

تحليل انرژی‌تیک و اگزرژی‌تیک

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. هوازدا

.....

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 ۵/۷

..... 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.....

۵-۵-۲. بررسی عملکرد کمپرسور

..... هوا

..... ۳۱

۶-۵-۲. تحلیل عملکرد توربین گازی

.....

..... ۳۳

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

.....

..... ۳۵

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

..... ۳۷

۳-۱-۳. آنالیز انرژی توربین

..... گازی

..... ۳۸

۲-۳. آنالیز انرژی و انرژی و تحلیل عملکرد کمپرسور

..... هوا

۱-۲-۳. موازنه انرژی کمپرسور

..... هوا

..... ۳۸

۲-۲-۳. محاسبه راندمان آیزنتروپیک و آیزوترمال کمپرسور

..... هوا

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

..... ۴۱

۳-۲-۴. آنالیز انرژی کمپرسور هوا

.....

..... ۴۱

۳-۳. آنالیز انرژی و انرژی نیروگاه گازی

.....

..... ۴۲

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

نظر..... ۴۲

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

حاضر..... ۴۳

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

.....(Diagram) ۴۳

۳-۳-۴. تحلیل ترمودینامیکی نیروگاه گازی

..... ۴۴

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

..... ۴۶

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

بخار..... ۴۸

۳-۴-۱. آنالیز انرژی و انرژی و تحلیل عملکرد

دیاریتور..... ۴۸

۳-۴-۲. 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

..... ۵۰

۳-۴-۴. محاسبه راندمان بویلر

.....

..... ۵۳

۳-۴-۵. بالانس انرژی بویلر بازیافت حرارت

..... ۵۳

۳-۴-۶. 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

۵۵.....

۲-۵-۳. محاسبه راندمان ایزنتروپیک توربین

۵۶.....بخار

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

۵۶.....

۴-۵-۳. موازنه انرژی توربین

.....بخار

۵۷.....

۶-۳. تحلیل عملکرد ACC

.....

۵۷.....

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

۵۷.....

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

۵۹.....

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

۶۲.....

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

نظر..... ۶۳

۱-۹-۳. موازنه انرژی واحد بخار نیروگاه

.....

۶۳ .

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

۶۶

۱۰-۳. محاسبه راندمان و HEAT RATE سیکل ترکیبی نیروگاه مورد نظر

۷۰.....

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

۷۱.....

۱۲-۳. خلاصه نتایج

.....

۷۲.....

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 اندازه‌گیری	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

71

.....
.....

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

..... ۷۲

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

..... ۷۳

جدول ۱۴-۳. نتایج مربوط به محاسبات راندمان انرژی و انرژی 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 وانرژی

.....

۱۶

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

۱۷

شکل ۳-۲. بالانس

.....

۱۸

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

۲۳

شکل ۵-۲. شماتیک سیکل ترکیبی برایتون/رانکین

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

51

.....
.....31°C
.....

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

نظر.....۵۹

شکل ۳-۷. نمودار جریانهای انرژی واحد بخار نیروگاه سیکل ترکیبی در شرایط تست کارایی با دمای محیط

۳۱°C ۶۵ شکل ۳-۸. نمودار جریانهای انرژی واحد بخار نیروگاه سیکل ترکیبی در شرایط تست

کارایی با دمای محیط ۳۱°C ۶۹

چکیده

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

در فصل بعد پس از ارائه مبانی آنالیز انرژی و انرژی، روش محاسبه راندمان و آنالیز انرژی و انرژی سیکل و تجهیزات آن در بخش های بخاری و گازی مورد توجه قرار گرفته است. در فصل سوم، راندمان و

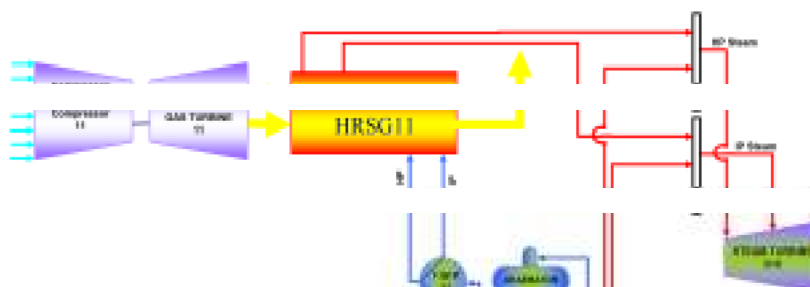
آنالیز انرژی و انرژی هریک از تجهیزات واحدهای بخاری و گازی و نیز کل سیکل واحد گازی، بخاری و سیکل ترکیبی نیروگاه مورد بررسی، بر مبنای اطلاعات طراحی تجهیزات، ارزیابی و تحلیل می گردد. لازم به ذکر است کلیه محاسبات بر مبنای شرایط محل و سوخت گاز طبیعی در بار پایه صورت می گیرد.

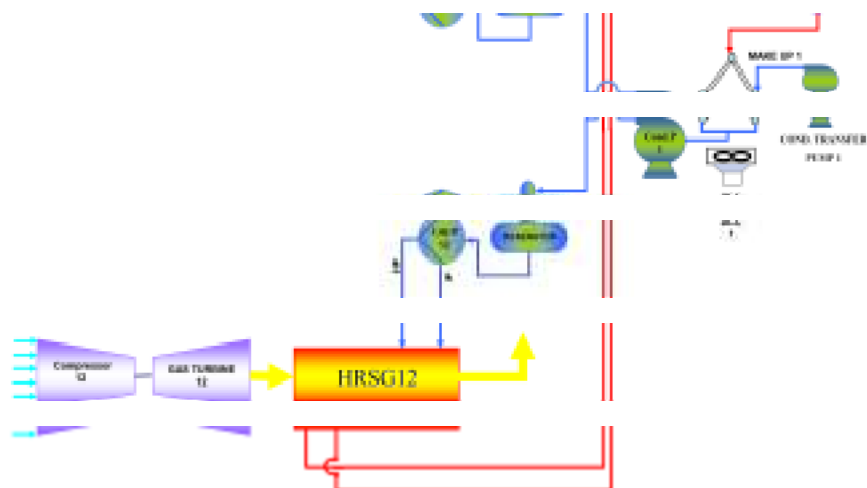
فصل اول توصیف واحدها و ارائه اطلاعات طراحی تجهیزات

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 ۵/۱۲۸ مگاوات پرداخته می شود. سپس روشها و مراحل ممیزی انرژی در این نیروگاه مورد توجه قرار می گیرد [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 مگا وات 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 در نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر

۸

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 می باشد. 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 می نمایند.

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 ۱۵۵۹ata با دمای 193 ± 6 و

فشار قوی

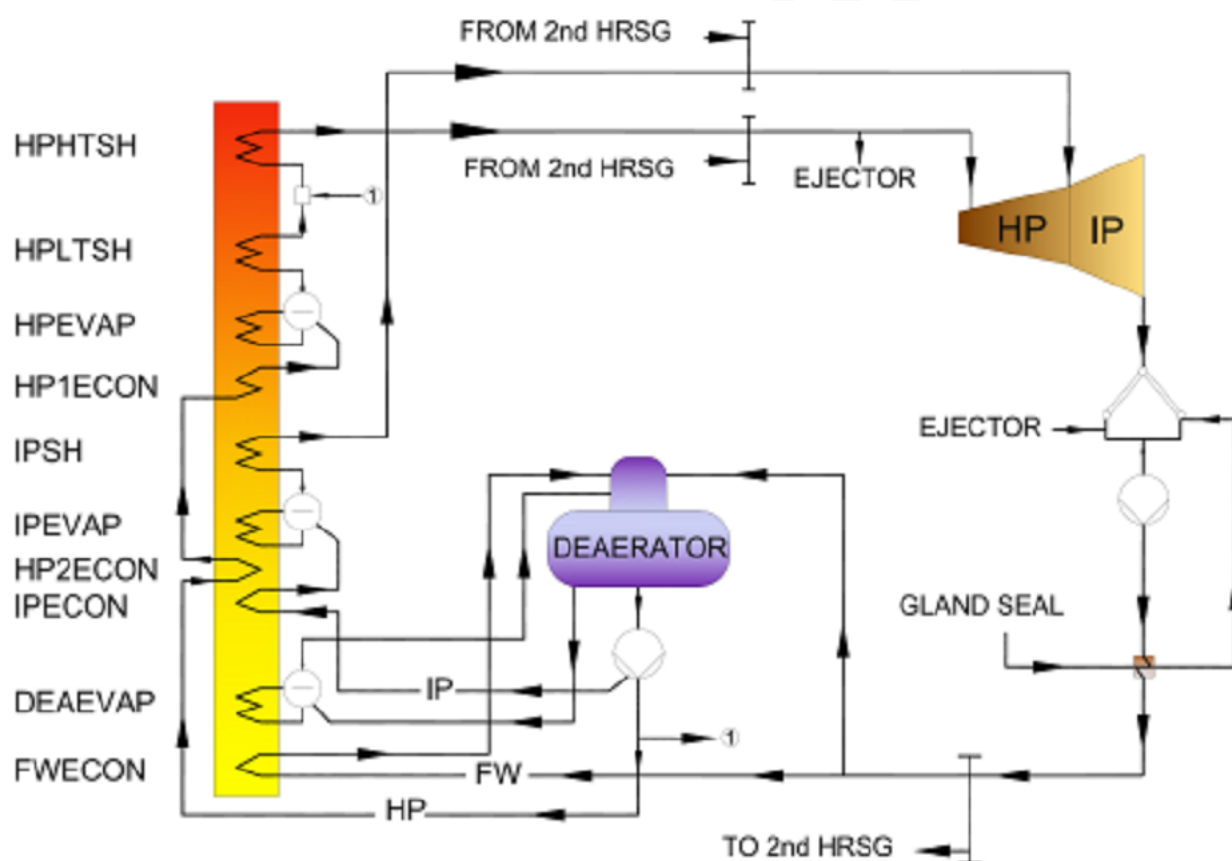
۷۸۴ata با دمای 482 ± 6 صورت می گیرد.

تجهیزات موجود در بویلرهای بازیافت شامل اکونومایزر، تبخیرساز، سوپرهیتر برای دو مسیر

فشار متوسط و فشار قوی می باشد. 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

1 Atmospheric absolute pressure

۲-۲-۱. اکونومايزرها

بويلر بازيافت حرارت نيروگاه مورد نظر داراي چهار مرحله اکونومايزر مي باشد.

مرحله اول، اکونومايزر پيشگرمائش آب ورودي ۱ به دياريترور مي باشد. لازم به ذکر است که در صورت کاهش دماي دود توربين هاي گازي به دليل افت بار و درصورت استفاده از سوخت گازوئيل به جاي گازطبيعي براي توربين هاي گازي ، جهت جلوگيري از پديده خوردگي ، اين مرحله حذف شده و کندانس بدون پيش گرمائش مستقيما به دياريترور وارد مي شود.

مراحل دوم ، اکونومايزر مسير فشار متوسط ۲ مي باشد و مراحل سوم و چهارم اکونومايزر شامل اکونومايزر هاي مسير توليد بخار فشارقوي ۳ مي باشد که اين مسيرها در زمان کاري بويلر هميشه در مدار هستند.

اکونومايزر هاي موجود در بويلر هاي بازيافت نيروگاه مورد بحث جهت افزايش انتقال حرارت از نوع پره دار مي باشند.

۳-۲-۱. تبخيرکننده ها

بويلر بازيافت حرارت نيروگاه مورد نظر داراي سه مرحله تبخير کننده مي باشد.

مرحله اول، تبخير کننده دياريترور نام دارد که وظيفه اين تبخير ساز، تبخير بخشي از آب دياريترور و بازگرداندن بخار حاصل به دياريترور جهت هوازدايي و متعاقبا گرمائش آب موجود در دياريترور مي باشد.

مراحل دوم و سوم، تبخير کننده هاي فشار متوسط ۵ و فشار قوي ۶ مي باشند. تبخير کننده هاي موجود در بويلر هاي بازيافت نيروگاه حاضر جهت افزايش انتقال حرارت از نوع پره دار مي باشند.

۴-۲-۱. سوپرهيترها

بويلر بازيافت حرارت نيروگاه حاضر داراي سه مرحله سوپرهيتتر مي باشد.

مرحله اول سوپرهیتر فشار متوسط ۷ می باشد و مراحل دوم و سوم، سوپرهیترهای دما پایین ۸ و دما ۹ بالای بخار فشارقوی می باشد.

10

۱-۲-۵. دی سوپرهیتر

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

۱۰

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.

۶-۲-۱. توربوژنراتورهای واحد بخاری

نیروگاه بخار سیکل ترکیبی حاضر شامل دو توربوژنراتور با قدرت ۷۵/۱۲۲ مگاوات آمپر و ضریب توان ۸/۰ و ولتاژ خروجی ۵/۱۱ 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 خنککن 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.

۷-۲-۱. 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.

۳-۱. سیکل حرارتی و سایر تجهیزات

سایر بخشهای واحد بخاری عبارتند از کندانسور، سیستم خلأ، پمپهای مکند، 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 هوایی

ایجاد شده توسط

۱۸ الکتروفن ، شرایط کندانس بخار در کندانسور فراهم شده و کندانس حاصل وارد تانک برگشت کندانس^۱ شده و توسط پمپهای مکند 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 مرحله ای و فاقد کندانسور است که جهت مکش گازهای غیر قابل کندانس به کار می رود و قادر است خلأ کندانسور را در مرحله راه اندازی واحد، در مدت حدود ۳۰ دقیقه به ۲/۰ bara و در نهایت به کمتر از ۱/۰ bara برساند. بخار مصرفی این اجکتور، بخار ۳/۱۷ bara با دمای ۴۴۵ درجه سانتیگراد و دبی ۵۴۵ کیلوگرم بر ساعت بوده که توسط بویلر کمکی تامین می شود.

۲- اجکتورهای اصلی

برای هر واحد، دو اجکتور دو مرحله ای موجود است که در حالت نرمال و بهره برداری دائم، حتماً یکی از این دو در مدار است. این اجکتورها دارای کندانسور است و آب کندانسه آنها به تانک برگشت کندانس می رود.

بخار مصرفی این اجکتور، بخار ۳/۱۷ bara با دمای ۴۴۵ درجه سانتیگراد و دبی ۴۷۴۰ کیلوگرم بر ساعت بوده که خلأ کندانسور را در محدوده ۰/۰-۰/۰۵ bara تامین می نماید.

۳-۳-۱. پمپهای کندانس^۱

هر واحد بخاری دارای دو عدد پمپ سه مرحله ای از نوع ۲۰۰۰۳HOTA است که در زمان بهره برداری دائم، یکی از این دو در مدار است. این پمپ آب کندانسه جمع آوری شده در تانک برگشت کندانس را به هوازدهای دو بویلر بازیافت حرارت هدایت می کند.

۴-۳-۱. هوزدا^۲

برای هر بویلر بازیافت یک هوزدا برای گاززدائی و پیشگرم کردن آب کندانسور جهت ورود به پمپ های تغذیه وجود دارد. بخار مورد استفاده در هوزدا از سیرکوله کردن مجدد بخشی از آب دیاریتور درون تبخیر کننده دیاریتور در شرایط کارکرد با گاز طبیعی و بار نرمال

کاري تامين مي گردد و در شرايط افت بار و يا استفاده از سوخت گازوئيل در توربينهاي گازي ، مسير بخار IP به سمت هوازدا باز مي شود.

۵-۳-۱. پمپهاي تغذيه آب³

آب تغذيه فشار متوسط و فشارقوي براي هر بويلر بازيافت حرارت، توسط دو عدد پمپ تغذيه سانترفوژ با دو خروجي تامين مي شود که در زمان بهره برداري دائم ، يکي از اين دو در مدار است . آب تحت فشار خروجي از پمپها با دماي حدود C ۱۵۰ و فشارهاي حدود ۳۰ و ۱۲۰ بار وارد بويلر بازيافت حرارت مي شوند.

