feed\text{Water}} \times h_{Feed\text{water}}$$

که $\dot{m}_{Steam}$ بیانگر دبی جرمی بخار آب تولیدی است و $h_{Feed\text{water}}$ و h_{Steam} نیز انتالپی بخار آب تولیدی و آب ورودی به بویلر است که با توجه به شرایط ترمودینامیکی آب و بخار و با استفاده از جدول بخار قابل محاسبه است.

انرژی ورودی به بویلرهای بازیافت حرارت شامل انرژی دود خروجی از توربین‌های گازی و انرژی سوخت مصرفی (در صورت وجود مشعل کمکی) می‌باشد. برای محاسبه راندمان خالص لازم است انرژی الکتریکی و سایر حامل‌های انرژی مورد استفاده به صورت سوخت معادل در نظر گرفته شوند. از آنجا که برای تولید هوای فشرده، آب صنعتی و آب دمین، از انرژی الکتریکی استفاده می‌شود، می‌توان میزان مصرف هریک از انواع انرژی مذکور را به صورت انرژی الکتریکی معادل و سپس انرژی الکتریکی کل را به صورت سوخت معادل بیان کرد.

روش دیگر محاسبه راندمان براساس استاندارد *ASME PTC4-1*، محاسبه راندمان با روش غیر مستقیم است. در روش غیر مستقیم با محاسبه تلفات حرارتی در قسمت‌های مختلف بویلر و کسر مقادیر بدست آمده از ۱۰۰٪ انرژی ورودی، میزان راندمان حرارتی بویلر بدست می‌آید، این روش مقطعی و دقیق است. روش مستقیم برای پایش مداوم بکار می‌رود، ولی نمی‌تواند علت تلفات را مشخص کند. برای محاسبه راندمان بویلر با استفاده از این روش لازم است تلفات دود، تلفات بدنه بویلر و بلودان و سایر تلفات نیز در نظر گرفته شود [۱۸].

$$\eta = \left(100 - \frac{\text{Heat losses}}{\text{Heat in gas turbine exhaust gas} + \text{heat in}} \right) \times 100\% \quad (31-2)$$

برای بویلر بازیافت حرارت و مبدل‌های موجود در آن بالانس انرژی به شکل زیر به دست می‌آید [۱۴].

$$\text{بازگشت ناپذیری} + \text{انرژی خروجی} = \text{انرژی ورودی} \quad (32-2)$$

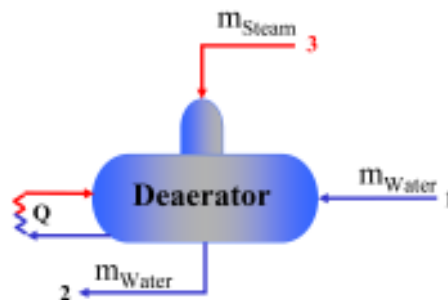
$$\dot{m}_{Water} Ex_{Water_1} + \dot{m}_{Flue\text{ Gas}} Ex_{Flue\text{ Gas}_1} = \dot{m}_{Water} Ex_{Water_2} + \dot{m}_{Flue\text{ Gas}_2} Ex_{Flue\text{ Gas}_2} + \dot{m}_{Blow\text{ Down}} Ex_{Blow\text{ Down}} + I$$

راندمان انرژی (قانون دوم) برای بویلرهای بازیافت حرارت را به صورت زیر می‌توان نوشت [۱۴].

$$\eta_{Ex} = \frac{\dot{m}_{Steam} (Ex_{Steam} - Ex_{Water})}{\dot{m}_{Flue\text{ Gas}} \times Ex_{Inlet\text{ Fuel Gas}}} \times 100\% \quad (33-2)$$

۲-۵-۲. بررسی عملکرد دی‌اریتور

دی‌اریتور یک مبدل حرارتی با اختلاط سیال‌های گرم و سرد می‌باشد که با اضافه شدن بخار به آب درون دی‌اریتور علاوه بر بالا رفتن دمای آب درون آن، اکسیژن موجود در آب نیز خارج^۱ می‌شود. در شکل ۷-۲ شمایی از دی‌اریتورهای موجود در نیروگاه سیکل ترکیبی نشان داده شده است.



شکل ۷-۲. شماتیک دی‌اریتورهای موجود در نیروگاه مورد بررسی

در این نیروگاه در حالت نرمال کاری با سوخت گاز طبیعی در واحدهای گازی نیروگاه $\dot{m}_{Steam} = 0$ است و بخار لازم برای هوازدایی آب توسط تبخیر بخشی از آب دی‌اریتور با استفاده از انرژی دود در بویلر بازیافت حرارت و بازگرداندن بخار حاصل به دی‌اریتور و متعاقباً گرمایش آب موجود در دی‌اریتور صورت می‌پذیرد، ولی در صورت کاهش دمای دود توربینهای گازی به دلیل افت بار و در صورت استفاده از سوخت گازوئیل، از مسیر بخار سوپر هیت فشار متوسط به سمت دی‌اریتور بخاری فرستاده می‌شود ($\dot{m}_{Steam} \neq 0$).

موازنه جرم در دی‌اریتور به صورت زیر می‌باشد.

$$\dot{m}_{Water_1} + \dot{m}_{Steam} = \dot{m}_{Water_2} \quad (2-34)$$

موازنه انرژی برای دی‌اریتور به صورت زیر می‌باشد.

$$\dot{m}_{Water_1} \cdot h_{Water_1} + \dot{m}_{Steam} \cdot h_{Steam} + Q = \dot{m}_{Water_2} \cdot h_{Water_2} \quad (2-35)$$

$$\dot{m}_{Water_1} \cdot h_{Water_1} + \dot{m}_{Steam} \cdot h_{Steam} + \dot{m}_{Recirculated} \cdot \Delta h_{Evaporation(at T_{Deaerator})} = \dot{m}_{Water_2} \cdot h_{Water_2}$$

$$\dot{m}_{Water_1} \cdot h_{Water_1} + \dot{m}_{Steam} \cdot h_{Steam} + \dot{m}_{Recirculation} \cdot (h_{Saturated Vapor} - h_{Saturated Liquid})(at T_{Deaerator}) = \dot{m}_{Water_2} \cdot h_{Water_2}$$

موازنه انرژی برای دی‌اریتور به صورت زیر می‌باشد [۱۴].

$$(2-36)$$

$$\begin{aligned} & \dot{m}_{Water_1} \cdot Ex_{Water_1} + \dot{m}_{Steam} \cdot Ex_{Steam} + \dot{m}_{Recirculation} \cdot (Ex_{Saturated Vapor} - Ex_{Saturated Liquid})(at T_{Deaerator}) \\ & = \dot{m}_{Water_2} \cdot Ex_{Water_2} + I \end{aligned}$$

۳-۵-۲. بررسی عملکرد توربین بخار

توربین ها از اجزا اصلی سیکل هستند که کار مکانیکی تولید می کنند. انتظار می رود توربین بتواند تمام انرژی بخار ورودی را به کار تبدیل کند. لذا راندمان آن بر اساس نسبت توان تولیدی، به کل نرخ انرژی حرارتی بخار ورودی ($\sum \dot{E}_i$)، تعریف می شود [۲]:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}}{\sum \dot{E}_i} \quad (۳۷-۲)$$

که منظور از توان تولیدی $\dot{W}$ ، کل توان تولیدی شافت توربین شامل توان تولیدی ژنراتور، توان مصرفی پمپ روغن متصل به شافت توربین و تلفات مکانیکی و الکتریکی ژنراتور و توربین است. در بررسی قانون اول ترمودینامیک، دو فرایند که حالت اولیه یکسان ولی حالت ثانویه متفاوتی دارند با هم مقایسه می شوند یعنی راندمان اول را به صورت نسبت کار واقعی W_a به کار ایزنتروپیک W_s به دست می آوریم [۲].

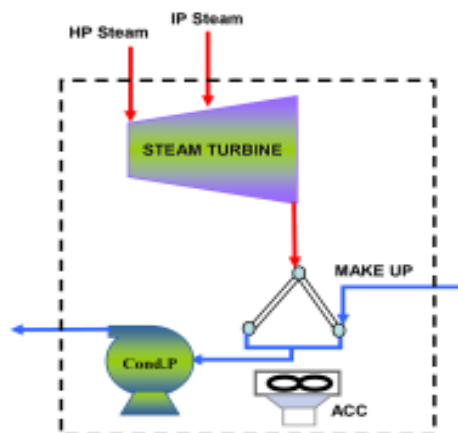
$$\eta_I = \frac{W_a}{W_s} = \frac{\sum \dot{m}_i \cdot h_i - \sum \dot{m}_e \cdot h_e}{\sum \dot{m}_i \cdot h_i - \sum (\dot{m} \cdot h_s)_e} \quad (۳۸-۲)$$

با توجه به اینکه معمولاً مغایرتهایی در فلومترهای بخار ورودی به توربوژنراتورها دیده می شود، میزان بخار ورودی به توربین از یک طرف بر اساس خروجیهای پمپهای آب تغذیه تعیین می گردد و از طرفی با مشخص بودن دبی کندانس و آب جبرانی سیستم، محاسبه می گردد.

دبی خروجی از توربین از رابطه (۳۹-۲) محاسبه می گردد.

$$\dot{m}_{InletSteam} = \dot{m}_{OutletSteam} = \dot{m}_{CondensatePump} - \dot{m}_{MakeUpWater} \quad (۳۹-۲)$$

حجم کنترل انتخابی برای نوشتن موازنه جرم برای توربین بخار در شکل ۸-۲ نشان داده شده است.



شکل ۸-۲. حجم کنترل انتخابی برای نوشتن موازنه جرم برای توربینهای بخار سیکل ترکیبی نیروگاه حاضر

با داشتن اطلاعات ترمودینامیکی بخارهای ورودی و خروجی توربین و کار تولیدی توسط توربین می‌توان براساس موازنه انرژی توربین، کیفیت بخار خروجی توربین را تعیین کرد. رابطه موازنه انرژی توربین بصورت زیر می‌باشد [۱۷].

(۴۰-۲)

$$W_{\text{Turbine}} = \dot{m}_{\text{Inlet IPSteam}} \times h_{\text{Inlet IPSteam}} + \dot{m}_{\text{Inlet HPSteam}} \times h_{\text{Inlet HPSteam}} - \dot{m}_{\text{Discharge Steam}} \times h_{\text{Discharge Steam}}$$

با مشخص شدن کیفیت بخار خروجی از توربین کلیه اطلاعات ترمودینامیکی ورودی و خروجیهای توربینها مشخص شده که با این شرایط می‌توان راندمان توربین را محاسبه کرد. راندمان ایزنتروپیک توربین از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [۱۷].

(۴۱-۲)

$$\eta_{\text{Turbine}} = \frac{\dot{m}_{\text{Inlet HPSteam}} \times h_{\text{Inlet HPSteam}} + \dot{m}_{\text{Inlet IPSteam}} \times h_{\text{Inlet IPSteam}} - \dot{m}_{\text{Discharge Steam}} \times h_{\text{Discharge Steam}}}{\dot{m}_{\text{Inlet HPSteam}} \times h_{\text{Inlet HPSteam}} + \dot{m}_{\text{Inlet IPSteam}} \times h_{\text{Inlet IPSteam}} - \dot{m}_{\text{Discharge Steam}} \times h_{\text{Isen. Discharge Steam}}}$$

راندمان قانون دوم توربین را به صورت کار واقعی توربین به کار بازگشت پذیر تعریف می‌شود، یعنی دو فرایندی که حالت اولیه و ثانویه یکسانی دارند [۲۳].

$$\eta_{II} = \frac{W_a}{W_{\text{Reversible}}} \quad (۴۲-۲)$$

$$\eta_{II} = \frac{W_a}{\sum \dot{E}x_i - \sum \dot{E}x_e} \quad (۴۳-۲)$$

البته در این رابطه باید توجه داشت که واحد W_a با واحد مخرج هماهنگی داشته باشد.

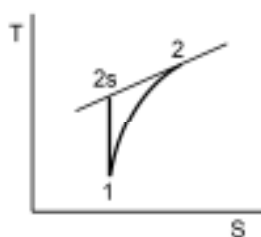
موازنه اگزرژی برای توربین به صورت زیر می‌باشد.

$$I = \sum \dot{E}x_i - \sum \dot{E}x_e - W_a \quad (۴۴-۲)$$

که در این رابطه W_a باید بر حسب وات یا ضرایبی از آن باشد.

۴-۵-۲. تحلیل عملکرد پمپ

در توربین سیال با فشار بالا وارد می‌شود و پس از انبساط با فشار کم خارج می‌شود ولی در پمپ برعکس است، یعنی فشار سیال توسط پمپ افزایش می‌یابد. منحنی T-S پمپ در شکل ۹-۲ آورده شده است.



شکل ۲-۹. منحنی T-S پمپ

راندمان قانون اول پمپ به صورت نسبت کار ایزنتروپیک (W_S) به کار واقعی پمپ (W_P) تعریف می‌شود [۱۵].

$$\eta_I = \frac{W_S}{W_P} = \frac{v_1(P_2 - P_1)}{h_2 - h_1} \quad (۴۵-۲)$$

که در این رابطه v_1 حجم مخصوص سیال ورودی است.

راندمان قانون دوم پمپ نیز به صورت نسبت کار بازگشت پذیر از ۱ به ۲ به کار واقعی پمپ تعریف می‌شود. یعنی [۲۳]:

$$\eta_{II} = \frac{Ex_2 - Ex_1}{h_2 - h_1} \quad (۴۶-۲)$$

برای محاسبه بازگشت ناپذیری در پمپ موازنه انرژی را به کار می‌بریم [۲۳]:

$$\begin{aligned} Ex_1 + W_P &= Ex_2 + I \\ \Rightarrow I &= W_P - (Ex_2 - Ex_1) = (h_2 - h_1) - (Ex_2 - Ex_1) \end{aligned} \quad (۴۷-۲)$$

۲-۵-۵. بررسی عملکرد کمپرسور هوا

به منظور بررسی وضعیت فعلی کمپرسورهای واحد گازی نیروگاه براساس اطلاعات طراحی، راندمان این کمپرسورها از دو روش راندمان دما ثابت و ایزنتروپیک محاسبه می‌گردد.

از آنجا که کمپرسور یک توربوماشین است عملکرد آن را می‌توان به صورت آدیاباتیک در نظر گرفت، حالت ایده آل عملکرد کمپرسور، حالت ایزنتروپیک است. بنابراین برای بررسی عملکرد کمپرسور نسبت به شرایط ایده آل (ایزنتروپیک)، راندمان ایزنتروپیک کمپرسور به صورت زیر تعریف می‌گردد [۱۳]:

$$\eta = \frac{W_s}{W_a} \quad (۴۸-۲)$$

در رابطه مذکور W_s و W_a به ترتیب بیانگر کار محوری مورد نیاز کمپرسور در شرایط ایزنتروپیک و شرایط واقعی است.

از طرفی در مورد توربوماشین‌ها که انتقال حرارت سیال با محیط در مقایسه با کار انجام شده روی سیال قابل اغماض است، W_s و W_a را می‌توان برابر با ΔH_s و ΔH_a که برابر با تغییر انتالپی سیال در شرایط

آیزنتروپیک و واقعی است، در نظر گرفت و لذا :

$$\eta_c = \frac{\Delta H_s}{\Delta H_a} = \frac{H_{2s} - H_1}{H_{2a} - H_1} \quad (49-2)$$

راندمان آیزنتروپیک در کمپرسورها تا حد زیادی به نحوه طراحی و ساخت کمپرسور بستگی دارد. از آنجا که تغییر انتالپی برابر با حاصلضرب ظرفیت گرمایی و اختلاف دما است و ظرفیت گرمایی در حالت آیزنتروپیک و واقعی را می‌توان تقریباً ثابت و برابر در نظر گرفت، η_c از رابطه ساده زیر نیز قابل محاسبه است:

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_{2a} - T_1} \quad (50-2)$$

T_1 دمای هوای ورودی به کمپرسور و T_2 دمای هوای خروجی از کمپرسور است. از طرفی دمای آیزنتروپیک هوای خروجی نیز از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (51-2)$$

نسبت ظرفیت گرمایی در فشار ثابت به نسبت ظرفیت گرمایی در حجم ثابت و در مورد هوا برابر با $1/4$ ، P_1 و P_2 فشار هوای ورودی و خروجی کمپرسور است [۱۷].

در صورتیکه کمپرسور آدیاباتیک نباشد و گاز عبوری توسط یک سیستم خنک کننده در اطراف پوسته کمپرسور سرد شود بهتر است از بازده دما ثابت استفاده شود [۹ و ۱۳ و ۱۷]. از آنجا که توان ایزوترمال یک کمپرسور حداقل توان لازم برای فشرده سازی هوا در شرایط ایزوترمال است، می‌توان راندمان ایزوترمال کمپرسور را به صورت نسبت توان ایزوترمال به توان واقعی کمپرسور و طبق رابطه ۲-۵۲ تعریف نمود [۹].

$$\eta_{c, isothermal} = \frac{(1/Mw)RT_1 \ln(P_2/P_1)}{Actual Input Power} \quad (52-2)$$

در این رابطه Mw جرم مولکولی هوا و R ثابت گازها است.