۶-۳-۱. سيکل آب خنککن (CCCW)

به منظور کنترل دماي تجهيزات گردان از جمله توربين ، ژنراتور، الکتروپمپ ها و غيره،

واحدهاي 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 MWY01D-)، با ظرفیت اسمی هریک ۵/۱۲۸ 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 ۴۵/۱ 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 محوري و داراي ۱۹ مرحله مي باشد، قادر است هواي مورد نیاز سيستم احتراق که بالغ بر یک ميليون و صد و بيست هزار متر مکعب در ساعت مي باشد را با فشار حدود چهارده بار تأمين و وارد محفظه احتراق نمايد.

۳ - محفظه احتراق

در محفظه احتراق که شامل ۱۸ عدد نازل سوخت ، بسکت و ترانزیشن پيس مي باشد و به صورت حلقوي در اطراف روتور توربو کمپرسور قرار دارد، گازهاي داغ ناشي از عمل احتراق جهت انجام کار به سمت توربین هدايت مي گردد.

۴ - توربین

عبور گازهاي 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 می سازد.

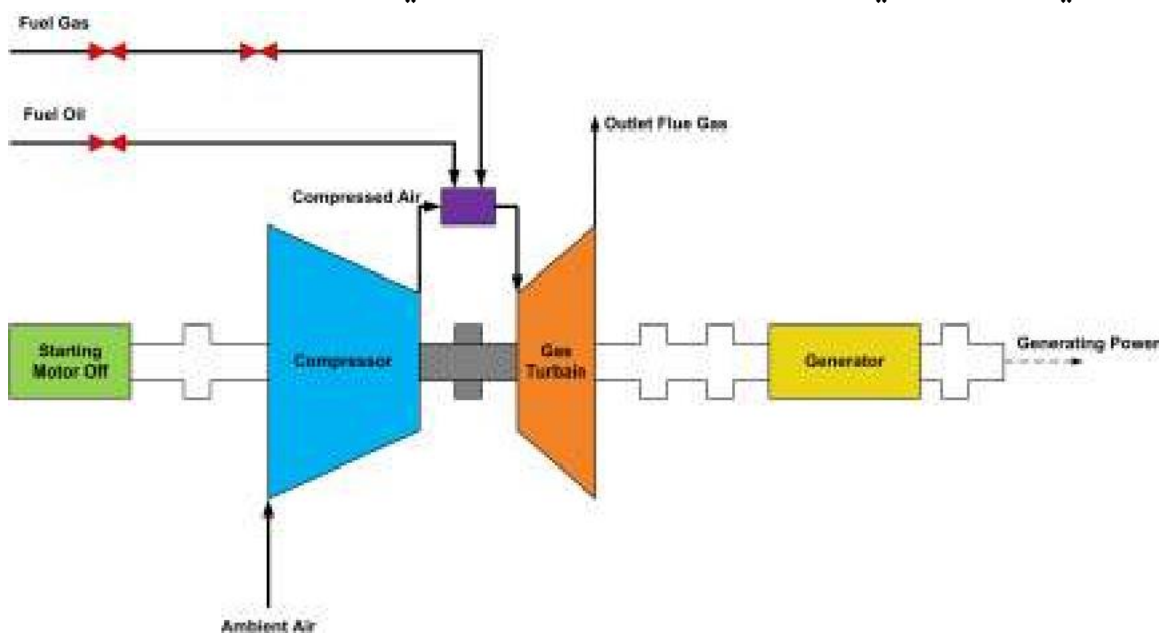
۵۔ ژنراتور

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

۶۔ ترانسفورماتور قدرت

ولتاژ خروجي ژنراتور از طريق يك دستگاه ترانسفورماتور قدرت با ظرفيت ۱۲۶ مگاوات آمپر كه با جريان اجباري هوا و روغن خنك مي گردد به سطح ولتاژ شبكه يعني ۲۳۰ كيلوولت افزايش و از طريق پست نيروگاه انرژي توليدي واحدها وارد شبكه سراسري مي گردد.

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



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

۱۴

۵-۱. واحد تصفیه آب

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

آب خروجی از تصفیه مقدماتی وارد بخش اسمز معکوس می شود. در این بخش با ایجاد نیروی محرکه اختلاف فشار و غلبه بر اختلاف فشار اسمزی تصفیه آب انجام می گیرد، در واقع این نیروی محرکه باعث عبور آب خالص از سطح غشاء و جمع آوری آب خالص می گردد. آب خروجی اسمز معکوس برای آب آشامیدنی استفاده می شود و بخشی از آن به همراه آب برگشتی از واحد بخار وارد بخش تعویض یونی (واحد تولید آب دمین) می شود. این بخش از بسترهای آنیونی، کاتیونی و مخلوط تشکیل شده است. آب دمین تولیدی پس از این مرحله در تانکهای ذخیره دمین ذخیره شده و سپس به نیروگاه بخار فرستاده می شود.

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

۶-۱. لیست الکتروموتورهای بالای ۵/۷ کیلووات

با توجه به مدارک موجود برای واحدهای گازی این نیروگاه، لیست موتورهای با توان بالاتر از ۵/۷ کیلووات جمع آوری شد و مشخص گردید که موتورهای دو سطح ولتاژ ۳۸۰ و ۶۶۰۰ ولت کار می کنند. 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 لحظه ای و در موارد خاص در مدار می آیند.

همچنین با بررسی مدارک موجود برای واحدهای بخار نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر، لیست موتورهای با توان بالاتر از ۵/۷ کیلووات جمع آوری شد و ملاحظه شد که موتورهای در دو سطح ولتاژ ۳۸۰ و ۶۶۰۰ ولت کار می کنند. با بررسی های 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 بخش های 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 پدیده های فیزیکی از جمله انتقال جرم و انرژی هستند. در شرایط پایدار ترمودینامیکی جریان های جرم و انرژی ورودی و خروجی یک حجم کنترل مطابق شکل ۲-۳ است [۲].

$\dot{W}, \text{kJ/sec}$	$\dot{m}, \text{kg/sec},$
$e, \text{kJ/kg}$	$Q, \text{kJ/sec}$
$\dot{W}_i, \text{kJ/sec}$	$e_o, \text{kJ/kg}$
$\dot{m}, \text{kg/sec},$	$Q_o, \text{kJ/sec}$

شکل ۱-۲. بالانس جرم و انرژی

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

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

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

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

صورت رابطه زیر

بیان می شود [۲]:

$$\sum_2 [Q_i - W_i - m_i(h_i - 1V_{i2} - gz_i)] - \sum_2 [Q_o - W_o - m_o(h_o - 1V_{o2} - gz_o)], (kJ/sec) \quad (3-2)$$

۲-۲. مبانی بالانس انرژی

به خاطر اینکه انرژی بقاء دارد برای سیستم های موجود اصل بقای انرژی یا رابطه قانون اول به کار برده می شود ولی در مورد انرژی نمی توان لفظ بقاء را به کار برد چون مقداری از انرژی در طی یک فرآیند به علت وجود بازگشت ناپذیری از بین می رود و در نتیجه مجموع انرژیهای حالت نهایی فرآیند با انرژی اولیه مساوی نیست و اختلاف بین انرژی اولیه و نهایی همان بازگشت ناپذیری فرآیند می باشد [۳]. آنالیز انرژی یک فرآیند یا یک سیستم، نشان می دهد 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 می دهد. 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 می کند که چه اجزایی نقش بیشتری در میزان بازگشت ناپذیری کلی دارند [۴].

بالانس انرژی در واقع مقایسه وضعیت موجود با بهترین حالت ممکن می باشد. توان بالقوه

انجام کار مفید

یک سیستم در یک حالت مشخص "انرژی" (Ex) نامیده می شود. انرژی یک خاصیت ترمودینامیکی است که

به حالت‌های سیستم و محیط بستگی دارد. انرژی را حداکثر قابلیت تبدیل انرژی به کار می‌



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

به حالت‌های سیستم و محیط بستگی دارد. انرژی را 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]:

$$Exergy = Q(1 - T_0/T)$$

(4-2)

T

که در آن Q (بر حسب kJ) انرژی، T و T_0 (kelvin) دمای منبع و محیط، و ترم اول به عنوان کیفیت

انرژی (راندمان یک سیکل حرارتی ایده‌آل) تعریف می‌شود [۲]:

$$EnergyQuality = 1 - T_0/T$$

(5-2)

T



PowerEn.ir

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

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

(6-2)

۳-۲. انتقال اگزرژی

اگزرژی با انتقال حرارت، کار و جریان جرم انتقال می یابد. میزان انتقال اگزرژی توسط

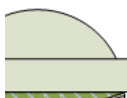
این تحولات با

استفاده از روابط زیر محاسبه می شود[۲]:



Heat

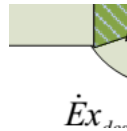
Work, $E \dot{x}_{out}$



Heat

$E \dot{x}_{in}$: Work





Mass

Mass

E&x

destroyed

شکل ۳-۲. بالانس انرژی

نرخ انتقال انرژی بوسیله انتقال حرارت:

$$\dot{E}_{\text{heat}} = (1 - T_o) \dot{Q}, (\text{kJ/sec}) \quad (7-)$$

2)

T

نرخ انتقال انرژی بوسیله کار:

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

2)

نرخ انتقال انرژی بوسیله انتقال جرم :

$$\dot{E}_{\text{mass}} = \dot{m} (ex), (\text{kJ/sec})$$

(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 (exch) و انرژی ویژه ترمومکانیکی (extm) است و به تفکیک بیان

می شود [۱]:

$$ex = extm + exch \quad (10-2)$$

که در آن:

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

$$ex_{ch} = ex_{ch} - \sum_o \quad (12-2)$$

برای سوخت ex متوسط انرژی شیمیایی ترکیبات سوخت مصرفی است .
بنابراین :

$$E_{X_{mass}} = m \cdot [(h - h_o) - T_o(s - s_o)] - ex_{ch} \quad (13-2)$$

با توجه به اینکه انرژی شیمیایی یک جریان با پتانسیل شیمیایی آن نسبت به شرایط مرجع معادل است ،

لذا می توان رابطه (۱۴-۲) را نیز برای محاسبه انرژی یک جریان مورد استفاده قرار داد [۶]:

$$E_{X_{mass}} = \sum_i m_i [(h - h_o) - T_o(s - s_o)] - \sum_o \quad (14-2)$$

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

۴-۲. بازده کلی سیکل

بازده انرژی (قانون اول) کلی سیکل ، بازده تبدیل انرژی ورودی به کار مفید خروجی (توان الکتریکی خروجی ژنراتور) است ، و بازده انرژی (قانون دوم) بازده تبدیل انرژی سوخت ورودی به کار مفید است . این دو بازده به صورت زیر محاسبه می شوند [۲]:

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{E_{fuel}} \quad (15-2)$$

$$\eta_{ch} = \frac{W_{net}}{E_{fuel}} \quad (16-2)$$

الف : واحد بخاري

معمولا معيار اصلي بررسي وضعيت نيروگاه، راندمان و Heat Rate نيروگاه مي باشد كه محاسبه آن در ادامه توضيح داده خواهد شد.

معمولا راندمان هر نوع نيروگاه به صورت رابطه (۱۷-۲) تعريف مي گردد[۷]:

$$\eta = \frac{\text{PowerProduction}}{\text{EnergyInput}} \times 100 \quad (17-2)$$

در اين رابطه انرژي ورودي شامل انرژي مورد استفاده براي توليد بخار مصرفي توربينهاي بخار مي باشد و لذا در محاسبه راندمان در نيروگاه بخار، معمولا مجموعه بويلرها و توربوژنراتورها به طور همزمان در نظر گرفته مي شود.

در رابطه مذکور انرژی مفید خروجی را می توان 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 معمولا بخشی از انرژی الکتریکی در داخل نیروگاه مورد استفاده قرار می گیرد، 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 می گردد [۸]. برای افزایش دقت راندمان محاسبه شده، علاوه بر انرژی الکتریکی مصرفی در نیروگاه، می توان 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 معمولا انرژی الکتریکی معادل حاملهای انرژی مصرفی داخل نیروگاه در مقایسه با برق مصرف داخلی ناچیز است، معمولا می توان ضمن محاسبه برق خالص تولیدی از آن صرفنظر کرد، در حالیکه صرفنظر کردن از برق مصرف داخلی، مخصوصا در نیروگاه بخار (شامل برق مصرفی مجموعه بویلرها و توربوژنراتورها)، منجر به کاهش دقت ضمن محاسبه راندمان می گردد، لذا باید برق مصرف داخلی نیز در محاسبه راندمان در نظر گرفته شود.

علاوه بر راندمان، مفهوم دیگری با عنوان Heat rate را نیز می توان 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 می گردد [۸]:

$$\text{Heatrate} = \frac{\text{energyinput}}{\text{powerproduction}} \quad (18-)$$

2)

powerproduction

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

$$\text{Heatrate} \text{ BTU} = 3412.14 \quad (19-)$$

2)

KWh □

$$\text{Heatrate} \text{ Kcal} = 859.84 \quad (20-)$$

2)

KWh □

برای انواع راندمان خالص و ناخالص تعریف شده می توان 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 می شود.

در مورد انرژی الکتریکی ، مفاهیم انرژی و انرژی معادل است و لذا می توان رابطه (۲۱-۲) را برای تعیین راندمان انرژی واحد بخار به کار برد [۱۰]:

$$\text{ProducedPower} \quad \& \quad (21-2) \quad \text{EXFlueGas} - \text{EXFlueGas}$$

$$\square = \square$$

1

2

ب: نیروگاه گازی

راندمان نیروگاه گازی نیز براساس رابطه (۱۷-۲) قابل محاسبه است [۷و۱۱].

$$\eta = \frac{\text{PowerProduction}}{\text{EnergyInput}} \quad (17-2)$$

در این رابطه انرژی مفید خروجی را می توان 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 نیروگاه های 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 می گردد می توان انرژی ورودی به نیروگاه را به صورت زیر محاسبه کرد [۸]:

$$\text{EnergyInput} = \dot{m}_{\text{Nat gas}} \text{LHV}_{\text{Nat gas}} + \dot{m}_{\text{Fuel oil}} \text{LHV}_{\text{Fuel oil}} \quad (18-2)$$

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 می کند. 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]:

$$\text{Energy} \propto \text{Flow} \propto (h - h_0) \quad (19-2)$$

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

معمولا برای بررسی نیروگاه گازی ساده، سیکل ایده آل برایتون در نظر گرفته می شود. فرضیاتی که برای

سیکل ایده آل برایتون در نظر گرفته می شود 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 می شود. نقاط ۳ و ۴ شرایط گازهای ورودی و خروجی توربین گازی را نشان می دهد [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 می توان ارتباط دما و انتروپی را توسط رابطه ۲-۲۰ بیان کرد [۱۵].

$$S_{ig} - S_{0ig} = \int_{P_0}^T C_{Pig} \frac{dT}{T} - R \ln P \quad (20-2)$$

T0

از طرفی :

$$C_{Pig} = 3.355 + 5.75 \times 10^{-4} T - 1.612 \times 10^{-7} T^2 \quad (21-2)$$

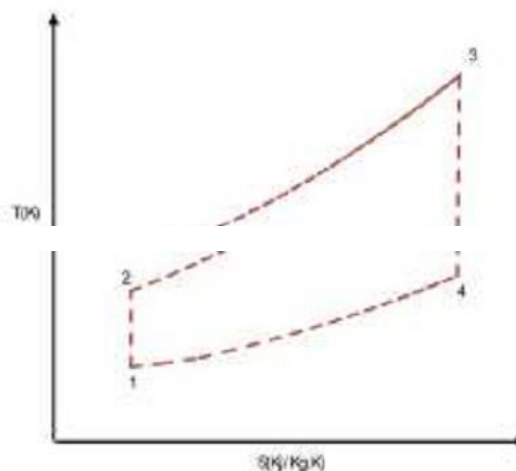
$$\int_{T_0}^T C_{Pig} \frac{dT}{T} = 3.355 \ln \frac{T}{T_0} + 5.75 \times 10^{-4} (T - T_0) + 0.8 \times 10^{-7} (12 - 12) \quad (22-2)$$

T0

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

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

برای مقایسه عملکرد سیکل نیروگاه با سیکل ایده آل برایتون 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 برایتون 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 اگزرژی کلی واحد گازی به صورت نسبت اگزرژی خروجی به اگزرژی ورودی نیروگاه

تعریف می شود.