همانطور که قبلاً اشاره شد، کمپرسور یک توربوماشین است و عملکرد واقعی آن را می‌توان به صورت آدیاباتیک در نظر گرفت. لذا برای به دست آوردن توان مصرفی کمپرسور $Actual Input Power(Wa)$ می‌توان از رابطه زیر استفاده کرد [۱۳]:

$$P_a = \dot{m}_{air}(h_2 - h_1) \quad (53-2)$$

به منظور تعیین عملکرد یک تجهیز از جهت مصرف انرژی، عموماً انرژی مصرفی به ازاء واحد تولید آن تجهیز تعیین می‌گردد و شدت مصرف انرژی کمپرسور توان مورد نیاز برای فشرده کردن واحد حجم هوای ورودی

به کمپرسور در شرایط محیط است [۹].

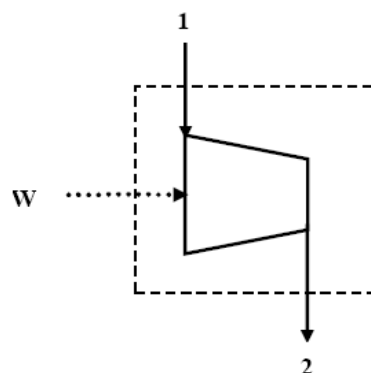
آنالیز انرژی کمپرسور هوا:

در شکل ۲-۱۰ شماتیک ساده ای از یک کمپرسور ملاحظه می گردد. عملکرد کمپرسور به صورت آدیاباتیکی در نظر گرفته می شود. در این حالت [۲۳]:

$$Q = 0 \quad (۲-۵۴)$$

$$w = h_2 - h_1$$

$$ex_2 - ex_1 = w_{ex} + i \quad (۲-۵۵)$$



شکل ۲-۱۰. شماتیک کمپرسور

در این فرآیند w_{ex} انرژی ورودی و $(ex_2 - ex_1)$ انرژی مفید خروجی است. از آنجا که برای توان الکتریکی و مکانیکی مفاهیم انرژی و انرژی یکسان است، راندمان انرژی کمپرسور برابر است با:

$$\eta_{II} = \frac{ex_2 - ex_1}{w_{ex}} = \frac{ex_2 - ex_1}{h_2 - h_1} \quad (۲-۵۶)$$

۲-۵-۶. تحلیل عملکرد توربین گازی

راندمان آیزنتروپیک توربین گازی به صورت نسبت توان تولیدی در حالت واقعی به توان تولیدی در حالت آیزنتروپیک و طبق رابطه ۲-۵۷ تعریف می گردد [۱۷].

$$\eta_t = \frac{W_a}{W_s} = \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} \quad (۲-۵۷)$$

و یا با فرض ثابت بودن ظرفیت گرمایی ویژه:

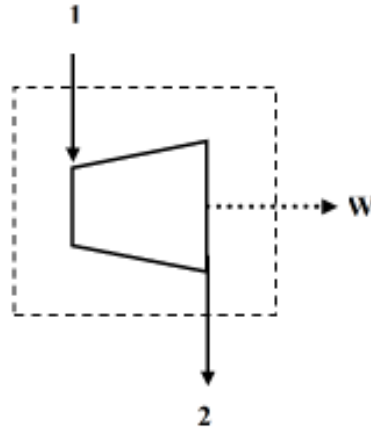
$$\eta_t = \frac{T_1 - T_{2a}}{T_1 - T_{2s}} \quad (۲-۵۸)$$

در این رابطه T_1 دمای هوای ورودی به توربین گازی و T_2 دمای هوای خروجی از توربین گازی است. دمای

آیزنتروپیک هوای خروجی نیز طبق رابطه ۲-۵۱ قابل محاسبه است که در آن P_1 و P_2 فشار هوای ورودی و

خروجی توربین گازی است.

شماتیک ساده ای از یک توربین گازی در شکل ۱۱-۲ ملاحظه می‌گردد.



شکل ۱۱-۲. شماتیک توربین گازی

در یک توربین گازی با فرض آدیاباتیک بودن [۲۳]:

$$Q = 0 \quad (۵۹-۲)$$

$$w = h_1 - h_2$$

$$ex_1 - ex_2 = w_{ex} + i \quad (۶۰-۲)$$

در آنالیز انرژی توربین گازی، برعکس کمپرسور، w_{ex} انرژی مفید خروجی توربین گازی و $(ex_1 - ex_2)$ انرژی ورودی آن، می‌باشد:

$$\eta_{II} = \frac{w_{ex}}{ex_1 - ex_2} \quad (۶۱-۲)$$

$$w_{ex} = w = h_1 - h_2 \quad (۶۲-۲)$$

بنابراین:

$$\eta_{II} = \frac{h_1 - h_2}{ex_1 - ex_2} \quad (۶۳-۲)$$

فصل سوم

ارزیابی راندمان و آنالیز انرژی

و انرژی نیروگاه سیکل ترکیبی مورد بررسی در گزارش

در این فصل از گزارش، راندمان و آنالیز انرژی و انرژی هریک از تجهیزات واحدهای بخاری و گازی و نیز کل سیکل واحد گازی، بخاری و سیکل ترکیبی نیروگاه مورد بررسی، بر مبنای اطلاعات طراحی تجهیزات، ارزیابی و تحلیل می‌گردد. لازم به ذکر است کلیه محاسبات بر مبنای شرایط محل^۱ و سوخت گاز طبیعی در بار پایه^۲ صورت می‌گیرد.

۳-۱. آنالیز انرژی و انرژی و تحلیل عملکرد توربین گازی

برای تحلیل عملکرد توربین از نقطه نظر انرژی، پارامترهایی از قبیل راندمان آیزنتروپیک و آیزوترمال توربین، راندمان انرژی‌تیک توربین و شدت مصرف انرژی توربین محاسبه می‌گردد. اطلاعات طراحی مورد نیاز برای تحلیل عملکرد توربینهای گازی نیروگاه مورد نظر در شرایط دمایی هوای محیط ۳۱ درجه سانتیگراد و بار پایه در **Error! Reference source not found.** ارائه شده است.

۳-۱-۱. موازنه انرژی توربین گازی

با نوشتن موازنه انرژی برای توربین گازی می‌توان توان تولیدی توربین را تعیین کرد. لازم به ذکر است، در گزارش حاضر اطلاعات مربوط به انتالپی، انترپی و نیز انتالپی خروجی در حالت آیزنتروپیک برای دود با استفاده از بانک اطلاعاتی نرم افزار *Aspen Hysys 2004* و با در نظر گرفتن معادله حالت *Peng – Robinson* نسبت به دمای مرجع ۲۵ درجه سانتیگراد^۳ ارائه شده است:

برای تعیین میزان دقیق انتالپی گازهای عبوری از توربین، نیاز به داشتن آنالیز گازهای حاصل از احتراق می‌باشد، لذا می‌توان آنالیز گازهای خروجی محفظه احتراق را با توجه به آنالیز گاز طبیعی با فرض احتراق کامل سوخت^۴ در محفظه احتراق به دست آورد و سپس با استفاده از بانک اطلاعاتی نرم افزار *Aspen Hysys* انتالپی

1 . Site Condition (T=31°C)

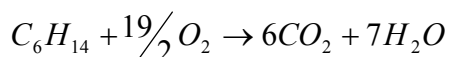
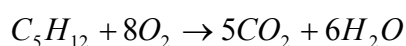
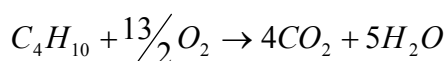
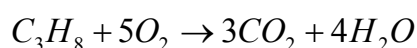
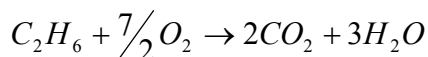
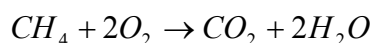
2 . Base Load

۳ - مرجع دما بر مبنای پیش فرض نرم افزار (دمای ۲۵ درجه سانتیگراد) است.

۴ . در توربینهای گازی به دلیل بالا بودن درصد هوای اضافی این فرض صحیح است.

ورودی و خروجی توربین را به دست آورد.

لازم به ذکر است، آنالیز گازهای خروجی از دودکش توربین گازی GT3 در شرایط تست کارایی بویلرهای بازیافت حرارت موجود می باشد که در این زمان توان تولیدی این واحد ۱۱۲/۱۸۵ مگاوات بوده است. واکنش های حاصل از احتراق کامل ترکیبات موجود در گاز طبیعی به صورت زیر می باشد.



دبی مولی گاز طبیعی و هوای ورودی توربین گازی در شرایط طراحی برابر است با:

$$\text{moles of Natural Gas} : \frac{8.057 \text{ Kg/S}}{18.29 \text{ Kg/Kg mole}} = 0.4405 \text{ Kg mole/S}$$

$$\text{moles of air} : \frac{365.28 \text{ Kg/S}}{28.95 \text{ Kg/Kg mole}} = 12.62 \text{ Kg mole/S}$$

$$\frac{\text{moles of air}}{\text{moles of Natural Gas}} = 28.64$$

انتالپی گازهای ورودی و خروجی توربینهای گازی بر مبنای آنالیز گازهای خروجی از محفظه احتراق با فرض احتراق کامل سوخت برابر است با:

$$\begin{aligned} T_1 &= 1085 \text{ }^\circ\text{C} \\ P_1 &= 12.75 \text{ bar} \end{aligned} \Rightarrow h_1 = 1235.3 \text{ Kj/Kg}$$

$$\begin{aligned} T_2 &= 528 \text{ }^\circ\text{C} \\ P_2 &= 903.57 \text{ mbar} \end{aligned} \Rightarrow h_2 = 557.507 \text{ Kj/Kg}$$

$$W_t = \dot{m}_{Flue\ Gas} (h_1 - h_2) = (1344 \frac{ton}{hr} \times \frac{1000Kg}{1ton} \times \frac{1hr}{3600Sec}) \times (1235.3 - 557.507) \frac{Kj}{Kg}$$

$$W_t = 253045KW = 253MW$$

۳-۱-۲. محاسبه راندمان آیزنتروپیک و آیزوترمال توربین گازی

راندمان آیزنتروپیک توربین گازی برابر است با:

$$\eta_{t, Isentropic} = \frac{W_a}{W_s} = \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}}$$

$$\begin{aligned} T_1 &= 1085^\circ C \\ P_1 &= 12.75 \text{ bar} \end{aligned} \Rightarrow h_1 = 1235.3 \text{ Kj/Kg}, S_1 = 0.9815 \text{ Kj/(Kg}^\circ C)$$

$$\begin{aligned} T_{2a} &= 528^\circ C \\ P_2 &= 903.57 \text{ mbar} \end{aligned} \Rightarrow h_{2a} = 557.4 \text{ Kj/Kg}, S_{2a} = 1.1155 \text{ Kj/(Kg}^\circ C)$$

$$\begin{aligned} S_2 &= S_1 = 0.9815 \text{ Kj/(Kg}^\circ C) \\ P_2 &= 903.57 \text{ mbar} \end{aligned} \Rightarrow T_{2s} = 440.5^\circ C, h_{2s} = 456.3 \text{ Kj/Kg}$$

$$\eta_t = \frac{1235.3 - 557.4}{1235.3 - 456.3} \times 100 = 87.02\%$$

البته راندمان آیزنتروپیک توربین گازی را با استفاده از رابطه ۲-۵۸ نیز می‌توان محاسبه کرد (البته در این حالت نیز نسبت ظرفیت گرمایی فشار ثابت به حجم ثابت برابر با ۱/۴ (مقدار مربوط به هوا) در نظر گرفته می‌شود).

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \equiv \left(\frac{0.904}{12.75} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 0.4696$$

$$\Rightarrow T_{2s} = 637.72 \text{ K} = 364.57^\circ C$$

$$T_1 = 1085^\circ C = 1358.15K$$

$$\eta_t = \frac{1085 - 528}{1085 - 364.57} \times 100 = 77.31\%$$

۳-۱-۳. آنالیز انرژی توربین گازی

انرژی مفید خروجی توربین گازی w_{ex} و انرژی ورودی آن، $ex_1 - ex_2$ ، می‌باشد و لذا:

$$w_{ex} = h_1 - h_2 = 1235.3 - 557.507 = 677.8 \frac{Kj}{Kg}$$

$$ex = (h - h_o) - T_o(s - s_o) + \overline{ex}^{ch}$$

با توجه به عدم وجود واکنش شیمیایی در توربین گازی:

$$\begin{aligned} ex_1 - ex_2 &= (h_1 - h_2) - T_o(s_1 - s_2) \\ &= [1235.3 - 557.51] - 288.15(0.9815 - 1.1155) = 716.4 \text{ Kj / Kg} \end{aligned}$$

راندمان انرژی توربین گازی نیز برابر است با:

$$\eta_{II} = \frac{w_{ex}}{ex_1 - ex_2} = \frac{677.8}{716.4} \times 100 = 94.61\%$$

۳-۲. آنالیز انرژی و تحلیل عملکرد کمپرسور هوا

برای تحلیل عملکرد کمپرسور از نقطه نظر انرژی، پارامترهایی از قبیل راندمان آیزنتروپیک و آیزوترمال کمپرسور، راندمان انرژی‌تیک کمپرسور و شدت مصرف انرژی کمپرسور هوا محاسبه می‌گردد. اطلاعات طراحی مورد نیاز برای تحلیل عملکرد کمپرسور هوا در شرایط دمای هوای محیط ۳۱ درجه سانتیگراد و بار پایه در **Error! Reference source not found.** ارائه شده است.

۳-۲-۱. موازنه انرژی کمپرسور هوا

با توجه به اینکه در اطلاعات طراحی واحد گازی نیروگاه مورد نظر دما، فشار و دبی هوای خروجی کمپرسور به صورت تقریبی ارائه شده است، می‌بایست در ابتدا تا حد ممکن با نوشتن موازنه جرم و انرژی به اعداد نزدیکتر به مقدار واقعی رسید.

جهت تعیین دقیق دبی هوای ورودی با داشتن اطلاع دقیق از دبی دود خروجی واحدهای گازی و گاز طبیعی مصرفی، با نوشتن موازنه جرم برای هر واحد توربین گازی دبی هوای ورودی به کمپرسور به طور دقیق محاسبه گردید.

$$\dot{m}_{air} = \dot{m}_{Flue\ Gas} - \dot{m}_{Natural\ Gas} = (1344 \frac{ton}{hr} \times \frac{1000Kg}{1ton} \times \frac{1hr}{3600Sec}) - 8.057 \frac{Kg}{Sec} = 365.28 \frac{Kg}{Sec}$$

با داشتن شرایط ترمودینامیکی گازهای خروجی محفظه احتراق (ورودی توربین) و با نوشتن موازنه انرژی

حول محفظه احتراق، انتالپی هوای ورودی به محفظه احتراق (هوای خروجی از کمپرسور) تعیین می‌گردد. لازم به ذکر است، اطلاعات مربوط به انتالپی، انرژی و نیز انتالپی خروجی در حالت آیزنتروپیک برای هوا با استفاده از بانک اطلاعاتی نرم افزار *Aspen Hysys 2004* و با در نظر گرفتن معادله حالت *NRTL* نسبت به دمای مرجع ۲۵ درجه سانتیگراد^۱ ارائه شده است: موازنه انرژی حول محفظه احتراق به صورت زیر می‌باشد:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{air} \times h_{Inlet\ air} + \dot{m}_{Fuel} \times LHV_{Fuel} &= \dot{m}_{Flue\ Gas} \times h_{Flue\ Gas} \\ h_{Flue\ Gas} &= h_{Turbin\ inlet} = 1235.3 \frac{Kj}{Kg} \\ 365.28 \frac{Kg}{Sec} \times h_{Inlet\ air} \frac{Kj}{Kg} + 8.057 \frac{Kg}{Sec} \times 38962 \frac{Kj}{Kg} &= 373.33 \frac{Kg}{Sec} \times 1235.3 \frac{Kj}{Kg} \\ h_{Inlet\ air} &= 403 \frac{Kj}{Kg} \end{aligned}$$

در صورت فرض صحت دما و فشار تقریبی داده شده برای خروجی کمپرسور واحد گازی نیروگاه مورد نظر راندمان موازنه انرژی حول محفظه احتراق برقرار نخواهد بود و انرژی خروجی از مجموع انرژی های ورودی بیشتر می‌شود.

$$\begin{aligned} T_2 &\cong 380\ ^\circ C \\ P_2 &\cong 13\ mbar = 12.75\ bar \\ &\Rightarrow h_2 = 364.3\ Kj / Kg \\ (365.28 \frac{Kg}{Sec} \times 364.3 \frac{Kj}{Kg}) + (8.057 \frac{Kg}{Sec} \times 38962 \frac{Kj}{Kg}) &< (373.33 \frac{Kg}{Sec} \times 1235.3 \frac{Kj}{Kg}) \end{aligned}$$

توان مصرفی کمپرسور هوا با نوشتن موازنه انرژی برای آن تعیین می‌گردد.

$$\begin{aligned} W_C &= \dot{m}_{air} (h_2 - h_1) \\ T_1 &= 31\ ^\circ C \\ P_1 &= 886.14\ mbar \\ &\Rightarrow h_1 = 5.947\ Kj / Kg \end{aligned}$$

$$h_2 = h_{Inlet\ Air\ to\ Combustion\ chamber} = 403\ Kj / Kg$$

$$W_C = \dot{m}_{air} (h_2 - h_1) = 365.28 \frac{Kg}{Sec} \times (403 - 5.947) \frac{Kj}{Kg} = 145035\ KW = 145.03\ MW$$

۱ - مرجع دما بر مبنای پیش فرض نرم افزار (دمای ۲۵ درجه سانتیگراد) است.