در مورد انرژی الکتریکی ، مفاهیم انرژی و اگزرژی معادل است و لذا می توان رابطه (۲-۲۴) را برای

تعیین راندمان

اگزرژی نیروگاه به کار برد:

$$\eta_{ex} = \frac{\text{Produced Power}}{\text{Ex}_{fuel}} \quad (24-2)$$

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

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

$$\text{Exergy} = \text{Flow} \cdot (ex - ex_0) \quad (25-2)$$

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

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 می یابد. شماتیک سیکل ترکیبی در شکل ۲-۵ نشان داده شده است [۱۷].

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

$$\frac{\text{PowerProduction}}{\text{EnergyInput}} \times 100 \quad (17-2)$$

در این رابطه انرژی مفید خروجی را می توان 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 راندمان 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 راندمان 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 .

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

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

تجهیزات موجود در بخش بخاری شامل بویلر بازیافت حرارت و مبدل های موجود در آن، دیاربتور، پمپ های

کندانس و آب تغذیه و توربین بخار می باشد و تجهیزات واحد گازی شامل کمپرسور، محفظه

احتراق و توربین



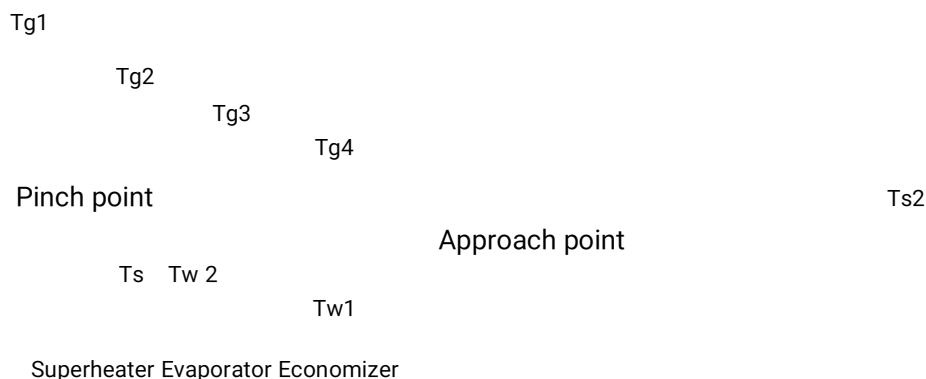
PowerEn.ir

گازي مي باشد.

۱-۵-۲. بررسی عملکرد مرکز تولید بخار

مبدلهاي حرارتي وسایلي هستند که در آنها مبادله گرما بین سیال گرم و سیال سرد صورت می گیرد. از جمله مبدلهاي حرارتي به کار رفته در مرکز تولید بخار نیروگاه سیکل ترکیبی دیاریتور و مبدلهاي موجود در بویلر بازیافت حرارت شامل اکونومايزرها، تبخیرسازها و سوپرهیترها می باشند.

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



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

در واقع از آنجا که بویلر بازیافت حرارت شامل سه بخش اکونومايزر، اواپراتور و سوپرهیتر است ، تعیین پارامترهایی نظیر pinch point و approach point ضرورت دارد. pinch point، برابر با اختلاف دمایی گازهای خروجی از اواپراتور و بخار اشباع ($3T_s - T_g$) و approach point برابر با اختلاف دمایی آب ورودی به اواپراتور و بخار اشباع ($2T_s - T_w$) است . میزان این دو پارامتر بر سائز اکونومايزر، اواپراتور و سوپرهیتر تأثیرگذار است . معمولا برای اجتناب از مشکلاتی نظیر لرزش و hammering در اکونومايزر، میزان approach point در

بویلرهای بازیافت حرارت با دمای دود ورودی ۳۷۰ الی ۶۵۰ درجه سانتیگراد، حدود ۵ الی ۲۵ درجه سانتیگراد انتخاب می گردد. برای این بویلرها در صورت وجود فین ، معمولا pinch point مناسب نیز در محدوده ۵ تا ۱۷ درجه سانتیگراد است [۱۹].

معمولا برای بررسی عملکرد یک مبدل حرارتی از پارامتری به نام Effectiveness (ϵ) استفاده می شود 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 می کند [۲۰].

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

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

$$Q = \dot{m}_{\text{Water}} (h_{\text{Water2}} - h_{\text{Water1}}) = \dot{m}_{\text{FuelGas}} (h_{\text{FuelGas2}} - h_{\text{FuelGas1}}) \quad (27-2)$$

و Q_{max} بیشترین انتقال حرارت ممکن در مبدل می باشد، که برابر با انتقال حرارتی است که یک سیال برای دستیابی به ماکزیمم اختلاف دمایی موجود در کل مبدل، مبادله می کند. ماکزیمم دمایی موجود در یک مبدل نیز اختلاف دمایی 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 می گردد، 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 [۲۱، ۲۰]. برای مبدلهای موجود در بویلر بازیافت حرارت و کل بویلر بازیافت حرارت، برابر است با:

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

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

براساس استاندارد ۱-ASME PTC، 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 Effectiveness, percent.

MTP Maximum theoretically possible.

برای بویلر بازیافت حرارت موازنه انرژی به صورت زیر تعریف می شود:

انرژی خروجی = انرژی ورودی

$$\dot{m}_{\text{FlueGas}} h_{\text{FlueGas}} - \dot{m}_{\text{Water}} h_{\text{Water}} - \dot{m}_{\text{FlueGas}} h_{\text{FlueGas}} - \dot{m}_{\text{BlowDown}} h_{\text{BlowDown}} - \dot{m}_{\text{Steam}} h_{\text{Steam}} \quad (29-2)$$

2

1

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

$$\eta = \frac{\text{Heat Absorbed by working fluids}}{\dot{m}_{\text{Heating gas turbine exhaust gas}} \Delta h_{\text{in}}} \times 100\%$$

که در این رابطه :

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

1 . Heat Recovery Steam Generator

رابطه زیر محاسبه می گردد [۱،۲۲]:

(30-2)

$$Heat_{absorbed\ by\ working\ fluids} = m_{HP\ steam} h_{HP\ steam} - m_{Feed\ Water} h_{Feed\ Water}$$

که m_{Steam} بیانگر دبی جرمی بخار آب تولیدی است و h_{Steam} و $h_{Feed\ water}$ 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 توربین های گازی و انرژی سوخت مصرفی (در صورت وجود مشعل کمکی) می باشد. 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 می شود، می توان 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 ۱-ASME PTC، 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 می آید، این روش مقطعی و دقیق است . روش مستقیم برای پایش مداوم بکار می رود، ولی نمی تواند 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].

$$\eta_{thermal} = \frac{Heat_{in} - Heat_{losses}}{Heat_{in}} \times 100\%$$

(31-2)

Heating turbine exhaust gas

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

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

انرژی ورودی

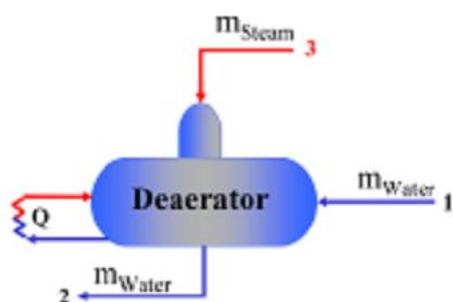
$$m\&WaterExWater_1 + m\&FlueGasExFlueGas_1 + m\&WaterExWater_2 + m\&FlueGas_2ExFlueGas_2 + m\&BlowDownExBlowDown = I$$

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

$$\eta_{Ex} = \frac{m\&Steam(Steam - Water)}{m\&ExInletFuelGas} \times 100\% \quad (33-2)$$

۲-۵-۲. بررسی عملکرد دیاریتور

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



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

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 گازطبیعی در واحدهای گازی نیروگاه = ۰ m_{Steam} 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 متعاقبا گرمایش آب موجود در دیاریتور صورت می پذیرد، ولی در صورت کاهش دمای دود توربینهای گازی به دلیل افت بار و در صورت استفاده از سوخت گازوئیل ، از مسیر بخار سوپرهیت فشار متوسط به سمت دیاریتور بخاری فرستاده می شود (m&Steam = 0). موازنه جرم در دیاریتور به صورت زیر می باشد.

$$m\&Water_1 = m\&Steam + m\&Water_2$$

(34-2)

2

1

موازنه انرژی برای دیاریتور به صورت زیر می باشد.

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

2)

$$m\&Water_2 \cdot h_{Water_2} = m\&Water_1 \cdot h_{Water_1} + m\&Steam \cdot h_{Steam} + m\&Recirculation \cdot \Delta h_{Evaporation}(atT)$$

2 2 Deaerator

1

1

$$m\&Water_2 \cdot h_{Water_2} = m\&Water_1 \cdot h_{Water_1} + m\&Steam \cdot h_{Steam} + m\&Recirculation \cdot (h_{SaturatedVapor} - h_{SaturatedLiquid})(atT)$$

2 2 Deaerator

1

1

موازنه انرژی برای دیاریتور به صورت زیر می باشد [۱۴].

(36-2)

$$m\&Water_2 \cdot Ex_{Water_2} = m\&Steam \cdot Ex_{Steam} + m\&Recirculation \cdot (Ex_{SaturatedVapor} - Ex_{SaturatedLiquid})(atT)$$

)

Deaerator 1

$$m\&Water_2 \cdot Ex_{Water_2} = m\&Water_1 \cdot Ex_{Water_1} + m\&Steam \cdot Ex_{Steam} + m\&Recirculation \cdot (Ex_{SaturatedVapor} - Ex_{SaturatedLiquid})(atT)$$

2 2

$$m\& Ex$$

1

1 . Vent

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 ($\sum E_i$)، تعریف می شود [۲]:

$$\eta_{th} = \frac{W_{turb}}{\sum E_i} \quad (37-2)$$

که منظور از توان تولیدی W_{turb} ، 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].

$$\eta = \frac{w_a}{w_s} = \frac{\sum E_i}{\sum E_i} \quad (38-2)$$

$$\eta = \frac{m \cdot h_{turb} - m \cdot h_{cond}}{m \cdot h_{turb} - m \cdot h_{s}} = \frac{m \cdot (h_{turb} - h_{cond})}{m \cdot (h_{turb} - h_{s})}$$

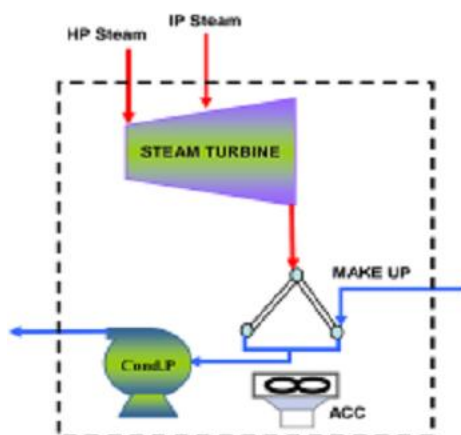
$$\frac{W_{turb}}{W_s}$$

با توجه به اینکه معمولا 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.

$$m_{\text{InletSteam}} - m_{\text{OutletSteam}} - m_{\text{CondensatePump}} - m_{\text{MakeUpWater}}$$

(39-2)

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 می توان براساس موازنه انرژی توربین ، کیفیت بخار خروجی توربین را تعیین کرد.

رابطه موازنه انرژی توربین بصورت زیر می باشد [۱۷].

(40-2)

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

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

(41-2)

$$\eta_{\text{Turbine}} = \frac{\dot{m}_{\text{Inlet HP Steam}} h_{\text{Inlet HP Steam}} - \dot{m}_{\text{Disch e Steam}} h_{\text{Disch e Steam}}}{\dot{m}_{\text{Inlet HP Steam}} h_{\text{Inlet HP Steam}} - \dot{m}_{\text{Inlet IP Steam}} h_{\text{Inlet IP Steam}} - \dot{m}_{\text{Disch e Steam}} h_{\text{Isen Disch e Steam}}}$$

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

$$\eta_{\text{Turbine}} = \frac{W}{W_{\text{Reversible}}} \quad (42-2)$$

$$\eta_{\text{Turbine}} = \frac{\sum \dot{m}_a \sum (h_{\text{Inlet}} - h_{\text{Exe}})}{\sum \dot{m}_a \sum (h_{\text{Inlet}} - h_{\text{Exe}})} \quad (43-2)$$

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

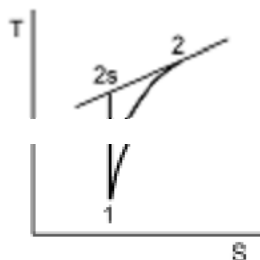
موازنه انرژی برای توربین به صورت زیر می باشد.

$$\dot{m} \sum E_{x_i} - \sum E_{x_e} - \dot{W}_a \quad (44-2)$$

که در این رابطه $\dot{W}_a$ باید بر حسب وات یا ضرایبی از آن باشد.

۴-۵-۲. تحلیل عملکرد پمپ

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



شکل ۹-۲. منحنی T-S پمپ

راندمان قانون اول پمپ به صورت نسبت کارایزنتروپیک (w_s) به کار واقعی پمپ (w_p) تعریف می شود [۱۵].

$$\eta_{is} = \frac{w_s}{w_p} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (45-2)$$

$$h_{2s} - h_1$$

$$h_2 - h_1$$

$$w_p$$

که در این رابطه h حجم موصول سیال ورودی است.

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

یعنی [۲۳]:

$$\eta_{II} = \frac{Ex_2 - Ex_1}{h_2 - h_1}$$

$$(46-2)$$

$$h_2 - h_1$$

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

$$(47-2) \quad Ex_2 - Ex_1$$

$$Ex_1 - w_p$$

$$Ex_2 - Ex_1$$

$$\Rightarrow \eta_{II} = \frac{w_p - (Ex_2 - Ex_1)}{h_2 - h_1 - (Ex_2 - Ex_1)}$$

۵-۵-۲. 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 می گردد.

از آنجا که کمپرسور یک توربوماشین است عملکرد آن را می توان 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 می گردد [۱۳]:

$$\eta_{is} = \frac{W_a}{W_s} \quad (48-2)$$

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 توربوماشین ها که انتقال حرارت سیال با محیط در مقایسه با کار انجام شده روی سیال قابل اغماض است ، W_s و W_a را می توان برابر با Δh_s و Δh_a که برابر با تغییر انتالپی سیال در شرایط

آیزنتروپیک و واقعي است ، در نظر گرفت و لذا :

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

راندمان آیزنتروپیک در کمپرسورها تا حد زيادي به نحوه طراحي و ساخت کمپرسور بستگي دارد. از آنجا که تغيير انتالپي برابر با حاصلضرب ظرفيت گرمائي و اختلاف دما است و ظرفيت گرمائي در حالت آیزنتروپیک و

واقعي را مي توان تقريبا ثابت و برابر در نظر گرفت ، η از رابطه ساده زير نيز قابل محاسبه است :

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

دماي هواي ورودي به کمپرسور و دماي هواي خروجي از کمپرسور است . از طرفي دماي آیزنتروپیک

هواي خروجي نيز از رابطه زير قابل محاسبه است :

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

نسبت ظرفيت گرمائي در فشار ثابت به نسبت ظرفيت گرمائي در حجم ثابت و در مورد هوا برابر با ۴/۱ ،

۲P و ۱P فشار هواي ورودي و خروجي کمپرسور است [۱۷].

درصورتیکه کمپرسور آدياباتیک نباشد و گاز عبوري توسط یک سيستم خنک کننده در اطراف پوسته کمپرسور سرد شود بهتر است از بازده دما ثابت استفاده شود [۹و۱۳و۱۷]. از

آنجا که توان ایزوترمال یک کمپرسور حداقل توان لازم برای فشرده سازی هوا در شرایط ایزوترمال است ، می توان راندمان ایزوترمال کمپرسور را به صورت نسبت توان ایزوترمال به توان واقعی کمپرسور و طبق رابطه ۵۲-۲ تعریف نمود [۹].