۲-۲-۳. محاسبه راندمان آیزنتروپیک و ایزوترمال کمپرسور هوا

در صورت فرض صحت دما و فشار تقریبی داده شده برای خروجی کمپرسور واحد گازی نیروگاه حاضر راندمان آیزنتروپیک کمپرسور محاسبه می‌گردد.

$$\eta_{C, Isentropic} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_{2a} - T_1}$$

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \cong \left(\frac{12.75}{0.886} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 2.14$$

$$\Rightarrow T_{2s} = 650.88 \text{ K} = 377.73 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_1 = 31 \text{ }^\circ\text{C} = 304.15 \text{ K}$$

$$\eta_{C, Isentropic} \cong \frac{377.73 - 31}{380 - 31} \times 100 = 99.35\%$$

با توجه به بالا بودن راندمان به دست آمده، اطلاعات ترمودینامیکی خروجی کمپرسور دارای اشکال است و باید تا حد ممکن به واقعیت نزدیک شود.

با تصحیح دمای خروجی کمپرسور بر مبنای انتالپی به دست آمده از موازنه انرژی حول محفظه احتراق راندمان آیزنتروپیک به روش زیر محاسبه می‌شود.

$$\begin{aligned} h_2 &= 403 \text{ KJ / Kg} \\ P_2 &\cong 13 \text{ Kg / Cm}^2 \end{aligned} \Rightarrow T_2 = 416.3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\eta_{C, Isentropic} \cong \frac{377.73 - 31}{416.3 - 31} \times 100 = 89.99\%$$

براساس انتالپی تعیین شده برای خروجی کمپرسور براساس موازنه انرژی محفظه احتراق، راندمان آیزنتروپیک کمپرسور با استفاده از رابطه ۲-۴۹ نیز محاسبه می‌گردد.

$$\eta_{is} = \frac{\Delta h_s}{\Delta h_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$$

$$\begin{aligned} T_1 &= 31 \text{ }^\circ\text{C} \\ P_1 &= 886.14 \text{ mbar} \end{aligned} \Rightarrow h_1 = 5.947 \text{ KJ / Kg}, \quad S_1 = 5.467 \text{ KJ / (Kg.C)}$$

$$\begin{aligned} S_2 &= S_1 = 5.467 \text{ KJ / (Kg.C)} \\ P_2 &\cong 13 \text{ Kg / Cm}^2 \end{aligned} \Rightarrow T_{2s} = 370.8 \text{ }^\circ\text{C}, \quad h_{2s} = 354.5 \text{ KJ / Kg}$$

$$\eta_{is} \cong \frac{354.5 - 5.947}{403 - 5.947} \times 100 = 87.78\%$$

راندمان آیزوترمال کمپرسور برابر است با :

$$\eta_{C, Isothermal} = \frac{(1/Mw)RT_1 \ln(P_2/P_1)}{\text{Actual Input Power}}$$

$$\eta_{C, Isothermal} = \frac{8.314 \text{ Kj / Kg mol.K} \times 304.15 \text{ K} \times \ln(12.75/0.886)}{29 \text{ Kg / Kg mol} \times (403 - 5.947) \text{ Kj / Kg}} \times 100 = 58.54\%$$

با فرض آدیاباتیک بودن کمپرسور، توان مورد نیاز آن از رابطه زیر محاسبه می گردد:

$$P_a = \dot{m}_{air} (h_2 - h_1)$$

$$\dot{m}_{air} = 365.28 \frac{\text{Kg}}{\text{S}}$$

$$P_a = 365.28 \frac{\text{Kg}}{\text{S}} \times (403 - 5.947) \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}} = 145035 \text{ KW} = 145.03 \text{ MW}$$

۳-۲-۳. محاسبه شدت مصرف انرژی کمپرسور هوا

شدت مصرف انرژی کمپرسور که توان مورد نیاز برای فشرده کردن واحد حجم هوای ورودی به کمپرسور است، برابر است با:

$$\text{شدت مصرف انرژی کمپرسور} = \frac{145.03 \text{ MW}}{(365.28 \text{ Kg / Sec}) \div (1.014 \text{ Kg / m}^3)} \times 1000 \frac{\text{KW}}{\text{MW}} = 402.6 \text{ Kj / m}^3$$

۳-۲-۴. آنالیز انرژی کمپرسور هوا

انرژی ورودی و انرژی خروجی در فرآیند فشرده سازی هوا برابر است با:

$$w_{ex} = h_2 - h_1 = 403 - 5.947 = 397.05 \text{ Kj / Kg}$$

$$ex = (h - h_o) - T_o (s - s_o) + \overline{ex}^{ch}$$

با توجه به عدم وجود واکنش شیمیایی در فرآیند فشرده سازی هوا $\overline{ex}^{ch} = 0$ و اختلاف انرژی ورودی و خروجی برابر است با:

$$ex_2 - ex_1 = (h_2 - h_1) - T_o (s_2 - s_1)$$

$$\begin{aligned} T_1 &= 31^\circ\text{C} \\ P_1 &= 886.14 \text{ mbar} \end{aligned} \Rightarrow h_1 = 5.947 \text{ KJ / Kg}, \quad S_1 = 5.467 \text{ KJ / (Kg.C)}$$

$$\begin{aligned} h_2 &= 403 \text{ KJ / Kg} \\ P_2 &\cong 13 \text{ Kg / Cm}^2 \end{aligned} \Rightarrow T_2 = 416.3^\circ\text{C}, \quad S_2 = 5.541 \text{ KJ / (Kg.C)}$$

$$ex_2 - ex_1 = (403 - 5.947) - 298.15(5.541 - 5.467) = 374.99 \text{ KJ / Kg}$$

راندمان انرژی‌تیک کمپرسور نیز به صورت زیر محاسبه می‌گردد.

$$\eta_{II} = \frac{ex_2 - ex_1}{w_{ex}} \cong \frac{374.99}{397.05} \times 100 = 94.44\%$$

۳-۳. آنالیز انرژی و انرژی‌تیک نیروگاه گازی

در این قسمت از گزارش، پارامترهایی از قبیل راندمان و Heat Rate برای واحد گازی نیروگاه سیکل ترکیبی براساس اطلاعات طراحی، محاسبه شده و موازنه انرژی و انرژی‌تیک واحد گازی انجام گرفته است. اطلاعات طراحی مورد نیاز برای تحلیل عملکرد واحد گازی نیروگاه مورد بررسی در گزارش در شرایط دمایی هوای محیط ۳۱ درجه سانتیگراد و بار پایه در **Error! Reference source not found.** ارائه شده است.

۳-۳-۱. محاسبه راندمان و Heat Rate واحد گازی نیروگاه مورد نظر

راندمان واحدهای گازی نیروگاه سیکل ترکیبی در این نیروگاه برابر است با:

$$\eta = \frac{\text{Power Production}}{\text{Energy Input}} \times 100 = \frac{100600 \text{ KW}}{8.057 \text{ Kg / S} \times 38962 \text{ KJ / Kg}} \times 100 = 32.05\%$$

در مدارک طراحی نیروگاه نیز راندمان واحدهای گازی نیروگاه در شرایط دمایی محیط ۳۱ درجه سانتیگراد برابر با ۳۲/۰۵٪ ذکر شده است.

Heat Rate نیروگاه نیز به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$\text{Heat rate} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{KWh}} \right) = \frac{3412.14}{\eta} = \frac{3412.14}{0.3205} = 10646.3 \frac{\text{BTU}}{\text{KWh}}$$

$$\text{Heat rate} \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{KWh}} \right) = \frac{859.84}{\eta} = \frac{859.84}{0.3205} = 2682.81 \frac{\text{Kcal}}{\text{KWh}}$$

۳-۳-۲. محاسبه راندمان انرژی واحد گازی نیروگاه حاضر

راندمان انرژی واحد گازی نیروگاه حاضر که نسبت انرژی خروجی به نسبت انرژی ورودی نیروگاه گازی است، به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$\eta_{II} = \frac{\text{Produced Power}}{\dot{E}x_{fuel}}$$

$$\dot{E}x_{fuel} = \sum_i \dot{m}_i [(h - h_o) - T_o(s - s_o) + (\mu - \mu_o)]$$

برای سوخت انرژی ترمومکانیکی در مقابل انرژی شیمیایی قابل اغماض است و می‌توان از آن صرف‌نظر کرد.

$$\dot{E}x_{fuel} = \sum_i \dot{m}_i (\mu - \mu_o)$$

اطلاعات مربوط به انرژی شیمیایی سوخت گاز طبیعی مورد استفاده در واحد گازی نیروگاه حاضر در شرایط طراحی بررسی شد و ملاحظه شد که انرژی سوخت برابر با ۸۷۴۸۷۰ کیلو ژول بر کیلوگرم مول است.

$$\dot{E}x_{fuel} = \frac{8.057 \text{ Kg/s}}{18.29 \text{ Kg/Kg mole}} \times [874870] \text{ Kj/Kg mole} = 385392.4 \text{ KW} = 385.39 \text{ MW}$$

$$\eta_{II} = \frac{100.6}{385.39} \times 100 = 26.1\%$$

۳-۳-۳. موازنه انرژی واحد گازی نیروگاه مورد نظر (Sankey Diagram)

جریانهای انرژی ورودی و خروجی در بخشهای مختلف نیروگاه گازی را می‌توان به صورت زیر مشخص کرد:

انرژی سوخت ورودی:

$$\text{Inlet fuel energy} = \dot{m}_{fuel} LHV_{fuel} = 8.057 \text{ Kg/S} \times 38962 \text{ Kj/Kg} = 313.92 \text{ MW}$$

انرژی هوای ورودی به کمپرسور:

با توجه به اینکه دمای هوای ورودی به کمپرسور ۳۱ درجه سانتیگراد است، انتالپی این جریان برابر است با:

$$\text{Inlet air to compressor energy} = 365.28 (\text{Kg/Sec}) \times 5.703 (\text{Kj/Kg}) = 2.083.19 \text{ MW}$$

انرژی هوای خروجی کمپرسور:

$$\text{Outlet air from compressor energy} = 365.28 (\text{Kg/S}) \times 403 (\text{Kj/Kg}) = 147.2 \text{ MW}$$

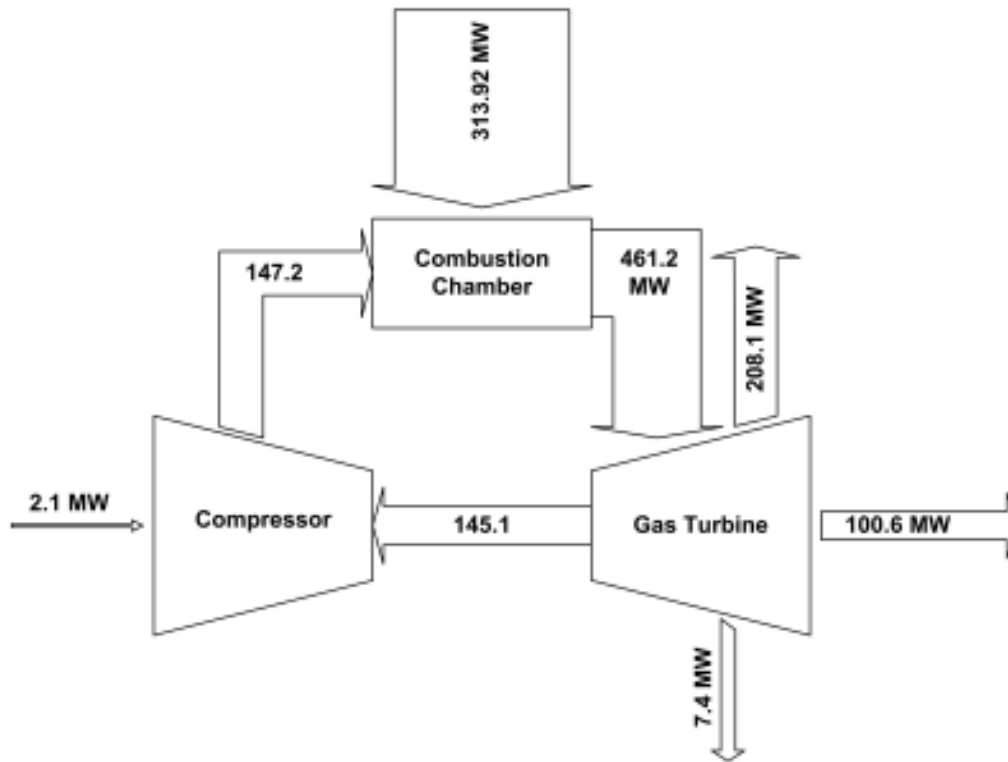
انرژی گازهای ورودی توربین گازی^۱:

۱. مرجع انتالپی، انتالپی حالت ایده آل گاز خروجی محفظه احتراق در دمای ۲۵ درجه سانتیگراد و فشار ۱ اتمسفر است.

$$\text{Inlet flue gas to turbine energy} = 373.33 \text{ (Kg / S)} \times 1235.3 \text{ (Kj / Kg)} = 461.2 \text{ MW}$$

انرژی گازهای خروجی توربین گازی:

$$\text{Outlet flue gas from gas turbine energy} = 373.33 \text{ (Kg / S)} \times 557.4 \text{ (Kj / Kg)} = 208.1 \text{ MW}$$



شکل ۳-۱. دیاگرام جریانهای انرژی واحد گازی نیروگاه حاضر در شرایط طراحی

۳-۴. تحلیل ترمودینامیکی نیروگاه گازی

در شکل ۳-۲ سیکل ایده‌آل برای تون با منحنی ممتد و سیکل واقعی توربین گازی توسط خط چین مشخص شده است. چنانچه ملاحظه می‌گردد در سیکل واقعی فرآیندهای فشرده‌سازی در کمپرسور و انبساط در توربین گازی آیزنتروپیک نیست، بعلاوه افت فشار در محفظه احتراق نیز در نظر گرفته شده است. در حالیکه دبی و ترکیب درصد گازهای احتراق برای ترسیم سیکل در حالت واقعی نیز ثابت فرض می‌شود.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

برای سیکل برای تون با توجه به محاسبات صورت گرفته:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_{4S} - T_1}{T_3 - T_{2S}}$$

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \cong \left(\frac{12.75}{0.886} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 2.14$$

$$\Rightarrow T_{2s} = 650.88 \text{ K} = 377.73^\circ \text{C}$$

$$T_1 = 31^\circ \text{C} = 304.15 \text{ K}$$

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \cong \left(\frac{0.904}{12.75} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 0.4696$$

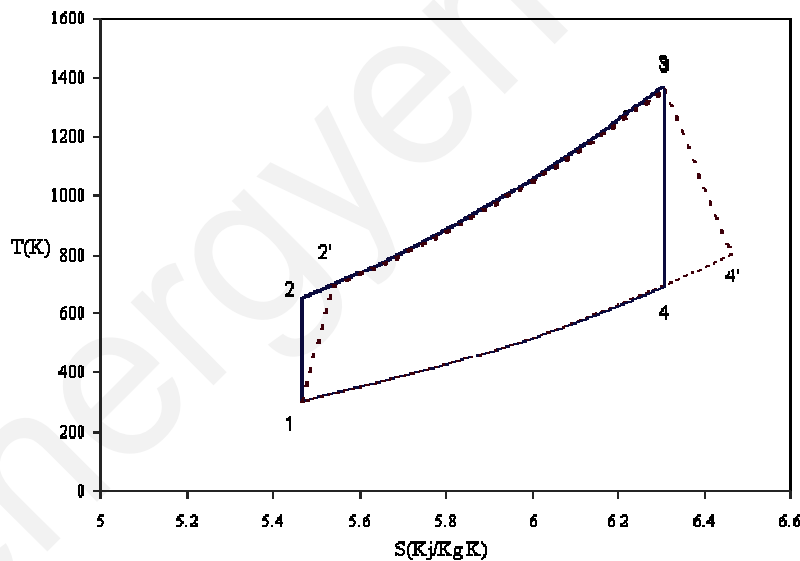
$$\Rightarrow T_{4s} = 637.72 \text{ K} = 364.57^\circ \text{C}$$

$$T_3 = 1085^\circ \text{C} = 1358.15 \text{ K}$$

$$\eta = 1 - \frac{364.57 - 31}{1085 - 377.73} = 52.84\%$$

برای سیکل گازی واقعی:

$$\eta = 1 - \frac{528 - 31}{1085 - 416.3} = 25.7\%$$



شکل ۲-۳. مقایسه سیکل واحد گازی نیروگاه حاضر در شرایط طراحی با سیکل ایده آل برایتون

ملاحظه می‌گردد که راندمان سیکل گازی برابر با ۲۵/۷٪ است، در حالیکه راندمان سیکل برایتون برابر با ۵۲/۸۴٪ است. در واقع وجود برگشت ناپذیری در کمپرسور و توربین گازی که بخشی از آن اجتناب ناپذیر است، باعث کاهش شدید راندمان سیکل نیروگاه گازی نسبت به سیکل ایده آل برایتون می‌گردد.

۳-۵. موازنه انرژی واحد گازی نیروگاه مورد نظر (Grassmann Diagram)

انواع جریانهای انرژی ورودی و خروجی در بخشهای مختلف نیروگاه گازی را می‌توان به صورت زیر مشخص کرد:

انرژی سوخت ورودی:

$$ex_{fuel} \cong ex_{fuel}^{ch} = 47833.24 \text{ Kj / Kg}$$

$$Inlet \text{ fuel exergy} = \dot{m}_{fuel} ex_{fuel} = \dot{E}x_{fuel} = 8.057 \frac{\text{Kg}}{\text{Sec}} \times 47833.24 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}} = 385.4 \text{ MW}$$

انرژی هوای ورودی به کمپرسور:

لازم به ذکر است که با توجه به وجود واکنش شیمیایی در سیستم موجود لازم است انرژی شیمیایی هوای ورودی نیز در محاسبات در نظر گرفته شود.

$$ex_{air,in}^{ch} = 0.21 \times 3970 + 0.79 \times 720 = 1402.5 \text{ Kj / Kg mole} \approx 48.63 \text{ Kj / Kg}$$

$$ex_{air,in} = 5.947 - 298.15 \times (5.467 - 5.409) + 48.63 = 37.28 \text{ Kj / Kg}$$

$$Inlet \text{ air to compressor exergy} = 365.28 \text{ Kg / S} \times 37.28 \text{ Kj / Kg} = 13.62 \text{ MW}$$

انرژی هوای خروجی کمپرسور:

$$ex_{air,out} = 403 - 298.15 \times (5.541 - 5.409) + 48.63 = 412.27 \text{ Kj / Kg}$$

$$Outlet \text{ air from compressor exergy} = 365.28 \text{ Kg / S} \times 412.27 \text{ Kj / Kg} = 150.59 \text{ MW}$$

انرژی گازهای ورودی توربین گازی :

پتانسیل شیمیایی گازهای دودکش توربینهای گازی نیروگاه مورد نظر در شرایط طراحی نیز برابر با ۲۶۰۳ کیلو ژول بر کیلوگرم مول تعیین شد.

$$ex_{flue \text{ gas},out}^{ch} = 260291.5 \text{ Kj / Kg mole} \div 28.44 \frac{\text{Kg}}{\text{Kg mole}} \approx 91.52 \text{ Kj / Kg}$$

$$ex_{flue \text{ gas},in} = 1235.3 - 298.15 \times 0.9815 + 91.52 = 1034.18 \text{ Kj / Kg}$$

$$Inlet \text{ flue gas to gas turbine exergy} = 373.33 \text{ Kg / S} \times 1034.18 \text{ Kj / Kg} = 386.09 \text{ MW}$$

انرژی گازهای خروجی توربین گازی :

$$ex_{flue \text{ gas},out} = 557.4 - 298.15 \times 1.1155 + 91.52 = 316.33 \text{ Kj / Kg}$$

$$\text{Outlet flue gas from gas turbine energy} = 373.33 \text{ Kg} / \text{S} \times 316.33 \text{ Kj} / \text{Kg} = 118.1 \text{ MW}$$

تلفات انرژی محفظه احتراق:

$$\text{Exergy losses from combustion chamber} = (150.59 + 385.4) - 386.09 = 149.9 \text{ MW}$$

چنانچه ملاحظه می‌گردد تلفات انرژی محفظه احتراق قابل ملاحظه و حدود ۲۸ درصد انرژی ورودی محفظه احتراق است.

تلفات انرژی کمپرسور هوا:

$$\text{Exergy losses from compressor} = (145.1 + 13.62) - 150.59 = 8.13 \text{ MW}$$

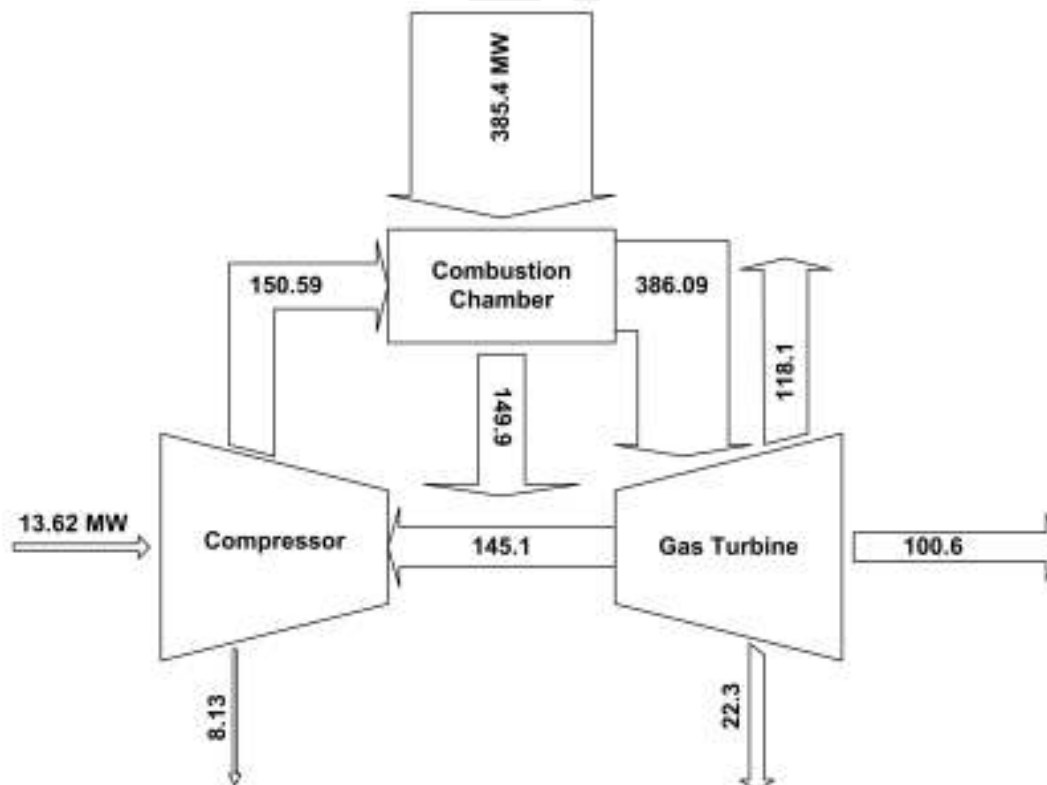
تلفات انرژی توربین گازی :

$$\text{Exergy losses of flue gas from gas turbine} = 118.1 \text{ MW}$$

$$\text{Exergy losses from gas turbine} = 386.09 - 100.6 = 285.49 \text{ MW}$$

$$\text{Exergy losses from gas turbine (except flue gas)} = 386.09 - (100.6 + 118.1 + 145.1) = 22.3 \text{ MW}$$

نمودار جریانهای انرژی مطابق شکل ۳-۳ خواهد بود.



شکل ۳-۳. دیاگرام جریانهای انرژی واحد گازی نیروگاه حاضر در شرایط طراحی

۴-۳. آنالیز انرژی و اگزرژی و تحلیل عملکرد مرکز تولید بخار

برای بررسی عملکرد مرکز تولید بخار بر مبنای شرایط محل و سوخت گاز طبیعی در بار پایه در ابتدا پروفایل دما در بخشهای مختلف بویلر بازیافت حرارت تعیین گردیده است. بر اساس اطلاعات ترمودینامیکی سیکل تولید بخار در شرایط بار پایه و دمای ۳۱ درجه سانتیگراد، با انجام موازنه انرژی در مبدل های موجود در مرکز تولید بخار، دمای دود در نقاط مختلف بویلر بازیافت حرارت مشخص می شود. اطلاعات ترمودینامیکی سیکل تولید بخار در شرایط بار پایه در شکل ۳-۴ ارائه شده است. لازم به ذکر است مرجع انتالپی و انتروپی برای آب و بخار نقطه سه گانه آب می باشد و مرجع انتالپی و انتروپی دود در واحد بخار براساس استاندارد *ASME PTC4-2* دمای محیط و فشار ۱ اتمسفر در نظر گرفته شده است.

۴-۳-۱. آنالیز انرژی و اگزرژی و تحلیل عملکرد دی اریاتور

اطلاعات مورد نیاز برای موازنه انرژی و اگزرژی دی اریاتور در شرایط بار ۹۸۲۰۰ کیلووات برای توربوژنراتور واحد بخار و دمای محیط ۳۱ درجه سانتیگراد در جدول ۳-۱ آمده است.

جدول ۳-۱. شرایط ترمودینامیکی جریانهای ورودی و خروجی دی اریاتور در بار پایه و دمای ۳۱°C

نام جریان	دبی	دما	فشار	انتالپی	انتروپی	$(h - T_o S)^*$	$\Delta H_{Evap.}$	$\Delta S_{Evap.}$
	Kg/S	$^{\circ}C$	bar	Kj/Kg	$Kj/(Kg.C)$	Kj/Kg	Kj/Kg	$Kj/(Kg.C)$
آب ورودی	56.13	123	16.2	517.5 4	1.56	91.42	-	-
آب خروجی	56.13	139.8 5	3.6	588.5 1	1.7377	113.86	-	-
مسیر ری سیرکوله	-	140.3	3.6	-	-		2143.3 8	5.184

*: $T_o = 273.15$

موازنه جرم دی اریاتور:

$$\dot{m}_{Water_1} + \dot{m}_{Steam} = \dot{m}_{Water_2}$$

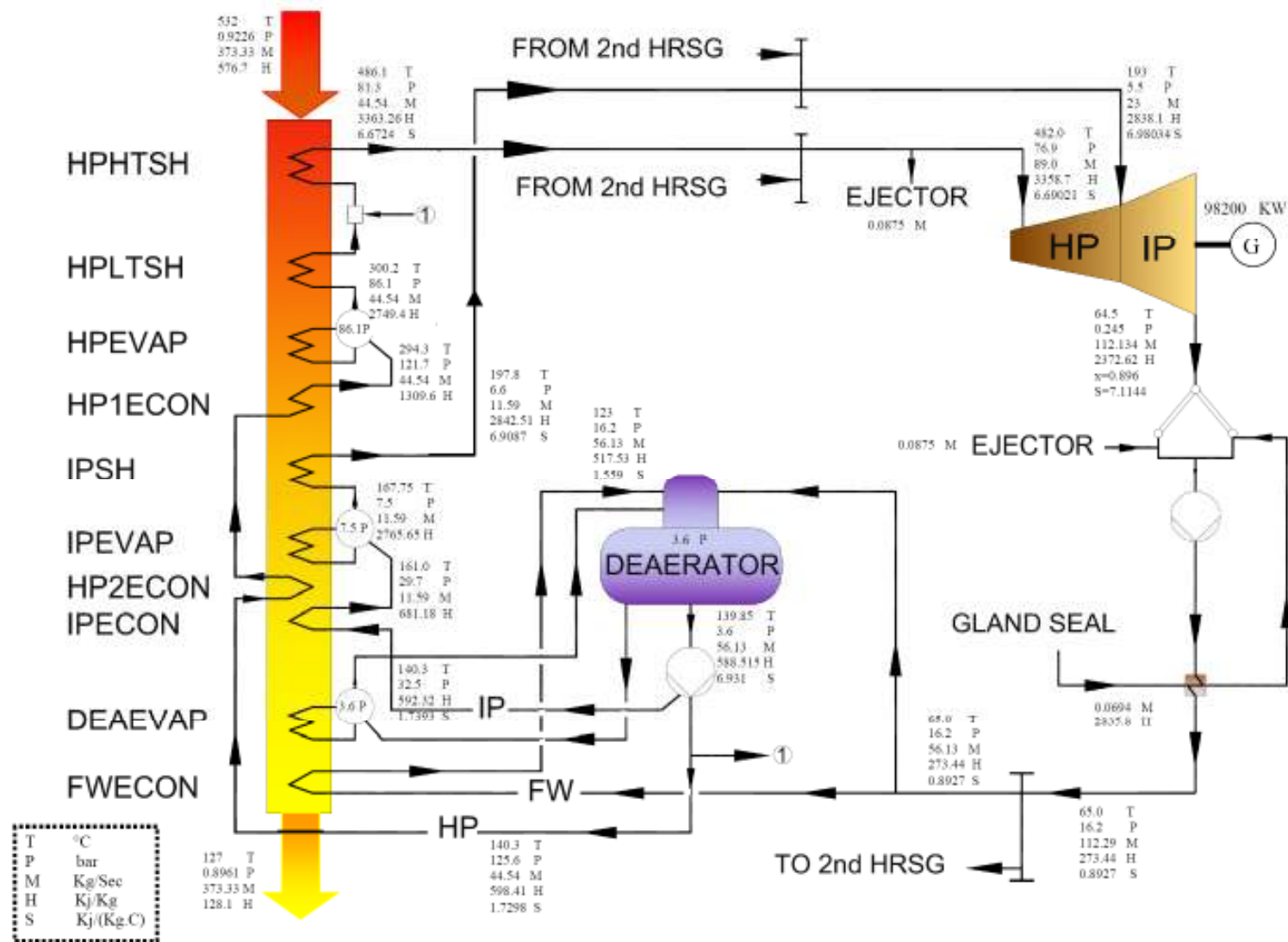
$$56.13 \frac{Kg}{Sec} + 0 = 56.13 \frac{Kg}{Sec}$$

موازنه انرژی دی اریاتور:

$$\dot{m}_{Water_1} . h_{Water_1} + \dot{m}_{Steam} . h_{Steam} + \dot{m}_{Re\ circulation} . (\Delta h_{Evaporation(at\ T_{Water_1})}) = \dot{m}_{Water_2} . h_{Water_2}$$

$$56.13 \frac{Kg}{Sec} \times 517.53 \frac{Kj}{Kg} + 0 + \dot{m}_{Re\ circulation} \frac{Kg}{Sec} \times 2143.38 \frac{Kj}{Kg} = 56.13 \frac{Kg}{Sec} \times 588.51 \frac{Kj}{Kg}$$

$$\Rightarrow \dot{m}_{Re\ circulation} = 1.86 \frac{Kg}{Sec}$$



شکل ۳-۴. اطلاعات ترمودینامیکی سیکل تولید بخار در دمای ۳۱ درجه سانتیگراد

موازنه انرژی برای دیاریتور:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{Water_1} \cdot Ex_{Water_1} + \dot{m}_{Steam} \cdot Ex_{Steam} + \dot{m}_{Recirculation} \cdot (Ex_{Saturated\ Vapor} - Ex_{Saturated\ Liquid})_{(at\ T_{Deaerator})} \\ = \dot{m}_{Water_2} \cdot Ex_{Water_2} + I \\ 56.13 \times 91.43 + 0 + 1.86 \times (2143 - 273.15 \times 5.184) = 56.13 \times 113.86 + I \\ I = 93.21 \frac{Kj}{Sec} \end{aligned}$$

۳-۴-۲. آنالیز انرژی و انرژی عملکرد بویلر بازیافت حرارت و مبدلهای موجود در آن

براساس اطلاعات ارائه شده در شکل ۳-۴ کل انرژی مصرفی گازهای خروجی از توربینهای گازی در بویلر

بازیافت حرارت برابر است با:

$$\begin{aligned} Q_{Flue\ Gas} \frac{Kj}{Sec} = \dot{m}_{Flue\ Gas} \frac{Kg}{Sec} \times (h_{Out} - h_{in}) \frac{Kj}{Kg} \\ Q_{Flue\ Gas} = 373.33 \frac{Kg}{Sec} \times (576.7 - 128.1) \frac{Kj}{Kg} = 167475.84 \frac{Kj}{Sec} \end{aligned}$$

۳-۴-۳. موازنه انرژی بویلر بازیافت حرارت و مبدلهای موجود در آن

نتایج موازنه انرژی مبدلهای موجود در بویلر بازیافت حرارت براساس اطلاعات ارائه شده در جدول ۳-۲ آمده

است.