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

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

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

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

به منظور تعیین عملکرد یک تجهیز از جهت مصرف انرژی، عموماً انرژی مصرفی به ازاء واحد تولید آن تجهیز تعیین می گردد 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 ۱۰-۲ شماتیک ساده ای از یک کمپرسور ملاحظه می گردد. عملکرد کمپرسور به

صورت آدیاباتیک

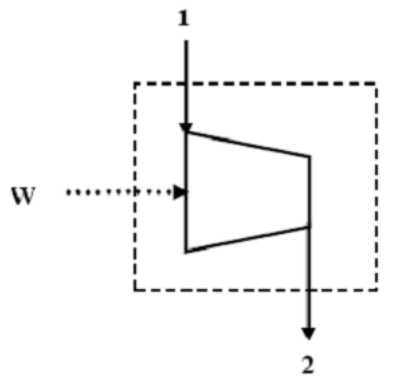
در نظر گرفته می شود. در این حالت [۲۳]:

$$Q = 0 \quad (54-2)$$

$$w = h_2 - h_1$$

$$ex_2 - ex_1 = w_{ex}$$

$$(55-2)$$



شکل ۱۰-۲. 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:

$$\eta = \frac{ex_2 - ex_1}{w_{ex}} = \frac{h_2 - h_1}{w_{ex}} \quad (56-2)$$

$$\eta = \frac{ex_2 - ex_1}{w_{ex}}$$

$$w_{ex}$$

۱۰-۲-۶. تحلیل عملکرد توربین گازی

راندمان آیزنتروپیک توربین گازی به صورت نسبت توان توليدي در حالت واقعي به توان توليدي در حالت آیزنتروپیک و طبق رابطه ۵۷-۲ تعريف مي گردد [۱۷].

$$\eta_{is} = \frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_{2a}} \quad (57-2)$$

و يا با فرض ثابت بودن ظرفيت گرمائي ويژه:

$$\eta_{is} = \frac{T_1 - T_{2s}}{T_1 - T_{2a}} \quad (58-)$$

2)

$$T_1 - T_{2s}$$

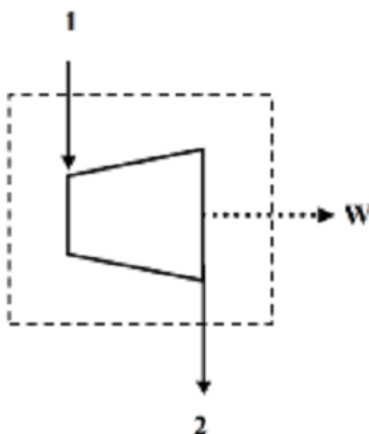
در اين رابطه T دماي هواي ورودي به توربين گازي و دماي هواي خروجي از توربين گازي است . دماي

آیزنتروپیک هواي خروجي نيز طبق رابطه ۵۱-۲ قابل محاسبه است که در آن P_1 و P_2 فشار

هواي ورودي و

خروجی توربین گازی است .

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



شکل ۱۱-۲. شماتیک توربین گازی

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

$$Q = 0$$

$$w = h_1 - h_2 \quad (59-2)$$

$$e_{x1} - e_{x2} = w_{ex}$$

$$(60-2)$$

در آنالیز اگزرژی توربین گازی، برعکس کمپرسور، اگزرژی مفید خروجی توربین گازی و

$$(1 - e_{xex})$$

اگزرژی ورودی آن، می باشد:

$$(61-2)$$

$$e_{x1} - e_{x2}$$

$$w_{ex} = w = h_1 - h_2$$

$$e_{x1} = e_{x2}$$

$$(62-2)$$



PowerEn.ir

بنابراین :

$$\begin{matrix} & h-h \\ \square \parallel \square \square_1 & 2 \\ & ex_1 \ ex_2 \end{matrix}$$

(63-2)

۳۴

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

ذکر است کلیه محاسبات بر مبنای شرایط محل ۱ و سوخت گاز طبیعی در بار پایه صورت می گیرد.

۱-۳. 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 انرژی توربین و شدت مصرف انرژی توربین محاسبه می گردد. 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.

۱-۱-۳. موازنه انرژی توربین گازی

با نوشتن موازنه انرژی برای توربین گازی می توان توان تولیدی توربین را تعیین کرد. لازم به ذکر است، در گزارش حاضر اطلاعات مربوط به انتالپی، انتروپی و نیز انتالپی خروجی در حالت

آیزنتروپیک برای دود با استفاده از بانک اطلاعاتی نرم افزار Aspen Hysys ۲۰۰۴ و با در نظر گرفتن معادله حالت Robinson-Peng نسبت به دمای مرجع ۲۵ درجه سانتیگراد ارائه شده است :

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

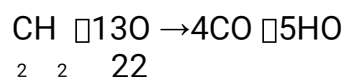
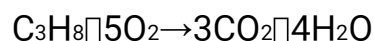
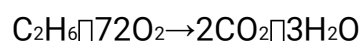
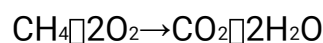
1 . Site Condition($T=31^{\circ}\text{C}$)

2 . Base Load

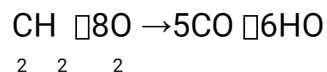
۳ - مرجع دما بر مبنای پیش فرض نرم افزار (دمای ۲۵ درجه سانتیگراد) است .
۴ . در توربینهای گازی به دلیل بالا بودن درصد هوای اضافی این فرض صحیح است .
۳۵

ورودي و خروجي توربين را به دست آورد.

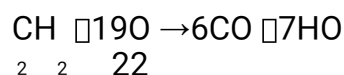
لازم به ذکر است ، آنالیز گازهاي خروجي از دودکش توربين گازی GT۳ در شرایط تست کارایی بویلرهای بازیافت حرارت موجود می باشد که در این زمان توان تولیدی این واحد ۱۸۵/۱۱۲ مگاوات بوده است .
واکنش های حاصل از احتراق کامل ترکیبات موجود در گاز طبیعی به صورت زیر می باشد.



4 10



5 12



6 14

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

$$\frac{1}{100} \times 0.4405 \text{ Kg/mole S} \quad \text{KgS}$$

moles of Natural Gas:

$$8.057$$

$$18.29 \text{ Kg/mole}$$

$$365.28$$

$$\frac{1}{100} \times 12.62 \text{ Kg/mole S} \quad \text{KgS}$$

$$28.95 \text{ Kg/mole}$$

moles of air:

$$\text{moles of air}$$

$$28.64$$

$$\text{moles of Natural Gas}$$

انتالپی گازهای ورودی و خروجی توربینهای گازی بر مبنای آنالیز گازهای خروجی از محفظه

احتراق با فرض

احتراق کامل سوخت برابر است با:

$$\Rightarrow h_1 = 1235.3 \text{ Kj/Kg}$$

$$T_1 = 1085^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 12.75 \text{ bar}$$

$$\Rightarrow h_2 = 557.507 \text{ Kj/Kg}$$

$$T_2 = 28^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 903.57 \text{ mbar}$$

$$W = \frac{1 \text{ ton/Kg} \cdot 3600 \text{ hr/Sec} \cdot \text{thorn} \cdot m_{\text{FlueGas}} \cdot h}{KJ/kg} \quad Wt$$

$$\eta = \frac{(1 - \frac{1}{\gamma}) \cdot (1344 - 1000 \cdot \frac{1}{\gamma})}{(1235.3 - 557.507)}$$

$$W = 253045 \text{ KW} = 253 \text{ MW}$$

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

راندمان آیزنتروپیک توربین گازی برابر است با:

$$\eta_{\text{isentropic}} = \frac{W_a}{h_1 - h_{2a}}$$

$$W = h_1 - h_{2s}$$

$$\Rightarrow h_1 = 1235.3 \text{ KJ/Kg}, \quad S_1 = 0.9815 \text{ KJ/(Kg} \cdot \text{°C)}$$

$$T_1 = 1085 \text{ °C}$$

$$P_1 = 12.75 \text{ bar}$$

$$\Rightarrow h_{2a} = 528 \text{ °C}$$

$$T_{2a}$$

$$h_{2a} = 557.4 \text{ KJ/Kg}, \quad S_{2a} = 1.1155 \text{ KJ/(Kg} \cdot \text{°C)}$$

$$P_2 = 903.57 \text{ mbar}$$

$$\Rightarrow T_{2s} = 440.5 \text{ °C}, \quad h_{2s} = 456.3 \text{ KJ/Kg}$$

$$S_2 = S_1 = 0.9815 \text{ KJ/(Kg} \cdot \text{°C)}$$

$$P_2 = 903.57 \text{ mbar}$$

$$\eta = \frac{1235.3 - 557.4}{1235.3 - 456.3} = 87.02\%$$

$$\eta =$$

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

$$\eta_{is} = 1 - \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\eta_{is} = 1 - \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\eta_{is} = 1 - \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$T_{2s} = 637.72K = 364.57C$$

$$T = 1085C = 1358.15K$$

$$\eta_{is} = 1 - \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$1085 - 528$$

$$\eta_{is} = 1 - \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

۳-۱-۳. آنالیز انرژی توربین گازی

انرژی مفید خروجی توربین گازی w_{ex} و انرژی ورودی آن، $1 - ex_{ex}$ می باشد و لذا:

$$w_{ex} = h_1 - h_2 = 1235.3 - 557.507 = 677.8 \text{ KJ}$$

Kg

$$ex = (h - h_o) - T_o(s - s_o) = ex_{ch}$$

با توجه به عدم وجود واکنش شیمیایی در توربین گازی:

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

$$= 1235.3 - 557.51 - 288.150.9815 - 1.1155 = 716.4 \text{ KJ/Kg}$$

راندمان انرژی توربین گازی نیز برابر است با:

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

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 انرژی کمپرسور و شدت مصرف انرژی کمپرسور هوا محاسبه می گردد.

اطلاعات طراحی مورد نیاز برای تحلیل عملکرد کمپرسور هوا در شرایط دمایی هوایی

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، می بایست 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.

$$m_{\text{air}} + m_{\text{FlueGas}} - m_{\text{NaturalGas}} = (1344 \text{ ton} - 1000 \text{ Kg}) \times 1 \text{ hr} - 8.057 \text{ Kg} \times 365.28 \text{ Kg} \\ \text{Sec} \quad \text{Sec} \quad 3600 \text{ Sec} \quad 1 \text{ ton} \quad \text{hr}$$

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

نوشتن موازنه انرژی

حول محفظه احتراق، انتالپي هواي ورودي به محفظه احتراق (هواي خروجي از کمپرسور) تعيين

مي گردد.

لازم به ذکر است ، اطلاعات مربوط به انتالپي ، انتروپي و نیز انتالپي خروجي در حالت آيزنتروپيك براي هوا با استفاده از بانک اطلاعاتي نرم افزار Aspen Hysys ۲۰۰۴ و با در نظر گرفتن معادله حالت NRTL نسبت به دماي مرجع ۲۵ درجه سانتیگراد ارائه شده است :

موازنه انرژي حول محفظه احتراق به صورت زیر مي باشد:

$$\dot{m}_{air} h_{inletair} + \dot{m}_{Fuel} LHV_{Fuel} = \dot{m}_{FlueGas} h_{FlueGas}$$

$$\dot{m}_{FlueGas} h_{Turbineinlet} = 1235.3 \text{ Kj} / \text{Kg}$$

$$\frac{365.28 \text{ Kg}}{\text{Kg}} \frac{h_{inletair}}{\text{Sec}} + \frac{8.057 \text{ Kg}}{\text{Kg}} \frac{LHV_{Fuel}}{\text{Sec}} = \frac{38962 \text{ Kj}}{\text{Kg}} \frac{\dot{m}_{FlueGas}}{\text{Kg}} \frac{h_{FlueGas}}{\text{Sec}} + \frac{373.33 \text{ Kg}}{\text{Kg}} \frac{1235.3 \text{ Kj}}{\text{Sec}}$$

$$\dot{m}_{inletair} h_{inletair} = 403 \text{ Kj} / \text{Kg}$$

در صورت فرض صحت دما و فشار تقريبي داده شده براي خروجي کمپرسور واحد گازي نيروگاه مورد نظر راندمان موازنه انرژي حول محفظه احتراق برقرار نخواهد بود و انرژي خروجي از مجموع انرژي هاي ورودي بيشتري مي شود.

$$\begin{aligned} & \cong 0 \\ & \dot{m}_{H_2} h_{H_2} = 364.3 \text{ Kj/Kg} \quad T_2 = 80^\circ\text{C} \\ & P_2 \cong 13 \text{ mbar} \quad 12.75 \text{ bar} \end{aligned}$$

$$\left(\frac{365.28 \text{ Kg}}{\text{Kg}} \frac{h_{inletair}}{\text{Sec}} + \frac{8.057 \text{ Kg}}{\text{Kg}} \frac{LHV_{Fuel}}{\text{Sec}} \right) < \left(\frac{38962 \text{ Kj}}{\text{Kg}} \frac{\dot{m}_{FlueGas}}{\text{Kg}} \frac{h_{FlueGas}}{\text{Sec}} + \frac{373.33 \text{ Kg}}{\text{Kg}} \frac{1235.3 \text{ Kj}}{\text{Sec}} \right)$$

توان مصرفي کمپرسور هوا با نوشتن موازنه انرژي براي آن تعيين مي گردد.

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

$$\Rightarrow \dot{m}_{air} h_1 = 5.947 \text{ Kj/Kg}$$

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

$$P_1 = 886.14 \text{ mbar}$$

$$h_2 = h_{inlet\ air\ to\ Combustion\ chamber} = 403 \text{ Kj/Kg}$$

$$W_c = \dot{m}_{air}(h_2 - h_1) = 365.28 \text{ Kg} \cdot (403 - 5.947) \text{ Kj} = 145035 \text{ KW} = 145.03 \text{ MW}$$

$$\text{Kg}$$

$$\text{Sec}$$

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



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

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 دمایی خروجی کمپرسور بر مبنای انتالپی به دست آمده از موازنه انرژی حول محفظه احتراق راندمان ایزنتروپیک به روش زیر محاسبه می شود.

$T_2 = 416.3^\circ\text{C}$ $h_2 = 403 \text{ kJ/kg}$
 $P_2 \cong 13 \text{ kg/cm}^2$

$$\eta = \frac{377.73 - 31}{100} = 89.99\% \quad \eta_{is} = \frac{416.331 - 31}{100} = 93.73\%$$

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

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

$$T_1 = 31^\circ\text{C} \quad T_2 = 377.73^\circ\text{C}$$

$$h_1 = 5.947 \text{ Kj/Kg}, S_1 = 5.467 \text{ Kj/(Kg.C)}$$

$$P_1 = 886.14 \text{ mbar}$$

$$S_2 = S_1 = 5.467 \text{ Kj/(Kg.C)} \Rightarrow T_{2s} = 370.8^\circ\text{C}, h_{2s} = 354.5 \text{ Kj/Kg}$$

$$P_2 = 13 \text{ Kg/Cm}^2$$

۴۰

$$354.5 - 5.947$$

$$\frac{100 \times 87.78\%}{403 - 5.947}$$

$$s \approx$$

راندمان آیزوترمال کمپرسور برابر است با :

$$\frac{C_{Isothermal}}{M_w R T} \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$$

Actual Input Power

$$\frac{8.314 \text{ Kj/Kgmol.K} \times 304.15 \text{ K} \times \ln(12.75/0.886)}{29 \text{ Kg/Kgmol} \times (4035.947) \text{ Kj/Kg}} \times 100 = 58.54\%$$

C, Isothermal

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

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

$$\dot{m}_{air} = 365.28 \text{ Kg/s}$$

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

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:

$$\text{شدت مصرف انرژی کمپرسور} = \frac{145.03 \text{ KW}}{365.28 \text{ Kg/Sec} \times (1.014 \text{ Kg/m}^3)} = \frac{402.6 \text{ Kj/m}^3}{1000} = 0.4026 \text{ MW}$$

$$(365.28 \text{ Kg/Sec}) \times (1.014 \text{ Kg/m}^3) \text{ MW}$$

۴-۲-۳. آنالیز اگزرژی کمپرسور هوا

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

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

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

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

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

۴۱

$$T = 31^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{Q}_1$$

$$\dot{Q}_1 \Rightarrow \dot{Q}_1 h_1 = 5.947 \text{Kj/Kg}, S_1 = 5.467 \text{Kj/(Kg.C)}$$

$$P_1 = 886.14 \text{ mbar}$$

$$P =$$

$$\dot{Q}_2 \Rightarrow T_2 = 416.3^{\circ}\text{C},$$

$$T_2 = 403 / 2$$

$$S_2 = 5.541 \text{Kj/(Kg.C)}$$

$$h = \text{Kj Kg}$$

$$P_2 \cong 13 \text{Kg/Cm}$$

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

راندمان اگزرژی یک کمپرسور نیز به صورت زیر محاسبه می گردد.

$$\eta_{ex} = \frac{ex_2 - ex_1}{\dot{Q}_1}$$

$$\eta_{ex} = \frac{374.99}{100} = 94.44\%$$

$$ex - ex$$

$$397.05$$

$$we_x$$

۳-۳. آنالیز انرژی و اگزرژی 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 اگزرژی 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.

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

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

$$\frac{\text{PowerProduction}}{\text{EnergyInput}} = \frac{100600}{8.057 \text{ Kg/S} \times 38962 \text{ Kj/Kg}} \times 100 = 32.05\%$$

در مدارک طراحی نیروگاه نیز راندمان واحدهای گازی نیروگاه در شرایط دمایی محیط ۳۱ درجه سانتیگراد برابر با ۵/۳۲٪ ذکر شده است.

Heat Rate نیروگاه نیز به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$\text{Heatrate} = \frac{10646.3 \text{ BTU}}{0.3205 \text{ KWh}} = 3412.14 \text{ BTU/KWh}$$

$$\text{Heatrate} = \frac{2682.81 \text{ Kcal}}{0.3205 \text{ KWh}} = 859.84 \text{ Kcal/KWh}$$

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

راندمان اگزرژی واحد گازی نیروگاه حاضر که نسبت اگزرژی خروجی به نسبت اگزرژی ورودی

نیروگاه گازی

است ، به صورت زیر محاسبه می گردد:

$$\eta_{\text{Ex}} = \frac{\text{Produced Power}}{E_{\text{fuel}}}$$

$$E_{\text{Ex}} = \sum_i m_i [(h - h_o) - T_o (s - s_o)]$$

برای سوخت اگزرژی ترمومکانیکی در مقابل اگزرژی شیمیایی قابل اغماض است و می توان

از آن صرف نظر

کرد.

$$E_{\text{Ex}} = \sum_i m_i [(h - h_o) - T_o (s - s_o)]$$

اطلاعات مربوط به اگزرژی شیمیایی سوخت گاز طبیعی مورد استفاده در واحد گازی

نیروگاه حاضر در شرایط طراحی بررسی شد و ملاحظه شد که اگزرژی سوخت برابر با ۸۷۴۸۷۰

کیلو ژول بر کیلوگرم مول است .

$$E_{\text{Ex}} = 874870 \text{ KJ/Kgmole}$$

$$E_{\text{Ex}} = 0.057 \text{ Kgs}$$

$$385392.4 \text{ KW} \approx 385.39 \text{ MW}$$

$$18.29 \text{ Kg/Kgmole}$$

$$100.6$$

$$100 \approx 26.1\%$$

$$\eta_{\text{Ex}} =$$

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

جریانهای انرژی ورودی و خروجی در بخشهای مختلف نیروگاه گازی را می توان به صورت زیر

مشخص کرد:

انرژی سوخت ورودی:

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

انرژی هوای ورودی به کمپرسور:

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

برابر است با:

$$\text{Inlet air to compressor energy} = 365.28 \text{ (Kg/Sec)} \times 0.000000 \text{ j/Kg} = 0.000000 \text{ MW}$$

انرژی هوای خروجی کمپرسور:

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

1

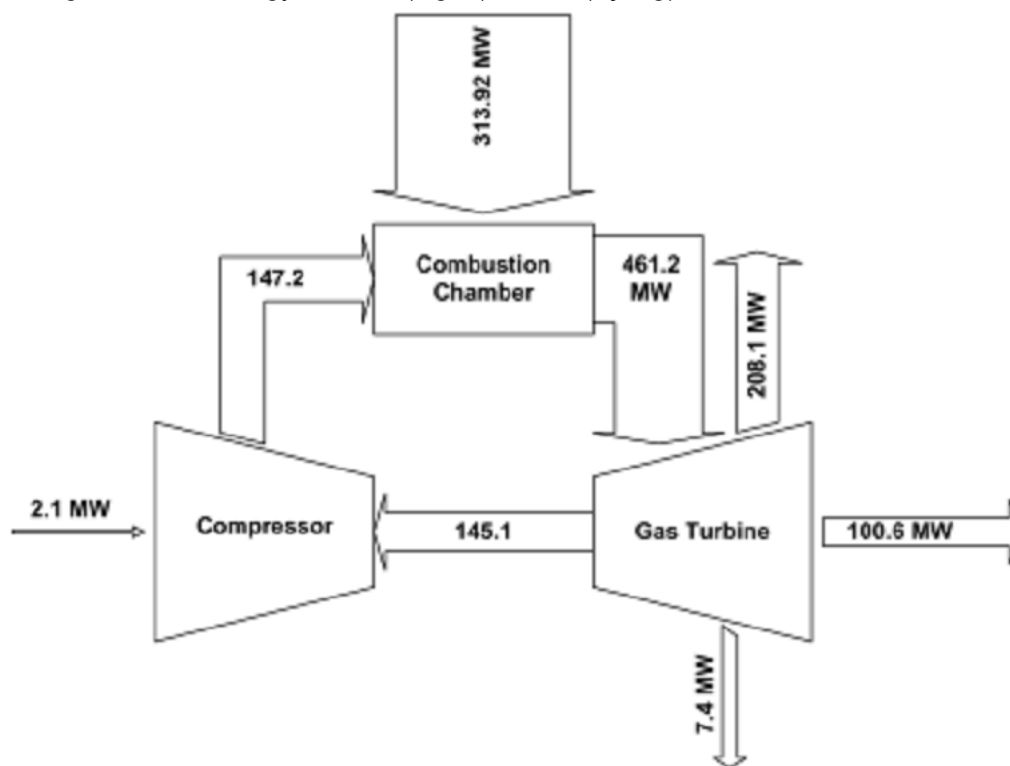
انرژی گازهای ورودی توربین گازی :

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

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

انرژی گازهای خروجی توربین گازی:

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



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

۳-۳-۴. تحلیل ترمودینامیکی نیروگاه گازی

در شکل ۲-۳ سیکل ایده آل برای تون با منحنی ممتد و سیکل واقعی توربین گازی توسط خط چین مشخص شده است. چنانچه ملاحظه می گردد در سیکل واقعی فرآیندهای فشرده سازی در کمپرسور و انبساط در توربین گازی آیزنتروپیک نیست، به علاوه افت فشار در محفظه

احتراق نیز در در نظر گرفته شده است . در حالیکه دبی و ترکیب درصد گازهای احتراق برای ترسیم سیکل در حالت واقعی نیز ثابت فرض می شود.

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

برای سیکل برایتون با توجه به محاسبات صورت گرفته :

$$T_1 - T_2 = T_3 - T_{2s}$$

$$\eta_h = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{2s}}$$



1085-416.3

T3

برای سیکل گازی واقعی :

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

ملاحظه می گردد که راندمان سیکل گازی برابر با ۷/۲۵٪ است ، در حالیکه راندمان سیکل

برایتون برابر با

۸۴/۵۲٪ 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 می گردد.

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

انواع جریانهای انرژی ورودی و خروجی در بخشهای مختلف نیروگاه گازی را می توان

به صورت زیر

مشخص کرد:

انرژی سوخت ورودی:

$$ex_{fuel} \cong ex_{chfuel} \approx 47833.24 \text{Kj/Kg}$$

$$\frac{Inletfuel exergy}{Kg} = \dot{m}_{fuel} ex_{fuel} = E_{\&x_{fuel}} = 8.057 \text{Kg} \times 47833.24 \text{Kj} = 385.4 \text{MW}$$

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.

$$ex_{acihrin} = 0.21 \times 3970 + 0.79 \times 720 = 1402.5 \text{Kj/Kgmole} \approx 48.63 \text{Kj/Kg}$$

$$ex_{air,in} = 5.947 - 298.15 \ln \left(\frac{5.467}{5.409} \right) = 48.63 - 37.28 \text{Kj/Kg}$$

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

انرژی هوای خروجی کمپرسور:

$$ex_{airout} = 403 - 298.15 \ln \left(\frac{5.541}{5.409} \right) = 48.63 - 412.27 \text{Kj/Kg}$$

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

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.

$$ex_{cflhugasout} = 260291.5 \text{Kj/Kgmole} - 28.44 \text{ Kg} \approx 91.52 \text{Kj/Kg}$$

$$ex_{fluegasin} = 1235.3 - 298.15 \times 0.9815 \times 91.52 = 1034.18 \text{Kj/Kg}$$

$$Inletfluegastogasturbineexergy = 373.33 \text{Kg/S} \times 1034.18 \text{Kj/Kg} = 386.09 \text{MW}$$

اگر رژی گازهای خروجی توربین گازی :

$$ex_{fluegasout} = 557.4 - 298.15 \times 1.1155 \times 91.52 = 316.33 \text{Kj/Kg}$$

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

تلفات اگزرژی محفظه احتراق:

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

چنانچه ملاحظه می گردد تلفات اگزرژی محفظه احتراق قابل ملاحظه و حدود ۲۸ درصد اگزرژی ورودی محفظه احتراق است .

تلفات اگزرژی کمپرسور هوا:

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

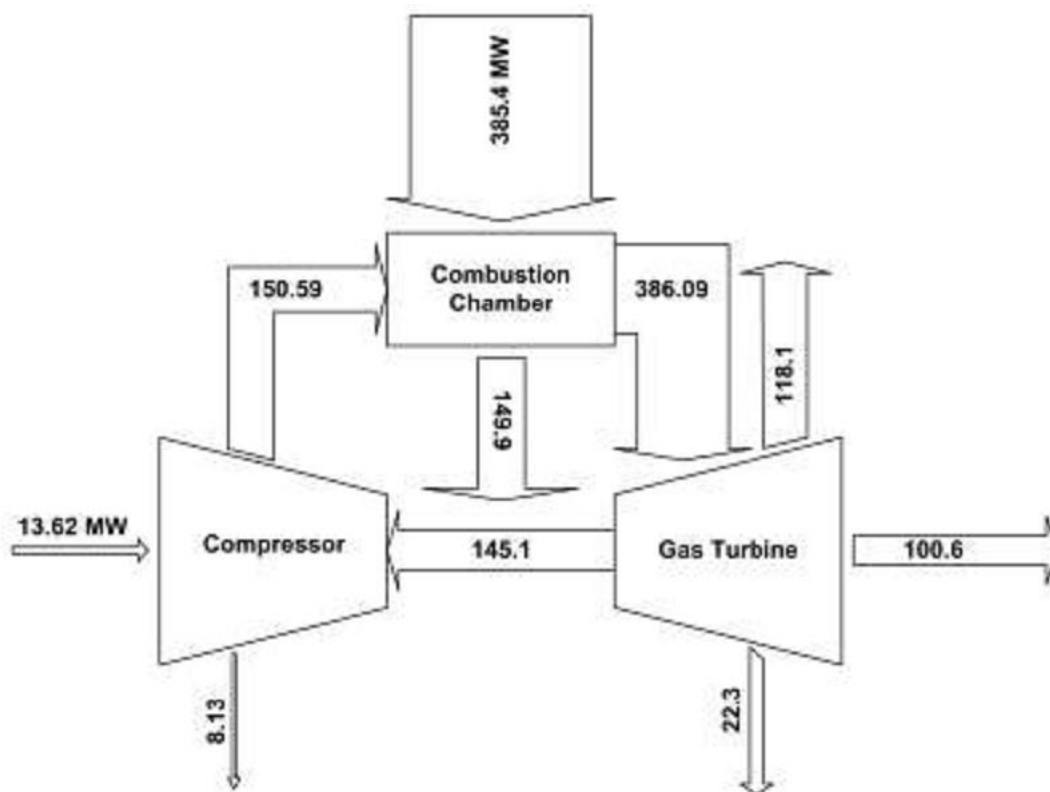
تلفات اگزرژی توربین گازی :

Exergy losses of flue gas from gas turbine 118.1 MW

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

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

نمودار جریانهای اگزرژی مطابق شکل ۳-۳ خواهد بود.



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

۴-۳. آنالیز انرژی و انرژی 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 مبدل‌های موجود در مرکز تولید بخار، دمای دود در نقاط مختلف بویلر بازیافت حرارت مشخص می‌شود. اطلاعات ترمودینامیکی سیکل تولید بخار در شرایط بار پایه در شکل ۴-۳ ارائه شده است. لازم به ذکر است مرجع انتالپی و انتروپی برای آب و بخار نقطه سه گانه آب می‌باشد و مرجع انتالپی و انتروپی دود در واحد بخار براساس استاندارد ASME -۲ PTC ۴ دمای محیط و فشار اتمسفر در نظر گرفته شده است.

۴-۳-۱. آنالیز انرژی و انرژی و تحلیل عملکرد دیاریتور

اطلاعات مورد نیاز برای موازنه انرژی و انرژی دیاریتور 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 دیاریتور در بار پایه و دمای ۳۱°C

نام جریان	انتالپی فشار دما دبی							انتروپی (SEvap) $\Delta h - T_0$
bar	Kj/Kg	Kj/Kg	Kj/Kg	Kj/(Kg.C)	Kg/S	°C		
آب ورودی	۵۶/۱۳	۱۲۳	۱۶/۲	۵۱۷/۵	۱/۵۶	۹۱/۴۲	-	-
					4			
آب خروجی	۵۶/۱۳	۱۳۹/۸	۳/۶	۵۸۸/۵	۱/۷۳۷۷	۱۱۳/۸۶	-	-
1						5		
مسیر ری						2143.3		
5.184	-			- 140.3	3.6	-		
سیرکوله						8		

°*T 273.15

موازنه جرم دیاریتور:

$$\dot{m}_{\text{Water}} + \dot{m}_{\text{Steam}} = \dot{m}_{\text{Water}}$$

$$56.13 \text{ Kg} + 0 = 56.13 \text{ Kg}$$

Sec

1

Sec

موازنه انرژی دیاریتور:

$$\dot{m}_{\text{Water}} \cdot h_{\text{Water}} + \dot{m}_{\text{Water}} \cdot h_{\text{Water}} + \dot{m}_{\text{Steam}} \cdot h_{\text{Steam}} + \dot{m}_{\text{Recirculation}} \cdot (\Delta h_{\text{Evaporation}})$$

$$56.13 \text{ Kg} \cdot 517.53 \text{ Kj} + 0 \cdot \dot{m}_{\text{Recirculation}} \text{ Kg} \cdot 2143.38 \text{ Kj} + 56.13 \text{ Kg} \cdot 588.51 \text{ Kj}$$