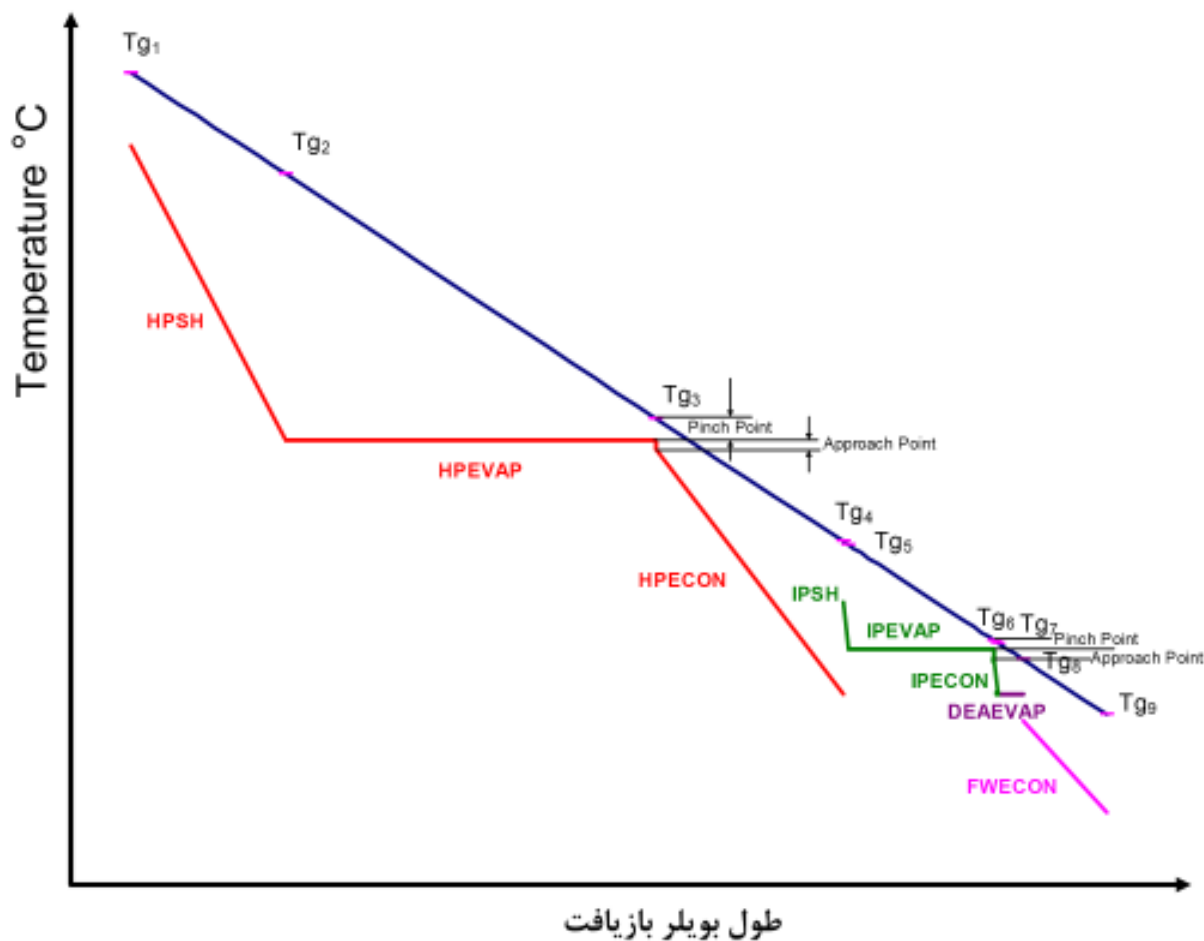
جدول ۳-۲. نتایج موازنه انرژی مبدلهای موجود در بویلر بازیافت حرارت در بار پایه

	آب				دود			
Properties	$\dot{m}$	h_{out}	h_{in}	Q	Q^*	h_{in}	h_{out}	T_{out}
Name	$\frac{Kg}{Sec}$	$\frac{Kj}{Kg}$	$\frac{Kj}{Kg}$	$\frac{Kj}{Sec}$	$\frac{Kj}{Sec}$	$\frac{Kj}{Kg}$	$\frac{Kj}{Kg}$	$^{\circ}C$
HPSH	44.54	3363.26	2749.4	27341.32	27432.84	576.7	502.92	467.9
HPEVAP	44.54	2749.4	1309.6	64128.69	64343.34	503.26	330.21	314.4
HPECON	44.54	1309.6	598.411	31676.36	31782.39	331.02	245.54	236.7
IPSH	11.59	2842.51	2765.65	890.81	893.79	245.9	243.50	234.5
IPEVAP	11.59	2765.65	681.18	24159.01	24239.87	243.5	178.31	174.3
IPECON	11.59	681.18	592.32	1029.89	1033.33	178.6	175.82	171.7
DEAEVAP	1.86	2733.83	588.515	3990.29	4003.64	175.8	164.79	161.4
FWECON	56.13	517.53	273.44	13700.77	13746.63	164.8	127.83	127.0
TOTAL	$Q_{Water \rightarrow Steam} = 166917.1$				$Q_{Flue\ Gas} = 167475.84$			

* درصد تلفات دود $\left(\frac{167475.84 - 166917.1}{167475.84} \right) = 0.33\%$ در تبدیل $Q_{\text{Water} \rightarrow \text{Steam}}$ به $Q_{\text{Flue Gas}}$ در تمام مراحل در نظر

گرفته شده است.

پروفایل دمایی بویلر بازیافت حرارت براساس نتایج موازنه جرم انجام گرفته برای بویلر بازیافت حرارت در نیروگاه حاضر در شرایط دمایی محیط ۳۱ درجه سانتیگراد و بار تولیدی توربوژنراتور واحد بخار برابر ۹۸۲۰۰ کیلووات در شکل ۳-۵ ملاحظه می گردد.



شک ۳-۵. شمایی از پروفایل دما در نقاط مختلف بویلر بازیافت حرارت نیروگاه حاضر در شرایط طراحی با بار پایه و دمایی ۳۱°C

$$HP \text{ Pinch Point} = Tg_3 - Ts = 314.4 - 300.2 = 14.2^\circ C$$

$$HP \text{ Approach Point} = Ts - T_{2ECO} = 300.2 - 294.3 = 5.9^\circ C$$

$$IP \text{ Pinch Point} = 174.3 - 167.5 = 6.55^\circ C$$

$$IP \text{ Approach Point} = 167.75 - 161 = 6.75^\circ C$$

همانگونه که در فصل دوم اشاره شد میزان مناسب Approach Point در بویلرهای بازیافت حرارت با دمایی

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

محاسبه ϵ (*Effectiveness*) بویلر بازیافت حرارت

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{\max}}$$

که Q گرمای مبادله شده بین آب و گازهای داغ ورودی به بویلر بازیافت حرارتست و عبارتست از:

$$Q = \dot{m}_{IP} \times h_{IPSH} + \dot{m}_{HP} \times h_{HPSH} - \dot{m}_{FW} \times h_{FW}$$

$$Q = 11.59 \frac{Kg}{Sec} \times 2842.51 \frac{Kj}{Kg} + 44.54 \frac{Kg}{Sec} \times 3363.26 \frac{Kj}{Kg} - 56.13 \frac{Kg}{Sec} \times 273.44 \frac{Kj}{Kg}$$

$$Q = 167396.1 \frac{Kj}{Sec}$$

و

$$Q_{\max} = \dot{m}_{\min} (h_{\min(at T_{\max})} - h_{\min(at T_{\min})})$$

که $\dot{m}_{\min}$ کوچکترین $\dot{m}$ بین $\dot{m}_{Flue Gas}$ و $\dot{m}_{Water}$ در هر مبدل می باشد و $T_{\min}$ دمای آب ورودی به هر مبدل و $T_{\max}$ دمای گازهای احتراق ورودی به هر مبدل می باشد.

$$Q_{\max} = (\dot{m}_{HP} \times h_{HP(at T_{g1})} + \dot{m}_{IP} \times h_{IP(at T_{g3})}) - \dot{m}_{FW} \times h_{FW}$$

که در آن:

$$\begin{cases} P_{HP} = 81.3 bar \\ T_{g1} = 532^{\circ} C \end{cases} \Rightarrow h_{IP(at T_{g1})} = 3476.71 \frac{Kj}{Kg}, \quad \begin{cases} P_{IP} = 6.6 bar \\ T_{g3} = 314.4^{\circ} C \end{cases} \Rightarrow h_{HP(at T_{g3})} = 3090.56 \frac{Kj}{Kg}$$

$$Q_{\max} = (44.54 \frac{Kg}{Sec} \times 3476.71 \frac{Kj}{Kg} + 11.59 \frac{Kg}{Sec} \times 3090.56 \frac{Kj}{Kg}) - 56.13 \frac{Kg}{Sec} \times 273.44 \frac{Kj}{Kg}$$

$$Q_{\max} = 175324.07 \frac{Kj}{Sec}$$

$$\Rightarrow \epsilon = \frac{167396.1}{175324.07} = 0.9548$$

۳-۴-۴. محاسبه راندمان بویلر

راندمان بویلر به مفهوم نسبت انرژی مفید خروجی به کل انرژی ورودی می‌باشد. که از رابطه زیر محاسبه می‌گردد.

$$\eta = \frac{\text{Heat Absorbed by working fluids}}{\text{Heat in gas turbine exhaust gas + heat in}} \times 100\%$$

که در این رابطه:

انرژی مفید خروجی، انرژی داده شده به آب ورودی به بویلر بازیافت حرارت^۱ جهت تولید بخار است.

$$\text{Heat absorbed by working fluids} = \dot{m}_{IP} \times h_{IPSH} + \dot{m}_{HP} \times h_{HPSH} - \dot{m}_{FW} \times h_{FW}$$

$$\begin{aligned} \text{Heat absorbed by working fluids} &= 11.59 \times 2842.51 + 44.54 \times 3363.26 - 56.13 \times 273.44 \\ &= 167396.1 \frac{\text{Kj}}{\text{Sec}} \end{aligned}$$

که $\dot{m}_{Steam}$ بیانگر دبی جرمی بخار آب تولیدی است و $H_{Feedwater}$ و H_{Steam} نیز انتالپی بخار آب تولیدی و آب ورودی به بویلر است که با توجه به شرایط ترمودینامیکی آب و بخار و با استفاده از جدول بخار قابل محاسبه است.

انرژی ورودی به بویلرهای بازیافت حرارت نیروگاه حاضر شامل انرژی دود خروجی از توربین‌های گازی می‌باشد.

$$\begin{aligned} \text{Heat in gas turbine exhaust gas} &= \dot{m}_{Flue\ Gas} \times h_{Flue\ Gas(at\ T_{Flue\ Gas})} \\ &= 373.33 \frac{\text{Kg}}{\text{Sec}} \times 576.7 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}} = 215299.4 \frac{\text{Kj}}{\text{Sec}} \end{aligned}$$

$$\eta_I = \frac{167396.1}{215299.4} \times 100 = 77.75\%$$

۳-۴-۵. بالانس انرژی بویلر بازیافت حرارت

اطلاعات مورد نیاز برای نوشتن بالانس انرژی بویلر بازیافت حرارت نیروگاه حاضر در شرایط تست کارایی در جدول ۳-۳ ارائه شده است.

جدول ۳-۳. اطلاعات ترمودینامیکی ورودی و خروجیهای بویلر بازیافت حرارت در شرایط تست کارایی و بار پایه

$\dot{m}$	T	P	h	S	$h-T_oS$	Properties
Kg/Sec	$^{\circ}C$	bar	Kj/Kg	$Kj/Kg.K$	Kj/Kg	Name
56.13	65	16.2	273.44	0.8927	2.0592	آب ورودی
11.59	197.8	6.6	2842.51	6.909	742.174	بخار فشار متوسط خروجی
44.54	486.1	81.3	3363.26	6.672	1334.97	بخار فشار قوی خروجی
373.33	532	0.9226	576.7	1.161	223.756	دود ورودی
373.33	127	0.8961	128.1	0.423	-0.492	دود خروجی

تعیین انرژی گازهای ورودی به بویلر بازیافت حرارت :

$$\dot{E}x_{Inlet\ Flue\ Gas} = 373.33 \frac{Kg}{Sec} \times (576.7 - 304.15 \times 1.161) = 83.47 MW$$

$$\dot{E}x_{Outlet\ Flue\ Gas} = 373.33 \frac{Kg}{Sec} \times (128.1 - 304.15 \times 0.423) \frac{Kj}{Kg} = -0.207 MW$$

بالانس انرژی برای بویلر بازیافت حرارت به شکل زیر به دست می آید.

بازگشت ناپذیری + انرژی خروجی = انرژی ورودی

$$\dot{I} =$$

$$\dot{E}x_{IP\ Water} + \dot{E}x_{HP\ Water} + \dot{E}x_{FW\ Economizaer\ In} + \dot{E}x_{DEAEVAP\ In} + \dot{E}x_{Inlet\ Fuel\ Gas} \\ - \dot{E}x_{IP\ Steam} - \dot{E}x_{HP\ Steam} - \dot{E}x_{FW\ Economizaer\ Out} - \dot{E}x_{DEAEVAP\ Out} - \dot{E}x_{Outlet\ Fuel\ Gas}$$

$$\dot{E}x_{IP\ Water} = 11.59 \frac{Kg}{Sec} \times (592.32 - 273.15 \times 1.739) \frac{Kj}{Kg} = 1.36 MW$$

$$\dot{E}x_{HP\ Water} = 44.54 \frac{Kg}{Sec} \times (598.41 - 273.15 \times 1.73) \frac{Kj}{Kg} = 5.606 MW$$

$$\dot{E}x_{FW\ Economizaer\ in} = 56.13 \frac{Kg}{Sec} \times (273.44 - 273.15 \times 0.8927) \frac{Kj}{Kg} = 1.66 MW$$

$$\dot{E}x_{DEAEVAP\ Out} - \dot{E}x_{DEAEVAP\ In} = 1.86 \times (2143.38 - 273.15 \times 5.184) = 1.35 MW$$

$$\dot{E}x_{IP\ Steam} = 11.59 \frac{Kg}{Sec} \times (2842.51 - 273.15 \times 6.9087) \frac{Kj}{Kg} = 11.073 MW$$

$$\dot{E}x_{HP\ Steam} = 44.54 \frac{Kg}{Sec} \times (3363.26 - 273.15 \times 6.6724) \frac{Kj}{Kg} = 68.622 MW$$

$$\dot{E}x_{FW\ Economizaer\ Out} = 56.13 \frac{Kg}{Sec} \times (517.53 - 273.15 \times 1.559) \frac{Kj}{Kg} = 5.146 MW$$

$$\dot{I} = 1.36 + 5.606 + 1.66 + 83.47 - 1.35 - 11.073 - 68.622 - 5.146 - (-0.207) = 6.11 MW$$

۳-۴-۶. محاسبه راندمان انرژی بویلر بازیافت حرارت

راندمان انرژی (قانون دوم) برای بویلرهای بازیافت حرارت را به صورت زیر می‌توان نوشت.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_{Steam} \times (Ex_{Steam} - Ex_{Water})}{\dot{m}_{Flue Gas} \times Ex_{Inle Fuel Gas}} \times 100\%$$

$$\eta_{II} = \frac{44.54 \times 1334.97 + 11.59 \times 742.174 - 56.13 \times 2.0592}{373.33 \times (223.756)} \times 100 = \frac{67945.73}{83534.83} \times 100 = 81.34\%$$

۳-۵. آنالیز انرژی و انرژی و تحلیل عملکرد توربین بخار

شرایط ترمودینامیکی سیال‌های ورودی و خروجی توربین بخار در شرایط بار پایه و جهت تحلیل توربوژنراتورهای واحد بخار نیروگاه مورد نظر در جدول ۳-۴ ارائه شده است.

جدول ۳-۴. اطلاعات مورد نیاز جهت تحلیل توربوژنراتورهای نیروگاه بخار در روزهای اندازه‌گیری

No.	Description	Temp.	Pressure	Flow	Enthalpy	Entropy	Quality
		°C	bar	Kg/Sec	Kj/Kg	Kj/Kg.K	-
1	HP Inlet Steam	482	76.9	89.0	3358.67	6.69	
2	IP Inlet Steam	193	5.5	23.0	2838.0	6.98	
3	Discharge Steam	64.5	0.245	112.0	2372.62	7.114	0.896
4	Generator Output Active Power (KW) = 98200						

۳-۵-۱. موازنه انرژی توربین بخار

با داشتن اطلاعات ترمودینامیکی بخارهای ورودی و بخار خروجی توربین و کار تولیدی توسط توربین می‌توان براساس موازنه انرژی توربین، کیفیت بخار خروجی توربین را تعیین کرد.
رابطه موازنه انرژی توربین بصورت زیر می‌باشد [۳].