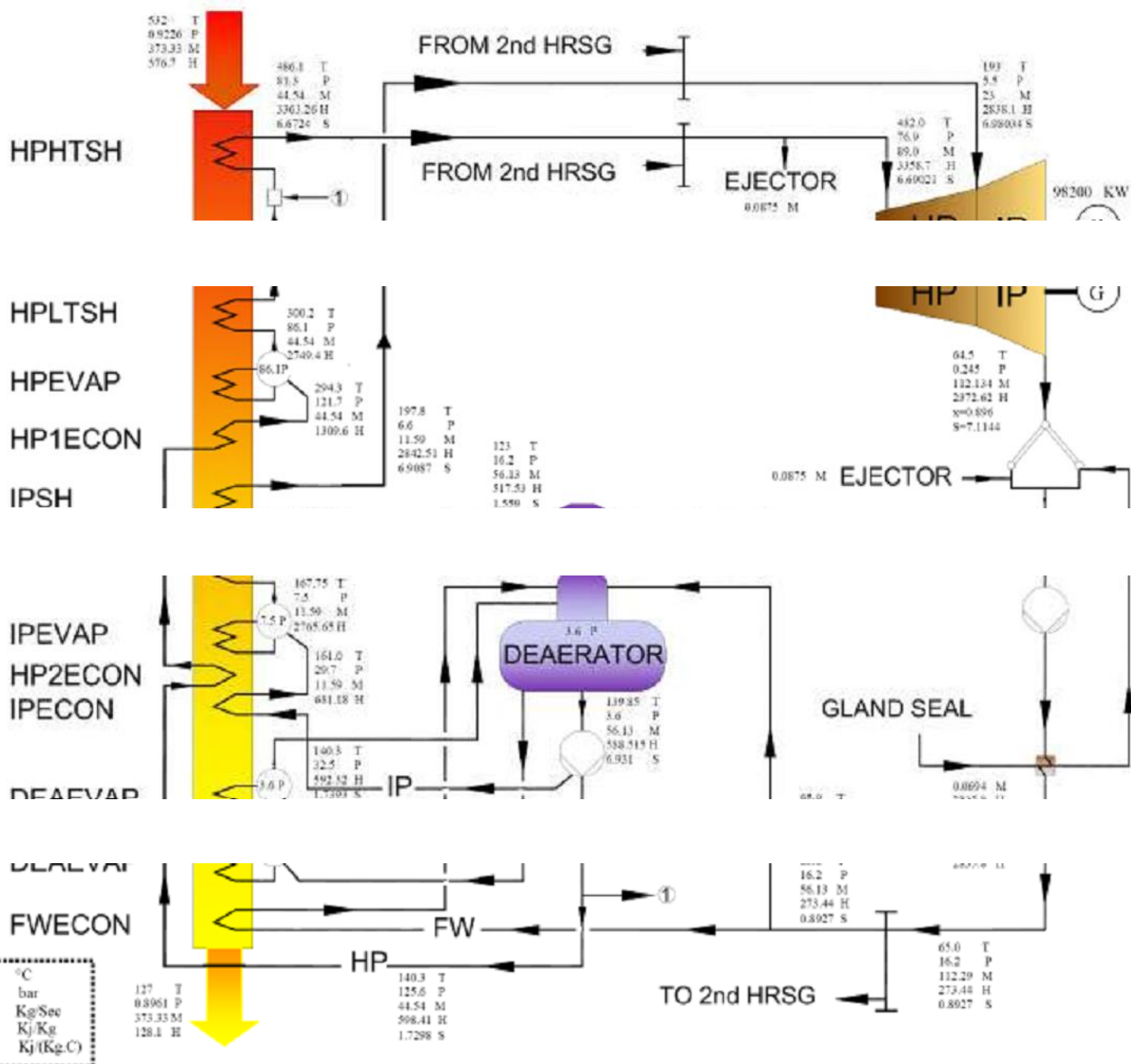
Kg Sec Kg Sec Kg Sec

Sec

$$\Rightarrow \dot{m}_{\text{Recirculation}} = 1.86 \text{ Kg}$$

Sec

۴۸



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



PowerEn.ir

موازنه انگرژی برای دیاریتور:

$$\dot{m}_{\text{Water}} \cdot \text{Ex}_{\text{Water}} + \dot{m}_{\text{Steam}} \cdot \text{Ex}_{\text{Steam}} + \dot{m}_{\text{Recirculation}} \cdot (\text{Ex}_{\text{SaturatedVapor}} - \text{Ex}_{\text{SaturatedLiquid}})_{\text{atT}_1} - \dot{m}_{\text{Water}} \cdot \text{Ex}_{\text{Water}}_{\text{atT}_2} = 0$$

Deaerator 1 2

$$56.13 \cdot 91.43 + 0 + 1.86 \cdot (2143 - 273.15 \cdot 5.184) - 56.13 \cdot 113.86 = 93.21 \text{ KJ/Sec}$$

۳-۴-۲. آنالیز انرژی و تحلیل 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:

$$Q_{\text{FlueGas}} = \dot{m}_{\text{FlueGas}} \cdot C_p \cdot (T_{\text{out}} - T_{\text{in}})$$

kg Sec KJ

$$Q_{\text{FlueGas}} = 373.33 \text{ kg/sec} \cdot (576.7 - 128.1) \text{ K} = 167475.84 \text{ KJ/sec}$$

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

نتایج موازنه انرژی مبدل های 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				
h_{in}	h_{out}	T_{out}	Q	Q^*	Properties	$\dot{m}$	h_{out}	h_{in}	
KJ	KJ	KJ	KJ	KJ	KJ	Kg	KJ	KJ	Kg
Sec	Kg	Sec	Sec	Sec	Sec	Sec	Kg	Kg	Name
Kg	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

$Q_{\text{FlueGas}} = 167475.84$ $Q_{\text{Water} \rightarrow \text{team}} = 66917.1$

TOTAL

۵۰

*. درصد تلفات دود $((167475.84 - 166917.1) / 167475.84) = 0.33\%$ در تبدیل $Q_{Water} \rightarrow Q_{Steam}$ به $Q_{FlueGas}$ در تمام مراحل

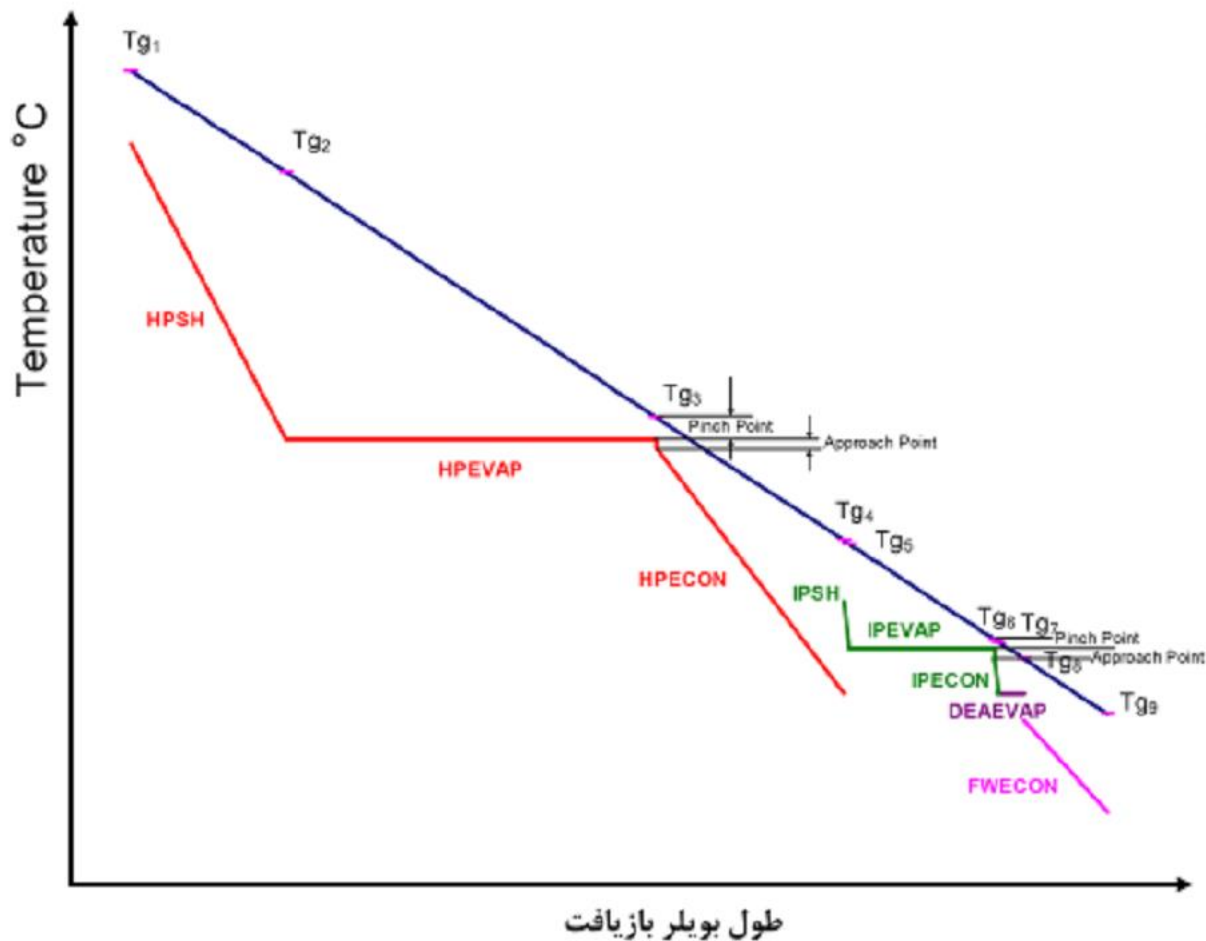
در نظر

167475.84

گرفته شده است .

پرو فایل 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.

۶۸۲۰۰ دلیووات در شکل ۵-۲ ملاحظه می گردد.



شکل ۵-۳. شمایی از پروفایل دما در نقاط مختلف بویلر باز یافت حرارت نیروگاه حاضر در شرایط طراحی با بار پایه و دمای ۳۱°C

$$\text{HP Pinch Point} = T_{g3} - T_s = 314.4 - 300.2 = 14.2^{\circ}\text{C}$$

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

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

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

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

g_3

$g_1 =$

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

$$Q_{\max} = 175324.07 \text{ Skejc}$$

$$167396.1$$

$$\frac{0.9548}{175324.07}$$

$$\Rightarrow \frac{1}{175324.07}$$

۵۲

۳-۴-۴. محاسبه راندمان بویلر

راندمان بویلر به مفهوم نسبت انرژی مفید خروجی به کل انرژی ورودی می باشد. که از رابطه زیر محاسبه می گردد.

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

که در این رابطه :

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

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

$$\text{Heat absorbed by working fluids} = 11.59 \times 2842.51 - 44.54 \times 3363.26 - 56.13 \times 273.44$$

$$= \frac{167396.1 \text{ KJ}}{\text{Sec}}$$

که $\dot{m}_{\text{Steam}}$ بیانگر دبی جرمی بخار آب تولیدی است و $\dot{m}_{\text{HSteam}}$ و $\dot{m}_{\text{HFeedwater}}$ 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 توربین های گازی می باشد.

$$\text{Heating turbine exhaust gas} = \dot{m}_{\text{Flue Gas}} h_{\text{Flue Gas (at T Flue Gas)}}$$

$$= \frac{373.33 \text{ KJ}}{\text{Sec}} + \frac{576.7 \text{ KJ}}{\text{Kg}} \times 215299.4 \text{ Kg} = 124537.4 \text{ KJ/Sec}$$

167396.1
□□100□77.75%
215299.4

□□ =

۳-۴-۵. بالانس اگزرژی بویلر بازیافت حرارت

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

1 . Heat Recovery Steam Generator

۵۳

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

و بار پایه							
h-ToS Properties	S	h	P	m&	T		
Name bar	Kj/Kg	Kj/Kg.K	Kj/Kg	Kg/Sec	°C		
آب ورودی	56.13	65	16.2	273.44	0.8927	2.0592	
بخار فشار متوسط خروجی	۱۱/۵۹	۱۹۷/۸	۶/۶	۲۸۴۲/۵۱	۶/۹۰۹	۷۴۲/۱۷۴	۴۴/۵۴ ۴۸۶/۱ ۸۱/۳ ۳۳۶۳/۲۶ ۶/۶۷۲ ۱۳۳۴/۹۷
دود ورودی	373.33	532	0.9226	576.7	1.161	223.756	
دود خروجی	373.33	127	0.8961	128.1	0.423	-0.492	

تعیین انرژی گازهای ورودی به بویلر بازیافت حرارت :

$$E_{\text{InletFlueGas}} = 373.33 \text{ Kg} \cdot (576.7 - 304.15) \cdot 1.161 = 83.47 \text{ MW} \cdot \text{Sec}$$

$$E_{\text{OutletFlueGas}} = 373.33 \text{ Kg} \cdot (128.1 - 304.15) \cdot 0.423 = -0.207 \text{ MW} \cdot \text{Sec}$$

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

بازگشت ناپذیری + انرژی خروجی = انرژی ورودی

I&

$$E_{\text{IPWater}} + E_{\text{HPWater}} + E_{\text{FWEconomizaer}} + E_{\text{DEAEVAPIn}} + E_{\text{InletFuelGas}}$$

$$- E_{\text{DEAEVAPOut}} - E_{\text{OutletFuelGas}} - E_{\text{IPSteam}} - E_{\text{HPSteam}} - E_{\text{FWEconomizaer}}$$

$$E_{\text{IPWater}} = 11.59 \text{ Kg} \cdot (592.32 - 273.15) \cdot 1.739 = 1.36 \text{ MW}$$

&

Kg

Sec

$E\&x_{HPWater} = 44.54 \text{ Kg} \cdot (598.41 - 273.15) \cdot 1.73 \text{ Kj} = 5.606 \text{ MW}$

Kg

Sec

$E\&x_{FWEconomizaer} = 56.13 \text{ Kg} \cdot (273.44 - 273.15) \cdot 0.8927 \text{ Kj} = 1.66 \text{ MW}$

Kg

Sec

in

$E\&x_{DEAEVAP} - E\&x_{DEAEVAP} = 1.86 \cdot (2143.38 - 273.15) \cdot 5.184 \text{ Kj} = 1.35 \text{ MW}$

In

Out

$E\&x_{IPSteam} = 11.59 \text{ Kg} \cdot (2842.51 - 273.15) \cdot 6.9087 \text{ Kj} = 11.073 \text{ MW}$

&

Kg

Sec

$E\&x_{HPSteam} = 44.54 \text{ Kg} \cdot (3363.26 - 273.15) \cdot 6.6724 \text{ Kj} = 68.622 \text{ MW}$

Kg

Sec

$E\&x_{FWEconomizaer}$

$= 56.13 \text{ Kg} \cdot (517.53 - 273.15) \cdot 1.559 \text{ Kj} = 5.146 \text{ MW}$

Kg

Sec

Out

۵۴

$$I\&1.36\&5.606\&1.66\&83.47-1.35-11.073-68.622-5.146-(-0.207)\&6.11MW$$

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

راندمان اگزرژی (قانون دوم) برای بویلرهای بازیافت حرارت را به صورت زیر می توان نوشت .

$$\frac{\dot{m}_{II} \left(\text{Steam} - \text{Water} \right)}{\dot{m}_{\text{Ex}} \text{Ex} - \dot{m}_{\text{Ex}} \text{Ex}} = 100\%$$

$$\dot{m}_{\text{Ex}} \text{Ex} - \dot{m}_{\text{Ex}} \text{Ex} = \dot{m}_{\text{FlueGas}} \text{Ex} - \dot{m}_{\text{InleFuelGas}} \text{Ex}$$

$$44.54\&1334.97\&11.59\&742.174-56.13\&2.0592$$

$\dot{m}_{II} =$

$$\frac{\dot{m}_{II} \left(\text{Steam} - \text{Water} \right)}{\dot{m}_{\text{Ex}} \text{Ex} - \dot{m}_{\text{Ex}} \text{Ex}} = 100\%$$

$$\frac{44.54\&1334.97\&11.59\&742.174-56.13\&2.0592}{83534.83} = 373.33 \times 223.756$$

۳-۵. آنالیز انرژی و اگزرژی 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 اندازه گیری

	Temp.	Pressure	Flow	Enthalpy	Entropy	Quality
-	Kj/Kg	Kj/Kg.K	bar	Kg/Sec	No.	Description °C
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 می توان براساس موازنه انرژی توربین ، کیفیت بخار خروجی توربین را تعیین کرد.

رابطه موازنه انرژی توربین بصورت زیر می باشد [۳].

(4-1)

$$W_{\text{Turbine}} = \dot{m}_{\text{InletHPSteam}} h_{\text{InletHPSteam}} - \dot{m}_{\text{InletIPSteam}} h_{\text{InletIPSteam}} - \dot{m}_{\text{DischargeSteam}} h_{\text{DischargeSteam}}$$

$$W_{\text{Turbine}} = 89 \text{ Kg} \cdot 3358.7 \text{ Kj} - 23 \text{ Kg} \cdot 2838.1 \text{ Kj} - (89 - 23) \text{ Kg} \cdot 2372.62 \text{ Kj} \quad \text{Sec}$$

$$W_{\text{Turbine}} = 98464.86 \text{ Kj} = 98464.86 \text{ KW} \quad \text{Sec}$$

98200

100 99.73%
98464.86

generator =

۳-۵-۲. محاسبه راندمان ایزنتروپیک توربین بخار

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

راندمان ایزنتروپیک توربین از رابطه زیر محاسبه می گردد [۳].
(5-1)

IsentropicTurbin

$$\frac{m \cdot h_{\text{Inlet HP Steam}} - m \cdot h_{\text{Disch e Steam}}}{m \cdot h_{\text{Inlet IP Steam}} - m \cdot h_{\text{Isen Disch e Steam}}} = \eta_{\text{IsentropicTurbin}}$$

$$\frac{89 \text{ Kj} - 23 \text{ Kj}}{89 \text{ Kj} - 23 \text{ Kj}} = \frac{3358.7 \text{ Kg} - 2838.1 \text{ Kg}}{3358.7 \text{ Kg} - 2838.1 \text{ Kg}} = \frac{520.6 \text{ Kg}}{520.6 \text{ Kg}} = 100\%$$

98464.86 100 87.71%

112259.63

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

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

$$\dot{W}_{Reversible}$$

$$\dot{W}_{Exi} - \dot{W}_{Exe}$$

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

$$\dot{W}_{Exi} - \dot{W}_{Exe}$$

$$98464.86KW$$

$$\dot{m}_{Inlet\ HPSteam} \dot{W}_{ExInletHPSteam} - \dot{m}_{Inlet\ IPSteam} \dot{W}_{ExInletIPSteam} - \dot{m}_{Disch\ eSteam} \dot{W}_{ExIsenDisch\ eSteam}$$

98464.86KW

$$89 \times (3358.7 - 273.15 \times 6.69) \times 23 \times (2838.1 - 273.15 \times 6.98) - 112 \times (2372.62 - 273.15 \times 7.114)$$

89.82%

۴-۵-۳. موازنه انرژی توریین بخار

موازنه انرژی برای توریین به صورت زیر می باشد.

$$I \times \sum E_{Xi} - \sum E_{Xe} - W_a$$

$$I \times 89 \times (3358.7 - 273.15 \times 6.69) \times 23 \times (2838.1 - 273.15 \times 6.98)$$

$$- 112 \times (2372.62 - 273.15 \times 7.114) - 98464.86 \times 11151.74 \frac{Kj}{Sec}$$

۶-۳. تحلیل عملکرد ACC

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

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

h-TS Properties	S	h	P	T	m
Name	bar	Kj/Kg	Kj/Kg.K	Kj/Kg	Kg/Sec °C
	۱۱۲	۶۴/۵	۰/۲۴۵	۲۳۷۲/۶۲	۷/۱۱۴ ۴۲۹/۴۳ (x=۰.۸۹۶)
	112	64.5	0.245	270.072	0.8876 27.62 (x=۰)
	31	0.892	-	-	-

Fan Power Consumption = 2610KW

انرژی الکتریکی مصرفی فنها

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

Effectivness از رابطه زیر بدست مي آيد:

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

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:

$$\text{Heat Transfer to Cooling Water} = m_{\text{InletSteam}} h_{\text{InletSteam}} - m_{\text{OutletSteam}} h_{\text{OutletSteam}}$$

$$Q_{\text{Condense}} = 112 \text{ Kg} \cdot (2372.62 - 270.072) \text{ Kj} = 235487.8 \text{ Kj}$$

Sec

Kg

Sec

9

$$Q_{\text{max}} = m \cdot \Delta h_{\text{Steam}} (h_{\text{Inlet Steam}} - h_{\text{Outlet (at } T_{\text{min}})})$$

که T_{min} دمای محیط می باشد.

$$Q_{\text{max}} = 112 \text{ Kg} \cdot (2372.62 - 129.932) \text{ Kj} = 251181.06 \text{ Kj}$$

Sec

Kg

Sec

که در آن :

$$\frac{235487.8}{0.9375} = Q_{\text{max}} = 251181.06$$

€

بازگشت ناپذیری کندانسور به صورت زیر محاسبه می گردد.

$$\Delta S_{\text{System}} = (0.8879 - 7.11438) \text{ Kj} = -6.226 \text{ Kj}$$

Kg.C

Kg.C

Δ

$$\frac{2372.62 - 129.932}{304.15} = 7.374$$

Kg.Kj.C

TQ

$S_{\text{Surrounding}}$

$$S_{\text{generation}} = \Delta S_{\text{System}} + \Delta S_{\text{Surrounding}} = 7.374 - 6.226 = 1.148 \text{ Kj}$$

Kg.C

$$I = m \cdot T \cdot S_{\text{generation}} = 112 \text{ Kg} \cdot 304.15 \text{ K} \cdot 1.148 \text{ Kj} = 39.094 \text{ MW}$$

Kg.K

Sec

o

اگر رژی مبادلہ شدہ 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:

$$\dot{Q}_{\text{ExSurround}} - \dot{Q}_{\text{ExOutletSteam}} + \dot{Q}_{\text{ExInletSteam}}$$

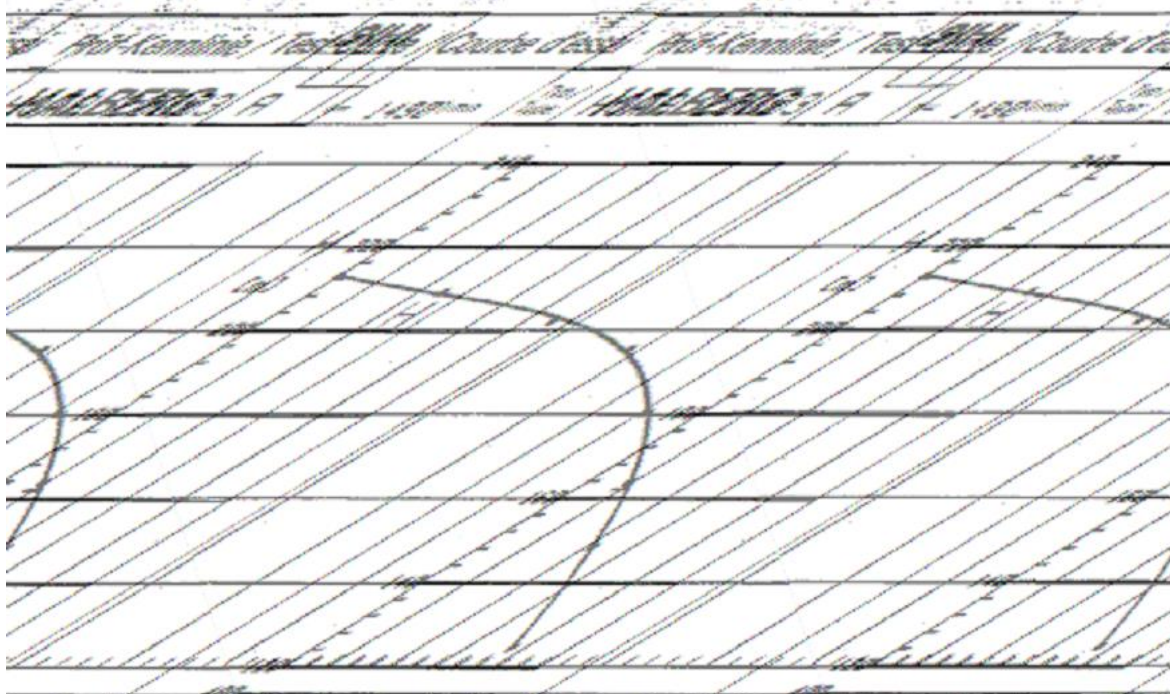
$$\dot{Q}_{\text{ExSurround}} - \dot{Q}_{\text{ExOutletSteam}} + \dot{Q}_{\text{ExInletSteam}} = \dot{Q}_{\text{ExInletSteam}} - \dot{Q}_{\text{ExOutletSteam}} + \dot{Q}_{\text{ExSurround}} \quad \text{KW}$$

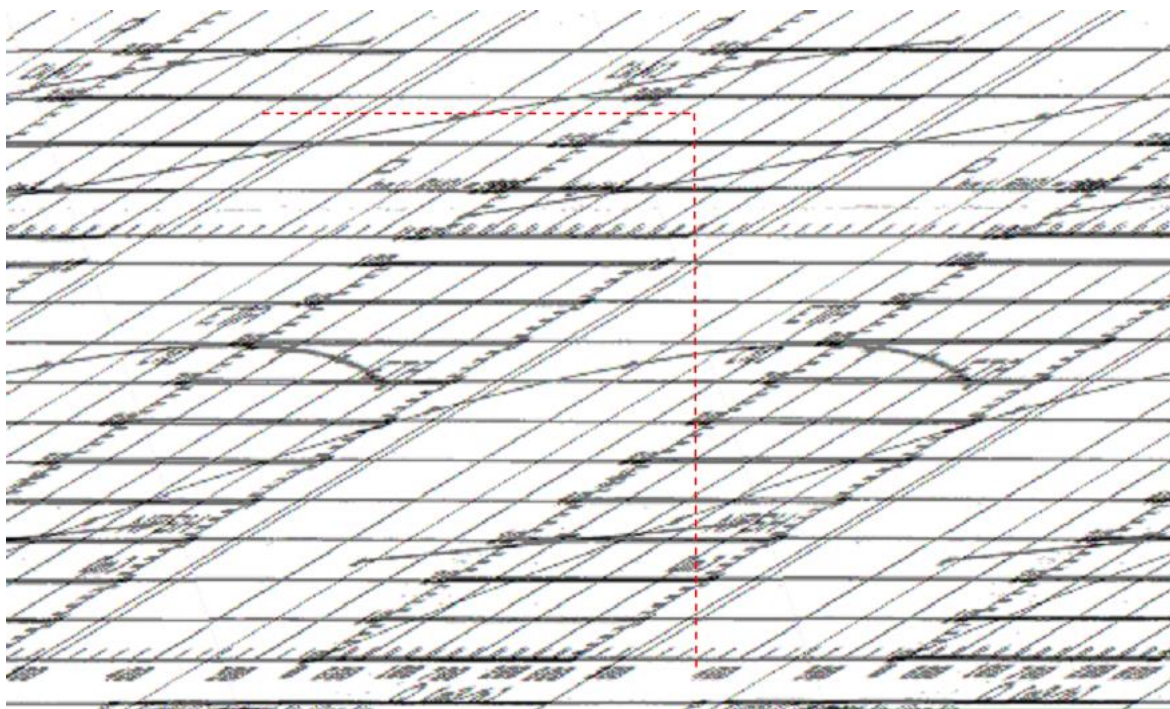
$$\dot{Q}_{\text{ExInletSteam}} - \dot{Q}_{\text{ExOutletSteam}} + \dot{Q}_{\text{ExSurround}} = 5908.4 \text{ KJ} \quad \text{Sec}$$

۵۸

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

منحنی مشخصه پمپ های 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 ۶-۳. اطلاعات مورد نیاز جهت تحلیل کارایی پمپهای کندانس در شرایط طراحی و تست پایه

Quantity

Parameter	Unit	Design	Perfotresmtance
65	-	Temperature/Max.Temp	°C
981	990	Kg/m3	Density
411	600	Capacity/min Capacity	m3/hr
164.26	162	m	Rated delivery head
15.95	15.73	barg	Differential Pressure
280	337	KW	Pump Input

راندمان ایزوترمال پمپ های کندانس در شرایط طراحی از رابطه زیر به دست می آید:

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

که در این رابطه Q دبی حجمی آب ورودی پمپ و IP و ۲P فشار آب ورودی و آب خروجی از

پمپ است .

$$\eta_{th} = \frac{Q(P_2 - P_1)}{P} = \frac{100 \times 600 \text{ hr} \times 36100 \text{ Sec} \times (1573000 - 100)}{337000 \text{ W}} = 77.79\%$$

لازم به ذکر است ، راندمان موتور پمپ های کندانس در شرایط طراحی برابر ۸۹٪ می باشد.

375

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

$$\begin{aligned} & \text{1hr) } (411\text{m}^3 \\ & (1595000)\text{Pa} \\ & \text{100} \times 65.03\% \times 3600 \times 1000 = 2800000\text{W} \\ & \text{Sec} \quad \text{hr} \quad \text{h} = 2 \times 100 = \text{QP} - \text{P} \end{aligned}$$

راندمان ایزنتروپیک پمپ از رابطه زیر به دست می آید.

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

برای داشتن انتروپی ایزنتروپیک نیاز به داشتن شرایط ترمودینامیکی سیال ورودی و خروجی داشته لذا این راندمان برای شرایط تست کارایی محاسبه می شود.

1 . Performance Test

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

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

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

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

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

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

تعریف می شود.

یعنی :

$$\eta = \frac{E_{2x} - E_{1x}}{E_{2x} - E_{1x}} \times 100$$

$$\eta = \frac{E_{2x} - E_{1x}}{E_{2x} - E_{1x}}$$

W_P

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

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

&

$$E_{X1} - W_P - E_{X2} = I \Rightarrow I = W_P - (E_{X2} - E_{X1})$$

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

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

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

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

$$\eta_{th} = \frac{\text{Hydraulic power}}{\text{Power consumption}} = \frac{Q(P_2 - P_1)}{W_P} \quad (5-4)$$

44.54

$$\eta_{th} = \frac{(2 - 1) \times 100 \times 932.35 (12560 - 1130600) \times 0.991}{217.5493 (3250360 - 100)} = \frac{Q(P_2 - P_1)}{W_P}$$

KW

WP

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 :

$$\frac{E_{x2} - E_{x1}}{W_P} \times 100$$

$$\eta_{th} = \frac{E_{x2} - E_{x1}}{W_P}$$

۶۲

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

×

$$(0.9 \times 1100)$$

× 58.39%

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

&

$$E_{x1} \times W_P \times E_{x2} \times I \Rightarrow I \times W_P - (E_{x2} - E_{x1})$$

$$I \times 990 -$$

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

$$411.96 \text{ KW}$$

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 .