(۴-۱)

$$W_{Turbine} = \dot{m}_{Inlet HP Steam} \times h_{Inlet HP Steam} + \dot{m}_{Inlet IP Steam} \times h_{Inlet IP Steam} - \dot{m}_{Discharge Steam} \times h_{Discharge Steam}$$

$$W_{Turbine} = 89 \frac{Kg}{Sec} \times 3358.7 \frac{Kj}{Kg} + 23 \frac{Kg}{Sec} \times 2838.1 \frac{Kj}{Kg} - (89 + 23) \frac{Kg}{Sec} \times 2372.62 \frac{Kj}{Kg}$$

$$W_{Turbine} = 98464.86 \frac{Kj}{Sec} = 98464.86 KW$$

$$\eta_{Generator} = \frac{98200}{98464.86} \times 100 = 99.73\%$$

۳-۵-۲. محاسبه راندمان ایزنتروپیک توربین بخار

با مشخص بودن شرایط ترمودینامیکی سیال‌های ورودی و خروجی می‌توان راندمان توربین را محاسبه کرد.

راندمان ایزنتروپیک توربین از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [۳].

(۵-۱)

$$\eta_{Isentropic Turbin} =$$

$$\frac{\dot{m}_{Inlet \ HPSteam} \times h_{Inlet \ HPSteam} + \dot{m}_{Inlet \ IPSteam} \times h_{Inlet \ IPSteam} - \dot{m}_{Discharge \ Steam} \times h_{Discharge \ Steam}}{\dot{m}_{Inlet \ HPSteam} \times h_{Inlet \ HPSteam} + \dot{m}_{Inlet \ IPSteam} \times h_{Inlet \ IPSteam} - \dot{m}_{Discharge \ Steam} \times h_{Isen. \ Discharge \ Steam}} \times 100$$

$$\frac{\left(89 \frac{Kg}{Sec} \times 3358.7 \frac{Kj}{Kg} + 23 \frac{Kg}{Sec} \times 2838.1 \frac{Kj}{Kg} - 112 \frac{Kg}{Sec} \times 2372.62 \frac{Kj}{Kg} \right) \times 100}{89 \frac{Kg}{Sec} \times 3358.7 \frac{Kj}{Kg} + 23 \frac{Kg}{Sec} \times 2838.1 \frac{Kj}{Kg} - \left(89 \frac{Kg}{Sec} \times 2229.32 \frac{Kj}{Kg} + 23 \frac{Kg}{Sec} \times 2327.24 \frac{Kj}{Kg} \right)}$$

$$= \frac{98464.86}{112259.63} \times 100 = 87.71\%$$

۳-۵-۳. محاسبه راندمان قانون دوم توربین بخار

راندمان قانون دوم توربین را به صورت کار واقعی توربین به کار بازگشت پذیر تعریف می‌شود، یعنی دو

فرایندی که حالت اولیه و ثانویه یکسانی دارند.

$$\eta_{II} = \frac{W_a}{W_{Reversible}}$$

$$\eta_{II} = \frac{W_a}{\sum \dot{Ex}_i - \sum \dot{Ex}_e}$$

البته در این رابطه باید توجه داشت که واحد W_a با واحد مخرج هماهنگی داشته باشد.

$$\eta_{II} = \frac{W_a}{\sum \dot{Ex}_i - \sum \dot{Ex}_e}$$

$$\eta_{II} = \frac{98464.86KW}{\dot{m}_{Inlet \ HPSteam} \times Ex_{Inlet \ HPSteam} + \dot{m}_{Inlet \ IPSteam} \times Ex_{Inlet \ IPSteam} - \dot{m}_{Discharge \ Steam} \times Ex_{Isen. \ Discharge \ Steam}}$$

$$= \frac{98464.86KW}{89 \times (3358.7 - 273.15 \times 6.69) + 23 \times (2838.1 - 273.15 \times 6.98) - 112 \times (2372.62 - 273.15 \times 7.114)}$$

$$\eta_{II} = 89.82\%$$

۳-۵-۴. موازنه انرژی توربین بخار

موازنه انرژی برای توربین به صورت زیر می باشد.

$$I = \sum \dot{E}x_i - \sum \dot{E}x_e - W_a$$

$$I = 89 \times (3358.7 - 273.15 \times 6.69) + 23 \times (2838.1 - 273.15 \times 6.98) - 112 \times (2372.62 - 273.15 \times 7.114) - 98464.86 = 11151.74 \frac{Kj}{Sec}$$

۳-۶. تحلیل عملکرد ACC

اطلاعات مورد نیاز برای تحلیل عملکرد ACC در شرایط تست کارایی در بار پایه در جدول ۳-۵ ارائه شده است.

جدول ۳-۵. اطلاعات ترمودینامیکی ورودی و خروجیهای ACC در شرایط تست کارایی بار پایه

m	T	P	h	S	h-T _o S	Properties
Kg/Sec	°C	bar	Kj/Kg	Kj/Kg.K	Kj/Kg	Name
112	64.5	0.245	2372.62	7.114	429.43	بخار ورودی (x=0.896)
112	64.5	0.245	270.072	0.8876	27.62	بخار خروجی (x=0)
-	31	0.892	-	-	-	شرایط محیط
Fan Power Consumption = 2610KW						انرژی الکتریکی مصرفی فنها

۳-۶-۱. محاسبه (ε) Effectiveness کندانسور

Effectiveness از رابطه زیر بدست می آید:

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{max}}$$

که در آن Q گرمای مبادله شده بین بخار و جریان هوای ایجاد شده توسط ۱۸ فن موجود بوده و با توجه به

اینکه دبی آب جبرانی در شرایط تست صفر بوده است، عبارتست از:

$$Heat Transfer to Cooling Water = \dot{m}_{Inlet Steam} \times h_{Inlet Steam} - \dot{m}_{Outlet Steam} \times h_{Outlet Steam}$$

$$Q_{Condense} = 112 \frac{Kg}{Sec} \times (2372.62 - 270.072) \frac{Kj}{Kg} = 235487.8 \frac{Kj}{Sec}$$

9

$$Q_{max} = \dot{m}_{Steam} (h_{InletSteam} - h_{Outlet(at T_{min})})$$

که T_{min} دمای محیط می‌باشد.

$$Q_{max} = 112 \frac{Kg}{Sec} \times (2372.62 - 129.932) \frac{Kj}{Kg} = 251181.06 \frac{Kj}{Sec}$$

که در آن:

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{235487.8}{251181.06} = 0.9375$$

بازگشت ناپذیری کندانسور به صورت زیر محاسبه می‌گردد.

$$\Delta S_{System} = (0.8879 - 7.11438) \frac{Kj}{Kg.C} = -6.226 \frac{Kj}{Kg.C}$$

$$\Delta S_{Surrounding} = \frac{Q}{T_o} = \frac{2372.62 - 129.932}{304.15} = 7.374 \frac{Kj}{Kg.C}$$

$$S_{generation} = \Delta S_{System} + \Delta S_{Surrounding} = 7.374 - 6.226 = 1.148 \frac{Kj}{Kg.C}$$

$$\dot{I} = \dot{m} \times T_o \times S_{generation} = 112 \frac{Kg}{Sec} \times 304.15 K \times 1.148 \frac{Kj}{Kg.K} = 39.094 MW$$

انرژی مبادله شده بین بخار و جریان هوای ایجاد شده توسط ۱۸ فن موجود بوده و با توجه به اینکه دبی

آب جبرانی در شرایط تست صفر بوده است، عبارتست از:

$$\dot{I} = \dot{Ex}_{Inlet Steam} - \dot{Ex}_{Outlet Steam} - \dot{Ex}_{Surround.}$$

$$39094 KW = 112 \frac{Kg}{Sec} \times [(2372.62 - 273.15 \times 7.114) - (270.072 - 273.15 \times 0.8876)] \frac{Kj}{Kg} - \dot{Ex}_{Surr.}$$

$$= 5908.4 \frac{Kj}{Sec} = 5.91 MW$$

۷-۳. آنالیز انرژی و اگزرتی و تحلیل عملکرد پمپ کندانس

منحنی مشخصه پمپهای کندانس در شکل ۶-۳ نمایش داده شده است.



شکل ۶-۳. منحنی مشخصه پمپهای کندانس واحد بخار نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر

اطلاعات مورد نیاز برای تحلیل کارایی پمپهای کندانس در شرایط طراحی و تست کارایی در جدول ۶-۳ ارائه شده است.

جدول ۳-۶. اطلاعات مورد نیاز جهت تحلیل کارایی پمپ‌های کندانس در شرایط طراحی و تست پایه

Parameter	Unit	Quantity	
		Design	Performance test
Temperature/Max.Temp	°C	-	65
Density	Kg/m ³	990	981
Capacity/min Capacity	m ³ /hr	600	411
Rated delivery head	m	162	164.26
Differential Pressure	barg	15.73	15.95
Pump Input	KW	337	280

راندمان ایزوترمال پمپ‌های کندانس در شرایط طراحی از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\eta_{th} = \frac{\text{Hydraulic power}}{\text{Power consumption}} = \frac{Q(P_2 - P_1)}{P}$$

که در این رابطه Q دبی حجمی آب ورودی پمپ و P_1 و P_2 فشار آب ورودی و آب خروجی از پمپ است.

$$\eta_{th} = \frac{Q(P_2 - P_1)}{P} \times 100 = \frac{600 \frac{m^3}{hr} \times \frac{1hr}{3600Sec} \times (1573000)Pa}{337000W} \times 100 = 77.79\%$$

لازم به ذکر است، راندمان موتور پمپ‌های کندانس در شرایط طراحی برابر $\frac{337}{375} \times 100 = 89.89\%$ می‌باشد.

در شرایط تست کارکرد، راندمان ایزوترمال پمپ به صورت زیر محاسبه می‌گردد.

$$\eta_{th} = \frac{Q(P_2 - P_1)}{P} \times 100 = \frac{(411 \frac{m^3}{hr} \times \frac{1hr}{3600Sec}) \times (1595000)Pa}{280000W} \times 100 = 65.03\%$$

راندمان ایزنتروپیک پمپ از رابطه زیر به دست می‌آید.

$$\eta_{is} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} \times 100$$

برای داشتن انتروپی ایزنتروپیک نیاز به داشتن شرایط ترمودینامیکی سیال ورودی و خروجی داشته لذا این

راندمان برای شرایط تست کارایی^۱ محاسبه می‌شود.

شرایط ترمودینامیکی سیالهای ورودی و خروجی پمپ در تست کارایی این پمپ‌ها در بار پایه در جدول ۷-۳ ارائه شده است.

جدول ۷-۳. مشخصات سیال ورودی و خروجی پمپ‌های کندانس در تست کارایی و بار پایه

Parameter		Quantity	Unit
Input	Pressure	0.24500	bar
	Temperature	64.50	°C
	Density	980.79	Kg/m ³
	Enthalpy	270.022	Kj/Kg
	Entropy	0.887456	Kj/Kg.K
Output	Pressure	16.20	bar
	Temperature	65.00	°C
	Density	981.22	Kg/m ³
	Enthalpy	273.438	Kj/Kg
	Isentropic Enthalpy	271.648	Kj/Kg
	Entropy	0.892752	Kj/Kg.K
Capacity		112	Kg/Sec

راندمان ایزنتروپیک پمپ کندانس در شرایط تست کارایی برابر است با:

$$\eta_{is} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} \times 100 = \frac{112 \times (271.648 - 270.022)}{280} \times 100 = 65.04\%$$

راندمان قانون دوم پمپ نیز به صورت نسبت کار بازگشت پذیر از ۱ به ۲ به کار واقعی پمپ تعریف می‌شود.

یعنی:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{W_p} \times 100$$

$$\eta_{II} = \frac{112 \times [(273.438 - 273.15 \times 0.8927) - (270.022 - 273.15 \times 0.88746)]}{280} \times 100 = 78.77\%$$

برای محاسبه بازگشت ناپذیری در پمپ کندانس موازنه انرژی را به کار می‌بریم:

$$\dot{E}x_1 + W_p = \dot{E}x_2 + \dot{I} \quad \Rightarrow \quad \dot{I} = W_p - (\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1)$$

$$\dot{I} = 280 - 112 \times [(273.438 - 273.15 \times 0.8927) - (270.022 - 273.15 \times 0.8875)] = 59.43 \text{ KW}$$

۳-۸. آنالیز انرژی و انرژی و تحلیل عملکرد پمپ آب تغذیه

اطلاعات مورد نیاز برای تحلیل عملکرد پمپ‌های آب تغذیه در شرایط تست کارایی در جدول ۳-۸ آمده است.

جدول ۳-۸. مشخصات پمپ‌های آب تغذیه در شرایط تست کارایی

	Parameter	Quantity	Unit
Input	Temperature	139.85	°C
	Pressure	3.6	bar
	Capacity	56.13	Kg/Sec
	Enthalpy	588.515	Kj/Kg
	Entropy	1.738	Kj/Kg.C
IP Output	Pressure	32.5	bar
	Capacity	11.59	Kg/Sec
	Density	927.43	Kg/m ³
	Enthalpy	592.32	Kj/Kg
	Entropy	1.7393	Kj/Kg.C
HP Output	Pressure	125.6	bar
	Capacity	44.54	Kg/Sec
	Enthalpy	598.41	Kj/Kg
	Entropy	1.73	Kj/Kg.C
	Density	932.35	Kg/m ³
Motor Rated Output		1100	KW
Pump Input		-	KW

با فرض راندمان ۹۰ درصد برای موتور پمپ و ثابت بودن برق مصرفی در شرایط تست کارکرد، راندمان ایزوترمال پمپ‌های آب تغذیه به صورت زیر محاسبه می‌گردد.

$$\eta_{th} = \frac{\text{Hydraulic power}}{\text{Power consumption}} = \frac{Q(P_2 - P_1)}{W_p} \quad (A-4)$$

$$\eta_{th} = \frac{Q(P_2 - P_1)}{W_p} \times 100 = \frac{\frac{44.54}{932.35} \times (12560 - 360) + \frac{11.59}{927.43} \times (3250 - 360)}{(1100 \times 0.9) KW} \times 100$$

$$= 62.52\%$$

راندمان قانون دوم پمپ نیز به صورت نسبت کار بازگشت پذیر از ۱ به ۲ به کار واقعی پمپ تعریف می شود.

یعنی:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{W_p} \times 100$$

$$= \frac{44.54(598.41 - 273.1 \times 1.73) + 11.59(592.32 - 273.1 \times 1.739) - 56.13(588.51 - 273.1 \times 1.738)}{(0.9 \times 1100)}$$

$$= 58.39\%$$

برای محاسبه بازگشت ناپذیری در پمپ آب تغذیه موازنه انرژی را به کار می‌بریم:

$$\dot{E}x_1 + W_p = \dot{E}x_2 + \dot{I} \quad \Rightarrow \quad \dot{I} = W_p - (\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1)$$

$$\dot{I} = 990 -$$

$$[44.54(598.41 - 273.1 \times 1.73) + 11.59(592.32 - 273.1 \times 1.739) - 56.13(588.51 - 273.1 \times 1.738)]$$

$$= 411.96 \text{ KW}$$

۹-۳. آنالیز انرژی و انرژی واحد بخار نیروگاه مورد نظر

در این قسمت از گزارش، موازنه انرژی و انرژی واحد بخار نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر براساس اطلاعات تست کارایی در شرایط بار پایه و دمای محیط ۳۱ درجه سانتیگراد، انجام گرفته است. اطلاعات مورد نیاز برای موازنه انرژی و انرژی واحد بخار نیروگاه حاضر در شرایط دمای هوای محیط ۳۱ درجه سانتیگراد و بار پایه در شکل ۳-۴ ارائه شده است.

۹-۳-۱. موازنه انرژی واحد بخار نیروگاه

جریانهای انرژی ورودی و خروجی در بخشهای مختلف واحد بخار نیروگاه در موازنه انرژی مربوط به هر تجهیز، محاسبه گردیده است. در این بخش جریانهای موجود در واحد بخار نیروگاه به همراه میزان انرژی موجود در هر جریان ارائه شده است.

انرژی دود ورودی به بویلر بازیافت حرارت :

$$\dot{E}_{Inlet \text{ Flue Gas}} = 373.33 \frac{\text{Kg}}{\text{Sec}} \times 576.7 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}} = 215.3 \text{ MW}$$

انرژی دود خروجی از بویلر بازیافت حرارت :

$$\dot{E}_{Outlet \text{ Flue Gas}} = 373.33 \frac{\text{Kg}}{\text{Sec}} \times 128.1 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}} = 47.83 \text{ MW}$$

انرژی مسیر فشار متوسط ورودی به بویلر بازیافت حرارت :

$$\dot{E}_{IP \text{ Water}} = 11.59 \frac{\text{Kg}}{\text{Sec}} \times 592.32 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}} = 6.86 \text{ MW}$$

انرژی مسیر فشار قوی ورودی به بویلر بازیافت حرارت :

$$\dot{E}_{HP \text{ Water}} = 44.54 \frac{\text{Kg}}{\text{Sec}} \times 598.41 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}} = 26.65 \text{ MW}$$

انرژی مسیر آب ورودی به اکونومایزر آب تغذیه :

$$\dot{E}_{FW\ Economizaer_{in}} = 56.13 \frac{Kg}{Sec} \times 273.44 \frac{Kj}{Kg} = 15.35 MW$$

انرژی مسیر آب خروجی از اکونومایزر آب تغذیه :

$$\dot{E}_{FW\ Economizaer_{Out}} = 56.13 \frac{Kg}{Sec} \times 517.53 \frac{Kj}{Kg} = 29.05 MW$$

انرژی خروجی از تبخیر کننده دی اریاتور :

$$\dot{E}_{DEAEVAP_{Out}} - \dot{E}_{DEAEVAP_{In}} = 1.86 \times 2143.38 = 3.99 MW$$

انرژی خروجی توسط مسیر بخار فشار متوسط تولیدی در بویلر بازیافت حرارت :

$$\dot{E}_{IP\ Steam} = 11.59 \frac{Kg}{Sec} \times 2842.51 \frac{Kj}{Kg} = 32.94 MW$$

انرژی خروجی توسط مسیر بخار فشار قوی تولیدی در بویلر بازیافت حرارت :

$$\dot{E}_{HP\ Steam} = 44.54 \frac{Kg}{Sec} \times 3363.26 \frac{Kj}{Kg} = 149.8 MW$$

انرژی ورودی به توربین بخار توسط مسیر بخار فشار متوسط :

$$\dot{E}_{IP\ Steam\ to\ Turbine} = 23 \frac{Kg}{Sec} \times 2838.1 \frac{Kj}{Kg} = 65.28 MW$$

انرژی ورودی به توربین بخار توسط مسیر بخار فشار قوی :

$$\dot{E}_{HP\ Steam\ to\ Turbine} = 89 \frac{Kg}{Sec} \times 3358.7 \frac{Kj}{Kg} = 298.92 MW$$

انرژی بخار خروجی از توربین بخار :

$$\dot{E}_{Discharge\ Steam} = 112 \frac{Kg}{Sec} \times 2372.62 \frac{Kj}{Kg} = 265.73 MW$$

موازنه انرژی توربین بخار:

$$W_a = \sum \dot{E}x_e - \sum \dot{E}x_i$$

$$W_a = 112 \frac{Kg}{Sec} \times (2372.6 - 273.15 \times 7.114) \frac{Kj}{Kg} - (89 \frac{Kg}{Sec} \times (3358.7 - 273.15 \times 6.69) \frac{Kj}{Kg} + 23 \frac{Kg}{Sec} \times (2838.1 - 273.15 \times 6.98) \frac{Kj}{Kg}) = 98464.9 KW = 98.465 MW$$

انرژی خروجی از کندانسور از مسیر کندانس :

$$\dot{E}_{Condense} = 112 \frac{Kg}{Sec} \times 270.072 \frac{Kj}{Kg} = 30.24 MW$$

انرژی مبادله شده بین بخار و جریان هوای ایجاد شده توسط ۱۸ فن موجود، با توجه به اینکه دبی آب

جبرانی در شرایط تست صفر بوده است، عبارتست از :

$$\begin{aligned}\dot{E} &= \dot{m}_{Inlet\ Steam} \times h_{Inlet\ Steam} - \dot{m}_{Outlet\ Steam} \times h_{Outlet\ Steam} \\ &= 112 \frac{Kg}{Sec} \times (2372.62 - 270.072) \frac{Kj}{Kg} = 235.49 MW\end{aligned}$$

انرژی خروجی از مسیر کندانس خروجی پمپ کندانس :

$$\dot{E}_{\text{Outlet of Condensate Pump}} = 112 \frac{\text{Kg}}{\text{Sec}} \times 273.438 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}} = 30.62 \text{ MW}$$

انرژی مسیر خروجی از دی‌اریتور و ورودی به پمپ آب تغذیه :

$$\dot{E}_{Inlet\ of\ Feed\ Water\ Pump} = 56.13 \frac{Kj}{Sec} \times 588.51 \frac{Kj}{Kg} = 33.03 MW$$

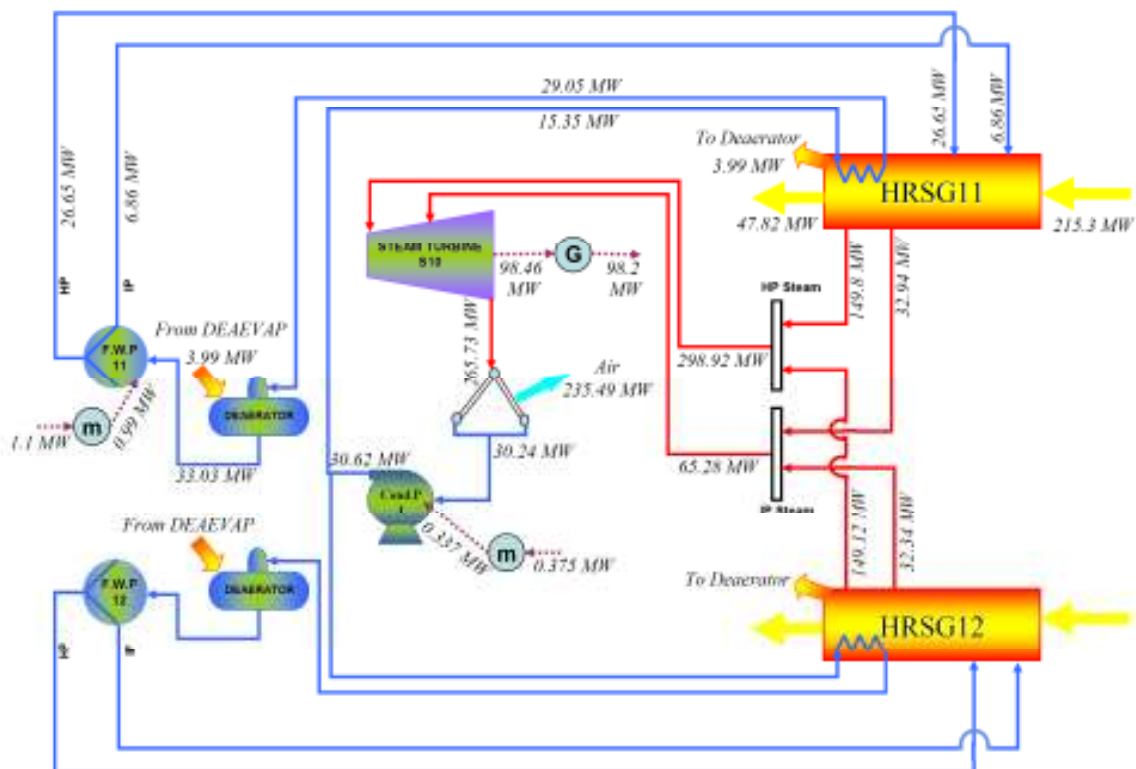
انرژی مسیر فشار متوسط خروجی از پمپ آب تغذیه :

$$\dot{E}_{IP\text{ Feed Water}} = 11.59 \frac{Kg}{Sec} \times 592.32 \frac{Kj}{Kg} = 6.86 MW$$

انرژی مسیر فشار قوی خروجی از پمپ آب تغذیه :

$$\dot{E}_{HP\text{ Feed Water}} = 44.54 \frac{Kg}{Sec} \times 598.41 \frac{Kj}{Kg} = 26.65 MW$$

نمودار جریانهای انرژی واحد بخار نیروگاه سیکل ترکیبی نیروگاه مورد بررسی در گزارش در شرایط تست کارایی در شکل ۳-۷ نشان داده شده است.



شکل ۳-۷. نمودار جزیانهای انرژی واحد بخار نیروگاه سیکل ترکیبی در شرایط تست کارایی با دمای محیط 31°C

۳-۹-۲. موازنه انرژی واحد بخار نیروگاه مورد نظر

جریانهای انرژی ورودی و خروجی در بخشهای مختلف واحد بخار نیروگاه مورد نظر را می توان به صورت

زیر مشخص کرد:

انرژی دود ورودی به بویلر بازیافت حرارت :

پتانسیل شیمیایی گازهای ورودی به بویلر بازیافت حرارت نیروگاه مورد نظر در شرایط تست کارایی بار پایه در

جدول ۳-۹ ارائه شده است.

جدول ۳-۹. پتانسیل شیمیایی گازهای ورودی به بویلر بازیافت حرارت نیروگاه حاضر در شرایط تست کارایی

Components	%mole	$\mu(Kj / Kgmole)$
Carbon dioxide	3.01	20140
Water	6.15	11710
Nitrogen	75.51	720
Oxygen	14.43	3970
Argon	0.9	11690
Total	100	2548.132

$$ex_{flue\ gas,\ out}^{ch} = 2548.132\ Kj / Kgmole \div 28.56 \frac{Kg}{Kgmole} = 89.22\ Kj / Kg$$

$$Intlet\ flue\ gas\ from\ gas\ turbine\ energy\ to\ HRSG = \dot{Ex}_{Inlet\ Flue\ Gas}$$

$$\dot{Ex}_{Inlet\ Flue\ Gas} = 373.33 \frac{Kg}{Sec} \times (576.7 - 304 \times 1.61 + 89.22) \frac{Kj}{Kg} = 116.85\ MW$$

انرژی دود خروجی از بویلر بازیافت حرارت :

$$\dot{Ex}_{Outlet\ Flue\ Gas} = 373.33 \frac{Kg}{Sec} \times (128.1 - 304 \times 0.423 + 89.22) \frac{Kj}{Kg} = 32.12\ MW$$

انرژی مسیر فشار متوسط ورودی به بویلر بازیافت حرارت :

$$\dot{Ex}_{IP\ Water} = 11.59 \frac{Kg}{Sec} \times (592.32 - 273.15 \times 1.739) \frac{Kj}{Kg} = 1.36\ MW$$

انرژی مسیر فشار قوی ورودی به بویلر بازیافت حرارت :

$$\dot{Ex}_{HP\ Water} = 44.54 \frac{Kg}{Sec} \times (598.41 - 273.15 \times 1.73) \frac{Kj}{Kg} = 5.606\ MW$$

انرژی مسیر آب ورودی به اکنومایزر آب تغذیه :

$$\dot{E}x_{FW\ Economizaer_{in}} = 56.13 \frac{Kg}{Sec} \times (273.44 - 273.15 \times 0.8927) \frac{Kj}{Kg} = 1.66 MW$$

انرژی خروجی از اکونومایزر آب تغذیه :

$$\dot{E}x_{FW\ Economizaer_{Out}} = 56.13 \frac{Kg}{Sec} \times (517.53 - 273.15 \times 1.559) \frac{Kj}{Kg} = 5.146 MW$$

انرژی خروجی از تبخیر کننده دی اریاتور :

$$\dot{E}x_{DEAEVAP_{Out}} - \dot{E}x_{DEAEVAP_{In}} = 1.86 \times (2143.38 - 273.15 \times 5.184) = 1.35 MW$$

انرژی خروجی توسط مسیر بخار فشار متوسط تولیدی در بویلر بازیافت حرارت :

$$\dot{E}x_{IP\ Steam} = 11.59 \frac{Kg}{Sec} \times (2842.51 - 273.15 \times 6.9087) \frac{Kj}{Kg} = 11.073 MW$$

انرژی خروجی توسط مسیر بخار فشار قوی تولیدی در بویلر بازیافت حرارت :

$$\dot{E}x_{HP\ Steam} = 44.54 \frac{Kg}{Sec} \times (3363.26 - 273.15 \times 6.6724) \frac{Kj}{Kg} = 68.622 MW$$

انرژی ورودی به توربین بخار توسط مسیر بخار فشار متوسط :

$$\dot{E}x_{IP\ Steam\ to\ Turbine} = 23 \frac{Kg}{Sec} \times (2838.1 - 273.15 \times 6.98) \frac{Kj}{Kg} = 21.42 MW$$

انرژی ورودی به توربین بخار توسط مسیر بخار فشار قوی :

$$\dot{E}x_{HP\ Steam\ to\ Turbine} = 89 \frac{Kg}{Sec} \times (3358.7 - 273.15 \times 6.69) \frac{Kj}{Kg} = 136.29 MW$$

انرژی بخار خروجی از توربین بخار :

$$\dot{E}x_{Disch\ arg\ e\ Steam} = 112 \frac{Kg}{Sec} \times (2372.62 - 273.15 \times 7.114) \frac{Kj}{Kg} = 48.096 MW$$

بازگشت ناپذیری برای توربین :

$$I = \sum \dot{E}x_i - \sum \dot{E}x_e - W_a$$

$$I = 89 \frac{Kg}{Sec} \times (3358.7 - 273.15 \times 6.69) \frac{Kj}{Kg} + 23 \frac{Kg}{Sec} \times (2838.1 - 273.15 \times 6.98) \frac{Kj}{Kg} - 112 \frac{Kg}{Sec} \times (2372.6 - 273.15 \times 7.114) \frac{Kj}{Kg} - 98464.9 KW = 11151.7 \frac{Kj}{Sec} = 11.15 MW$$

انرژی خروجی از کندانسور از مسیر کندانس :

$$\dot{E}x_{Condense} = 112 \frac{Kg}{Sec} \times (270.072 - 273.15 \times 0.8876) \frac{Kj}{Kg} = 3.093 MW$$

بازگشت ناپذیری کندانسور :

$$\Delta S_{System} = (0.8879 - 7.11438) \frac{Kj}{Kg.C} = -6.226 \frac{Kj}{Kg.C}$$

$$\Delta S_{Surrounding} = \frac{Q}{T_o} = \frac{2372.62 - 129.932}{304.15} = 7.374 \frac{Kj}{Kg.C}$$

$$S_{generation} = \Delta S_{System} + \Delta S_{Surrounding} = 7.374 - 6.226 = 1.148 \frac{Kj}{Kg.C}$$

$$\dot{I} = \dot{m} \times T_o \times S_{generation} = 112 \frac{Kg}{Sec} \times 304.15 K \times 1.148 \frac{Kj}{Kg.K} = 39.094 MW$$

انرژی مبادله شده بین بخار و جریان هوای ایجاد شده توسط ۱۸ فن موجود بوده و با توجه به اینکه دبی آب جبرانی در شرایط تست صفر بوده است، عبارتست از:

$$\dot{I} = \dot{Ex}_{Inlet\ Steam} - \dot{Ex}_{Outlet\ Steam} - \dot{Ex}_{Surround.}$$

$$39094 KW = 112 \frac{Kg}{Sec} \times [(2372.62 - 273.15 \times 7.114) - (270.072 - 273.15 \times 0.8876)] \frac{Kj}{Kg} - \dot{Ex}_{Surr.}$$

$$= 5908.4 \frac{Kj}{Sec} = 5.91 MW$$

انرژی خروجی از مسیر کندانس پمپ کندانس :

$$\dot{Ex}_{Outlet\ of\ Condensate\ Pump} = 112 \frac{Kg}{Sec} \times (273.438 - 273.15 \times 0.8927) \frac{Kj}{Kg} = 3.31 MW$$

بازگشت ناپذیری در پمپ کندانس :

$$\dot{I} = 337 - 112 \times [(273.44 - 273.15 \times 0.8927) - (270.02 - 273.15 \times 0.8875)] = 116.43 KW$$

انرژی مسیر خروجی از دی‌اریتور و ورودی به پمپ آب تغذیه :

$$\dot{Ex}_{Inlet\ of\ Feed\ Water\ Pump} = 56.13 \frac{Kg}{Sec} \times (588.51 - 273.1 \times 1.738) \frac{Kj}{Kg} = 6.39 MW$$

بازگشت ناپذیری در دی‌اریتور :

$$\dot{I} = \dot{m}_{Water\ 1} \cdot Ex_{Water\ 1} + \dot{m}_{Recirculation} \cdot (Ex_{Saturated\ Vapor} - Ex_{Saturated\ Liquid})_{(at\ T_{Deaerator})} - \dot{m}_{Water\ 2} \cdot Ex_{Water\ 2}$$

$$\dot{I} = 56.13 \times 91.43 + 1.86 \times (2143 - 273.15 \times 5.184) - 56.13 \times 113.86 = 0.093 MW$$

انرژی مسیر فشار متوسط خروجی از پمپ آب تغذیه :

$$\dot{Ex}_{IP\ Feed\ Water} = 11.59 \frac{Kg}{Sec} \times (592.32 - 273.1 \times 1.739) \frac{Kj}{Kg} = 1.36 MW$$

انرژی مسیر فشار قوی خروجی از پمپ آب تغذیه :

$$\dot{Ex}_{HP\ Feed\ Water} = 44.54 \frac{Kg}{Sec} \times (598.41 - 273.1 \times 1.73) \frac{Kj}{Kg} = 5.606 MW$$

بازگشت ناپذیری در پمپ آب تغذیه :

$$\dot{I} = 990 -$$

$$[44.54(598.4 - 273.1 \times 1.73) + 11.59(592.3 - 273.1 \times 1.739) - 56.13(588.5 - 273.1 \times 1.738)]$$

$$= 411.96 \text{ KW}$$

بازگشت ناپذیری برای بویلر بازیافت حرارت :

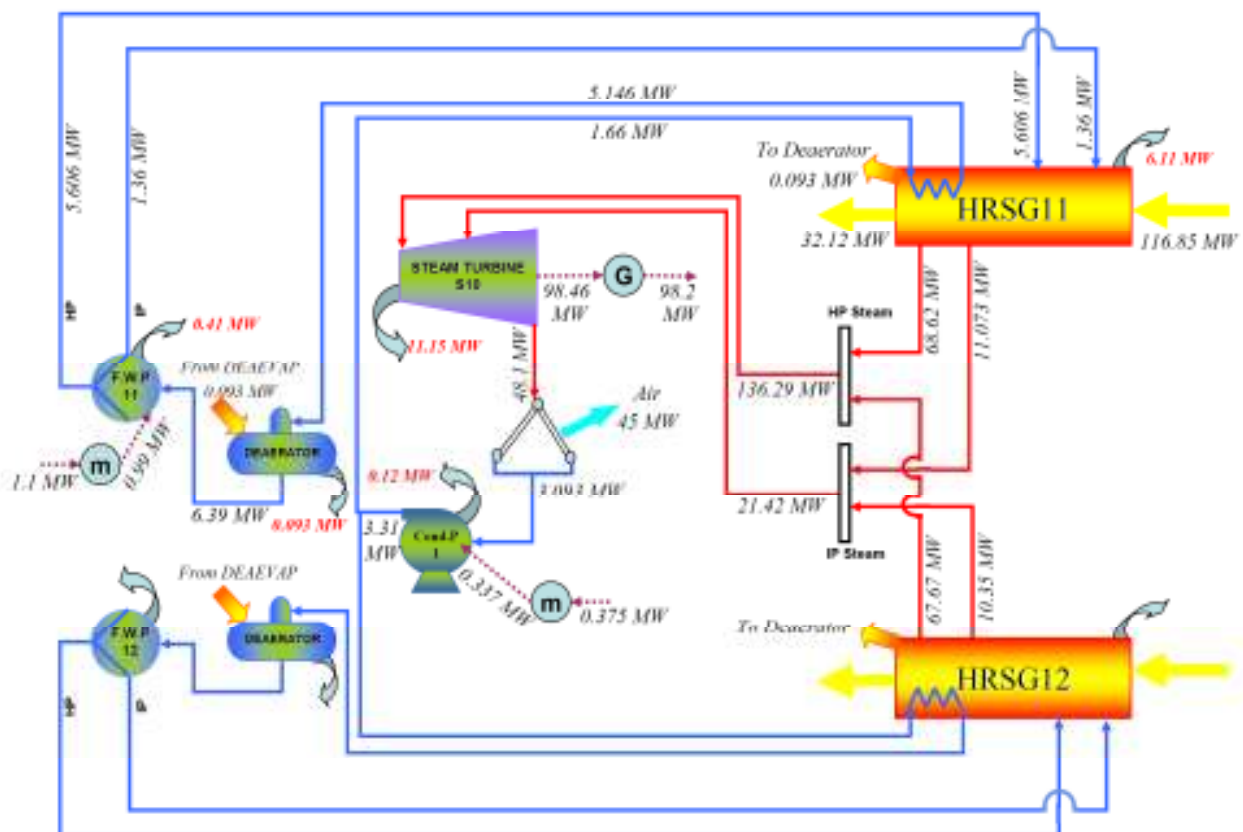
$$\dot{I} =$$

$$\dot{E}x_{IP\text{Water}} + \dot{E}x_{HP\text{Water}} + \dot{E}x_{FW\text{ Economizaer } In} + \dot{E}x_{DEAEVAP\text{ In}} + \dot{E}x_{Inlet\text{ Fuel Gas}}$$

$$- \dot{E}x_{IP\text{ Steam}} - \dot{E}x_{HP\text{ Steam}} - \dot{E}x_{FW\text{ Economizaer } Out} - \dot{E}x_{DEAEVAP\text{ Out}} - \dot{E}x_{Outlet\text{ Fuel Gas}}$$

$$\dot{I} = 1.36 + 5.606 + 1.66 + 116.85 - 1.35 - 11.073 - 68.622 - 5.146 - 32.12 = 7.165 \text{ MW}$$

نمودار جریانهای انرژی تیک مطابق شکل ۳-۸ خواهد بود.



شکل ۳-۸. نمودار جریانهای انرژی تیک واحد بخار نیروگاه سیکل ترکیبی در شرایط تست کارایی با دمای محیط ۳۱°C

۱۰-۳. محاسبه راندمان و Heat Rate سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر

اطلاعات مورد نیاز برای تعیین راندمان و Heat Rate نیروگاه در زمان تست کارایی سیکل ترکیبی نیروگاه در جدول ۱۰-۳ ارائه شده است.

جدول ۱۰-۳. اطلاعات مورد نیاز برای تعیین راندمان نیروگاه زمان تست کارایی

Discription	Unit	Value
Ambient air pressure	bar	0.89521
Ambient air temperature	°C	19
Type of fuel	-	Natural Gas
LHV of fuel	Btu/lb(Kj/Kg)	19590(45566.3)
GT3 power output	MW	112.128
GT3 fuel flow	Kg/hr	26870
GT4 power output	MW	111.262
GT4 fuel flow	Kg/hr	26114
Steam Turbogenerator power output	MW	100.64
Auxiliary consumption of ACC	KW	2213
Condensate pump power consumption	KW	375
Feed Water pump power consumption	KW	1100

راندمان و Heat Rate واحدهای گازی نیروگاه حاضر برابر است با:

$$\eta = \frac{\text{Power Production}}{\text{Energy Input}} \times 100$$

$$\eta_{GT3} = \frac{112128 \text{ KW}}{7.464 \text{ Kg / S} \times 45566.3 \text{ Kj / Kg}} \times 100 = 32.97\%$$

$$\text{Heat rate} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{KWh}} \right) = \frac{3412.14}{\eta} = \frac{3412.14}{0.3297} = 10349.23 \frac{\text{BTU}}{\text{KWh}}$$

$$\text{Heat rate} \left(\frac{\text{KCal}}{\text{KWh}} \right) = \frac{859.84}{\eta} = \frac{859.84}{0.3297} = 2607.95 \frac{\text{KCal}}{\text{KWh}}$$

$$\eta_{GT4} = \frac{111262 \text{ KW}}{7.254 \text{ Kg / S} \times 45566.3 \text{ Kj / Kg}} \times 100 = 33.66\%$$

راندمان ناخالص سیکل ترکیبی نیروگاه مورد بررسی در گزارش برابر است با:

$$\eta_{Combine Cycle} = \frac{(112128 + 111262 + 100640) KW}{(7.464 + 7.254) Kg / s \times 45566.3 Kj / Kg} \times 100 = 48.32\%$$

راندمان خالص سیکل ترکیبی این نیروگاه برابر است با:

$$\eta_{Combine Cycle} = \frac{(112128 + 111262 + 100640 - 2.213 - 1.1 - 0.375) KW}{(7.464 + 7.254) Kg / s \times 45566.3 Kj / Kg} \times 100 = 48.316\%$$

نتایج حاصل از محاسبه راندمان و Heat Rate واحدهای گازی و سیکل ترکیبی نیروگاه حاضر در شرایط تست کارایی نیروگاه در جدول ۱۱-۳ آمده است.

جدول ۱۱-۳. راندمان و Heat Rate واحدهای گازی و سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر در شرایط تست کارایی نیروگاه

Discription	Efficiency	Heat Rate	
	%	BTU/KWh	Kcal/KWh
Gas Power Plant (GT3)	32.97	10349.23	2607.95
Gas Power Plant (GT4)	33.66	10137.08	2554.49
Combine Cycle Power Plant	48.32	7061.55	1779.47

۱۱-۳. محاسبه راندمان انرژی‌تیک سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر

راندمان انرژی‌تیک واحد گازی نیروگاه مورد نظر که نسبت انرژی‌تیک خروجی به نسبت انرژی‌تیک ورودی نیروگاه گازی است، به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$\eta_{II} = \frac{Produced Power}{\dot{Ex}_{fuel}}$$

$$\eta_{II(GT3)} = \frac{112.128}{7.464 Kg/s \times (874870 Kj/Kg mole \div 18.29 Kg/Kg mole)} \times 100 = 31.4\%$$

$$\eta_{II(GT4)} = \frac{111.262}{7.254 Kg/s \times (874870 Kj/Kg mole \div 18.29 Kg/Kg mole)} \times 100 = 32.07\%$$

$$\eta_{II} = \frac{112.128 + 111.262 + 100.64}{(7.464 + 7.254) Kg/s \times (874870 Kj/Kg mole \div 18.29 Kg/Kg mole)} \times 100 = 32.07\%$$

۱۲-۳. خلاصه نتایج

محاسبات آنالیز انرژی و انرژی و تعیین راندمان و Heat Rate برای واحد گازی براساس اطلاعات تست کارایی واحدهای گازی نیروگاه در بار پایه و برای واحد بخار براساس اطلاعات تست کارایی سیکل ترکیبی در بار پایه توربوژنراتور واحد بخار انجام گرفته است. برای سیکل ترکیبی محاسبات مربوط به راندمان و Heat Rate به دلیل ضرورت وجود اطلاعات کل سیکل به طور همزمان در شرایط تست کارایی سیکل ترکیبی براساس اطلاعات موجود در دمای محیط ۱۹ درجه سانتیگراد و بار تولیدی واحد بخار برابر ۱۰۰۶۴۰ کیلووات و بار تولیدی واحدهای گازی برابر ۱۱۲۱۲۸ کیلووات و ۱۱۱۲۶۲ کیلووات انجام گرفته است. خلاصه نتایج مربوط به تحلیل انرژی و انرژی واحدهای گاز، بخار و سیکل ترکیبی و تجهیزات موجود بر مبنای اطلاعات طراحی در جدول ۳-۱۲، جدول ۳-۱۳ و جدول ۳-۱۴ ارائه شده است.

جدول ۳-۱۲. نتایج مربوط به تحلیل انرژی و انرژی واحد گازی نیروگاه سیکل ترکیبی

نتایج تحلیل انرژی و انرژی واحد گازی نیروگاه	
Heat rate	۱۰۶۴۶/۳ بی تی یو بر کیلووات ساعت
	۲۶۸۲/۸ کیلو کالری بر کیلووات ساعت
راندمان انرژی (استاندارد)	۳۲/۰۵ درصد
راندمان انرژی	۲۶/۱ درصد
راندمان سیکل برایتون متناظر	۵۲/۸۴ درصد
راندمان سیکل واقعی واحد گازی	۲۵/۷ درصد
نتایج تحلیل انرژی و انرژی کمپرسورها در شرایط طراحی	
راندمان آیزنتروپیک کمپرسور	۸۹/۹۹ درصد
راندمان آیزوترمال	۵۸/۵۴ درصد
راندمان انرژی	۹۴/۴۴ درصد
توان مصرفی کمپرسور	۱۴۵/۰۳ مگاوات
شدت مصرف انرژی الکتریکی	۴۰۲/۰۶ کیلووات بر متر مکعب
نتایج تحلیل انرژی و انرژی توربینهای گازی در شرایط طراحی	
راندمان آیزنتروپیک	۸۷/۰۲ درصد
راندمان انرژی	۹۴/۶۱ درصد

جدول ۳-۱۳. نتایج مربوط به تحلیل انرژی و آگزرژی واحد بخار نیروگاه سیکل ترکیبی

نتایج تحلیل انرژی و انرژی بویلر بازیافت حرارت	
۰/۹۵۴۸	Effectiveness
۷۷/۷۵ درصد	راندمان انرژی
۸۱/۳۴ درصد	راندمان انرژی
نتایج تحلیل انرژی و انرژی توربین بخار	
۸۷/۷۱ درصد	راندمان آیزنتروپیک
۸۹/۸۲ درصد	راندمان انرژی
۹۴/۴۶۵ مگاوات	توان تولیدی توربین
۹۹/۷ درصد	راندمان ژنراتور واحد بخار
نتایج تحلیل انرژی و انرژی ACC	
۰/۹۳۷۵	Effectiveness
۲۳۵/۵ مگاوات	توان مبادله شده با هوا
۲/۶۱ مگاوات	توان مصرفی فنهای کندانسور
۵/۹۱ مگاوات	انرژی مبادله شده با هوا
۳۹/۱ مگاوات	بازگشت ناپذیری
نتایج تحلیل انرژی و انرژی پمپ کندانس	
۷۷/۷۹ درصد	راندمان آیزوترمال طراحی
۶۵/۰۴ درصد	راندمان آیزنتروپیک تست کارایی
۶۵/۰۳ درصد	راندمان آیزوترمال تست کارایی
۷۸/۷۷ درصد	راندمان انرژی تست کارایی
۳۷۵ کیلووات	توان مصرفی الکتروموتور در حالت طراحی
۳۳۷ کیلووات	توان مصرفی پمپ در حالت طراحی
۸۹/۸۹ درصد	راندمان الکتروموتور
نتایج تحلیل انرژی و انرژی پمپ کندانس	
۶۲/۵۲ درصد	راندمان آیزوترمال
۵۸/۳۹ درصد	راندمان انرژی
۱۱۰۰ کیلووات	توان مصرفی الکتروموتور

جدول ۳-۱۴. نتایج مربوط به محاسبات راندمان انرژی و انرژی سیکل ترکیبی نیروگاه

<i>Heat Rate</i>		راندمان	توضیح
<i>BTU/KWh</i>	<i>Kcal/KWh</i>		
۱۰۳۴۹/۲۳	۲۶۰۷/۹۵	۳۲/۹۷ درصد	واحد گازی ۳
۱۰۱۳۷/۰۸	۲۵۵۴/۴۹	۳۳/۶۶ درصد	واحد گازی ۴
۷۰۶۱/۵۵	۱۷۷۹/۴۷	۴۸/۳۲ درصد	سیکل ترکیبی

فهرست منابع و مآخذ

۱. اطلاعات طراحی و تست کارایی واحدهای گازی و بخار نیروگاه سیکل ترکیبی نیروگاه مورد بررسی در گزارش
2. I. Dincer, M. A. Rosen; " Exergy, Energy, Environment and Sustainable development"; Elsevier; 2007
3. J. Szargut; " Exergy Analysis"; Academia Research in Progress Thermodynamics; 2005
4. R. Kumar, S C Kaushik, A. Kumar; " Energy and Exergy Analysis of Non-reheat Thermal Power Plant"; International Conference on Energy and Environment; 2009
5. M. Fischer, O. Schuller, S. Albrecht, M. Faltenbacher; " Exergy-Efficiency as Enhancement of Energy-Efficiency– an LCA Perspective"; Fraunhofer Institute Bauphysik & ; University of Stuttgart
6. T. J. Kotas; "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis"; Krieger Publishing Company, Florida – 1995
7. E. Roth; " Why thermal power plants have a relatively low efficiency
www.sealnet.org
8. Energy Resources NA; " Understanding Heat Rate Products"; Suez 2006
9. Bureau of Energy Efficiency; " Energy Efficiency in Thermal Utilities, Guide book for National Certification Examination for Energy Managers and Energy Auditors"; Vol. 4
10. P.J. Ploumen, F. J. J. G. Janssen; " Through Exergy Approach to More Efficient Processes"; Int.J. Applied Thermodynamics ; Vol.4, 2001
11. An American Society of Mechanical Engineers; "An American national Standard"; ASME PTC 22-1997; Performance Test Code on Gas Turbines ";
12. Kalyan Annamalai, Ishwar Kanwar Puri, Advanced Thermodynamics Engineering
13. H. Cohen, G. F. C. Rogers, H. I. H. Saravanamuttoo; " Gas Turbine Theory"; 4th edition; 1977
14. R. C. Rosaler; " Standard Handbook of Plant Engineering"; 2nd edition; 1994; McGraw Hill Book Company
15. J. M. Smith; " Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics"; 6th edition; 2001; McGraw Hill Book Company
16. P. Grassmann, Chem. Ing. Tech., Vol. 22, No. 4, pp. 77-80(1950)
17. G. Van Wylen, R. Sonntag, "Fundamentals Of Classical Thermodynamics", 4th edition
18. 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 ";
19. V. Ganapathy, ABCO Industries; " Heat Recovery Steam Generators: Understand the Basics"; Chemical Engineering Process; August 1996
20. W. M. Kays, A. L. London; " Compact Heat Exchangers"; 3rd edition; 1979; McGraw-Hill Book Company
21. J. P. Holman; " Heat Transfer"; 8th edition; 1997; McGraw-Hill Book Company

-
22. Bureau of Energy Efficiency; " Energy Efficiency in Thermal Utilities, Guide book for National Certification Examination for Energy Managers and Energy Auditors"; Vol. 2
23. Senjel, thermodynamic