۱-۹-۳. 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 :

$$E_{\text{Inlet Flue Gas}} \times 373.33 \text{ Kg} \times 576.7 \text{ Kj} \times 215.3 \text{ MW}$$

Kg

Sec

انرژی دود خروجی از بویلر بازیافت حرارت :

 $E_{\text{OutletFlueGas}} = 373.33 \text{ Kg} \quad 128.1 \text{ Kj} \quad 47.83 \text{ MW}$

Kg

Sec

انرژی مسیر فشار متوسط ورودی به بویلر بازیافت حرارت :

 $E_{\text{IPWater}} = 11.59 \text{ Kg} \quad 592.32 \text{ Kj} \quad 6.86 \text{ MW}$

&

Kg

Sec

انرژی مسیر فشار قوی ورودی به بویلر بازیافت حرارت :

 $E_{\text{HPWater}} = 44.54 \text{ Kg} \quad 598.41 \text{ Kj} \quad 26.65 \text{ MW}$

Kg

Sec

۶۳

انرژی مسیر آب ورودی به اکونومایزر آب تغذیه :

$$E_{FWEconomizaer} \quad 56.13 \text{ Kg} \quad 273.44 \text{ Kj} \quad 15.35 \text{ MW}$$

&

Kg Sec

in

انرژی مسیر آب خروجی از اکونومایزر آب تغذیه :

$$56.13 \text{ Kg} \quad 517.53 \text{ Kj}$$

$E_{FWEconomizaer}$

$$29.05 \text{ MW}$$

&

Kg Sec

Out

انرژی خروجی از تبخیر کننده دیاریتور :

$$-E_{DEAEVAP}$$

$E_{DEAEVAP}$

$$1.86 \quad 2143.38 \quad 3.99 \text{ MW}$$

In

Out

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

$$E_{IPSteam} \quad 11.59 \text{ Kg} \quad 2842.51 \text{ Kj} \quad 32.94 \text{ MW}$$

&

Kg

Sec

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

$$E_{HPSteam} \quad 44.54 \text{ Kg} \quad 3363.26 \text{ Kj} \quad 149.8 \text{ MW}$$

Kg

Sec

انرژی ورودی به توربین بخار توسط مسیر بخار فشار متوسط :

$$E_{IPSteamtoTurbine} \quad 23 \text{ Kg} \quad 2838.1 \text{ Kj} \quad 65.28 \text{ MW}$$

&

Kg

Sec

انرژی ورودی به توربین بخار توسط مسیر بخار فشار قوی :

$$E_{HPSteamtoTurbine} \quad 89 \text{ Kg} \quad 3358.7 \text{ Kj} \quad 298.92 \text{ MW}$$

&

Kg

Sec

انرژی بخار خروجی از توربین بخار :

$$E_{\text{DischargeSteam}} = 112 \text{ Kg} \cdot 2372.62 \text{ Kj} = 265.73 \text{ MW}$$

Sec

موازنه انرژی توربین بخار:

$$W_a = \sum E_{x_e} - \sum E_{x_i}$$

$$W_a = 112 \text{ Kg} \cdot (2372.6 - 273.15) \text{ Kj} - (89 \text{ Kg} \cdot (3358.7 - 273.15) \text{ Kj})$$

Kg

Sec

Kg

Sec

$$23 \text{ Kg} \cdot (2838.1 - 273.15) \text{ Kj} = 98464.9 \text{ KW} = 98.465 \text{ MW}$$

Kg

Sec

انرژی خروجی از کندانسور از مسیر کندانس :

$$E_{\text{Condense}} = 112 \text{ Kg} \cdot 270.072 \text{ Kj} = 30.24 \text{ MW}$$

Kg

Sec

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 :

&

$$E_{\text{InletSteam}} = m_{\text{InletSteam}} \cdot h_{\text{InletSteam}} - m_{\text{OutletSteam}} \cdot h_{\text{OutletSteam}}$$

$$112 \text{ Kg} \cdot (2372.62 - 270.072) \text{ Kj} = 235.49 \text{ MW}$$

Sec

انرژی خروجی از مسیر کندانس پمپ کندانس :

$$E_{\text{OutletofCondensatePump}} = 112 \text{ Kg} \cdot 273.438 \text{ Kj} = 30.62 \text{ MW}$$

Sec

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

$$E_{\text{InletofFeedWaterPump}} = 56.13 \text{ Kg} \cdot 588.51 \text{ Kj} = 33.03 \text{ MW}$$

Sec

انرژی مسیر فشار متوسط خروجی از پمپ آب تغذیه :

$$E_{\text{IPFeedWater}} = 11.59 \text{ Kg} \cdot 592.32 \text{ Kj} = 6.86 \text{ MW}$$

Sec

انرژی مسیر فشار قوی خروجی از پمپ آب تغذیه :

$$E_{\text{HPFeedWater}} = 44.54 \text{ Kg} \cdot 598.41 \text{ Kj} = 26.65 \text{ MW}$$

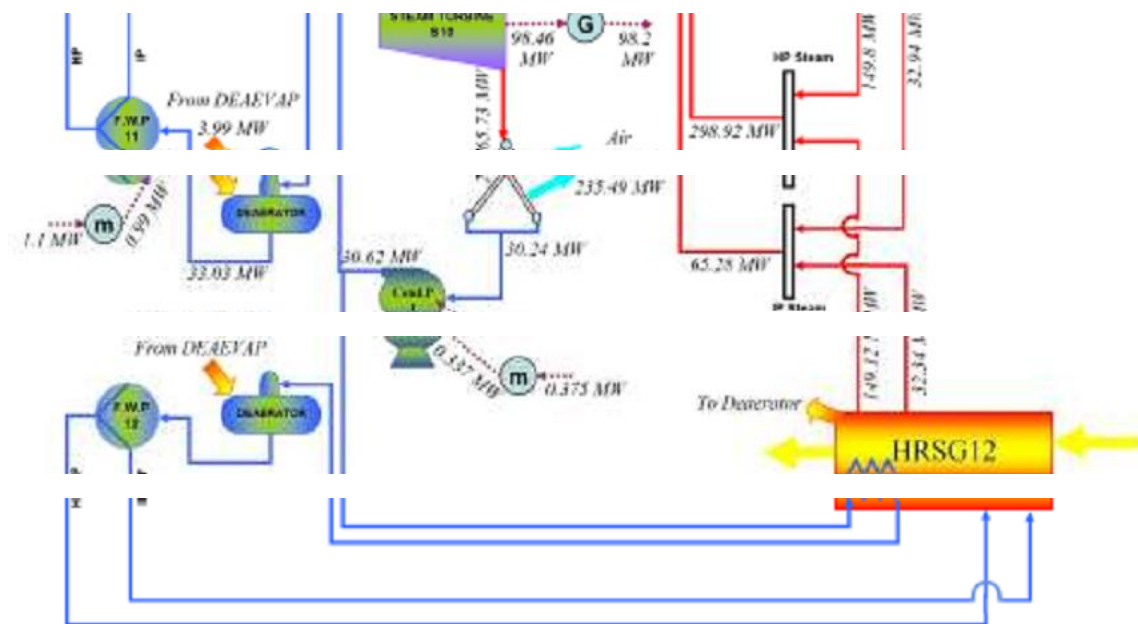
Sec

نمودار جریانهای انرژی واحد بخار نیروگاه سیکل ترکیبی نیروگاه مورد بررسی در گزارش در

شرایط تست

کارایی در شکل ۷-۳ نشان داده شده است .





شکل ۳-۷. نمودار جریانهای انرژی واحد بخار نیروگاه سیکل ترکیبی در شرایط تست کارایی با دمای محیط ۳۱°C

۲-۹-۳. 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	(Kj/Kgmole)
20140		Carbon dioxide 3.01
11710	6.15	Water
720	75.51	Nitrogen
3970	14.43	Oxygen
11690	0.9	Argon
2548.132	100	Total

$$ex_{cfh} = \frac{2548.132 \text{ Kj/Kgmole} \times 28.56 \text{ Kg}}{89.22 \text{ Kj/Kg}} = 809.22 \text{ Kg}$$

$$Inlet_{fluegas} = \frac{E_{x,InletFlueGas}}{E_{x,InletFlueGas}}$$

$$E_{x,InletFlueGas} = 373.33 \text{ Kg} \times (576.7 - 304) \times 1.61 \times 89.22 \text{ Kj} = 116.85 \text{ MW}$$

Sec

انرژی دود خروجی از بویلر بازیافت حرارت :

$E\&x_{\text{OutletFlueGas}} = 373.33 \text{ Kg} \cdot (128.1 - 304) \cdot 0.423 \cdot 89.22 \text{ Kj} = 32.12 \text{ MW}$
Kg Sec

اگرژی مسیر فشار متوسط ورودی به بویلر بازیافت حرارت :

$E\&x_{\text{IPWater}} = 11.59 \text{ Kg} \cdot (592.32 - 273.15) \cdot 1.739 \text{ Kj} = 1.36 \text{ MW}$
& Kg Sec

اگرژی مسیر فشار قوی ورودی به بویلر بازیافت حرارت :

$E\&x_{\text{HPWater}} = 44.54 \text{ Kg} \cdot (598.41 - 273.15) \cdot 1.73 \text{ Kj} = 5.606 \text{ MW}$
Kg Sec

اگرژی مسیر آب ورودی به اکونومایزر آب تغذیه :

$$Ex_{FWEconomizaer} = 56.13 \text{ Kg} \cdot (273.44 - 273.15) \cdot 0.8927 \text{ Kj} = 1.66 \text{ MW}$$

&

Kg Sec

in

اگرژی مسیر آب خروجی از اکونومایزر آب تغذیه :

$$Ex_{FWEconomizaer}$$

$$56.13 \text{ Kg} \cdot (517.53 - 273.15) \cdot 1.559 \text{ Kj} = 5.146 \text{ MW}$$

&

Kg Sec

Out

اگرژی خروجی از تبخیر کننده دیاریتور :

$$E_{x_{DEAEVAP}} - E_{x_{DEAEVAP}} = 1.86 \cdot (2143.38 - 273.15) \cdot 5.184 \text{ Kj} = 1.35 \text{ MW}$$

In

Out

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

$$Ex_{IPSteam} = 11.59 \text{ Kg} \cdot (2842.51 - 273.15) \cdot 6.9087 \text{ Kj} = 11.073 \text{ MW}$$

&

Kg

Sec

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

$$E_{x_{HPSteam}} = 44.54 \text{ Kg} \cdot (3363.26 - 273.15) \cdot 6.6724 \text{ Kj} = 68.622 \text{ MW}$$

Kg

Sec

اگرژی ورودی به توربین بخار توسط مسیر بخار فشار متوسط :

$$Ex_{IPSteamtoTurbine} = 23 \text{ Kg} \cdot (2838.1 - 273.15) \cdot 6.98 \text{ Kj} = 21.42 \text{ MW}$$

&

Kg

Sec

اگرژی ورودی به توربین بخار توسط مسیر بخار فشار قوی :

$$Ex_{HPSteamtoTurbine} = 89 \text{ Kg} \cdot (3358.7 - 273.15) \cdot 6.69 \text{ Kj} = 136.29 \text{ MW}$$

&

Kg

Sec

اگرژی بخار خروجی از توربین بخار :



Sec

$$I_{\square} = \sum_i E_{X_i} - \sum_e E_{X_e} - W_a$$

اگر رژی خروجی از کندانسور از مسیر کندانس :

Sec

بازگشت ناپذیری کندانسور :

Kg.C

Δ

$$2372.62 - 129.932 = 7.374$$

$$\frac{\text{KgKj.C}}{304.15} \quad TQ \quad SS_{\text{Surrounding}}$$

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

$$I\&m\&T \frac{S_{\text{generation}}}{\text{KgK}} = 112 \text{Kg} \frac{304.15 \text{K} \cdot 1.148 \text{Kj}}{\text{Sec}} = 39.094 \text{MW}$$

اگررژي مبادلہ شدہ بين بخار و جريان هواي ايجاد شدہ توسط ۱۸ فن موجود بودہ و با توجه

به اينکہ دبی

آب جبراني در شرایط تست صفر بودہ است ، عبارتست از:

$$I\&E\&x_{\text{InletSteam}} - E\&x_{\text{OutletSteam}} - E\&x_{\text{Surround.}}$$

$$\frac{\text{KKkjg}}{39094} \frac{Ex_{\text{Surr.}}}{112} \frac{SKegc}{(2372.62 - 273.15) \cdot 7.114} - (270.072 - 273.15) \cdot 0.8876 \quad \text{KW}$$

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

اگررژي خروجي از مسیر کندانس پمپ کندانس :

$$E\&x_{\text{OutletofCondensatePump}} = 112 \text{Kg} \cdot (273.438 - 273.15) \cdot 0.8927 \text{Kj} = 3.31 \text{MW}$$

بازگشت ناپذيري در پمپ کندانس :

$$I\&=337-112(273.44-273.15)(0.8927)-(270.02-273.15)(0.0.8875)=116.43KW$$

اگررژي مسیر خروجي از دیاریتور و ورودی به پمپ آب تغذیه :

$$E\&X_{InletoffFeedWaterPump}=56.13Kg(588.51-273.1)(1.738)Kj=6.39MW$$

Kg

Sec

بازگشت ناپذیری در دیاریتور :

$$I\&=m\&_{Water} \cdot Ex_{Water} + m\&_{Recirculation} \cdot (Ex_{SaturatedVapor} - Ex_{SaturatedLiquid})_{atT_{Deaerator}}$$

$$I\&=56.13(91.43-1.86)(2143-273.15)(5.184)-56.13(113.86-0.093)MW$$

اگررژي مسیر فشار متوسط خروجي از پمپ آب تغذیه :

$$E\&X_{IPFeedWater}=11.59Kg(592.32-273.1)(1.739)Kj=1.36MW$$

Kg

Sec

اگررژي مسیر فشار قوی خروجي از پمپ آب تغذیه :

$$E\&X_{HPFeedWater}=44.54Kg(598.41-273.1)(1.73)Kj=5.606MW$$

Kg

Sec

بازگشت ناپذیری در پمپ آب تغذیه :

I&990-

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

411.96 KW

بازگشت ناپذیری برای بویلر بازیافت حرارت :

I&

$E\&X_{DEAEVAPIn} - E\&X_{InletFuelGas}$

In

$E\&X_{IPWater} + E\&X_{HPWater} + E\&X_{FEconomizaer}$

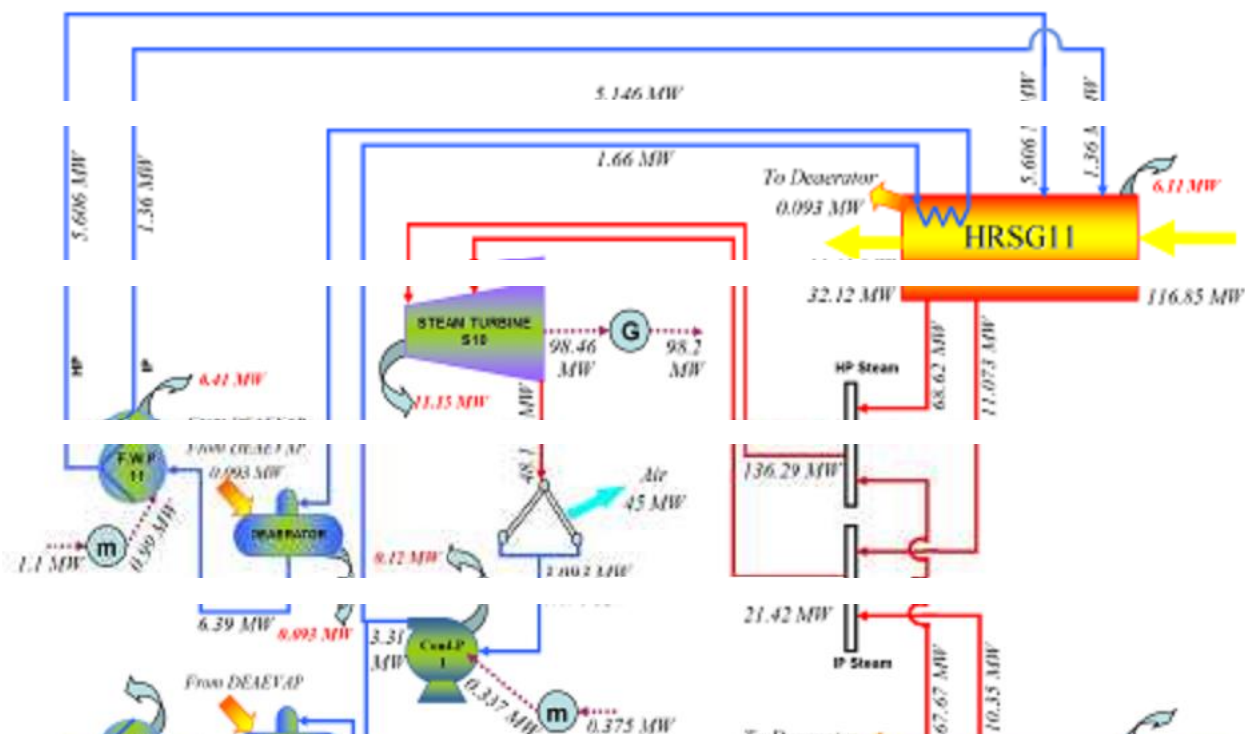
$- E\&X_{DEAEVAPOut} - E\&X_{OutletFuelGas}$

Out

$- E\&X_{IPSteam} - E\&X_{HPSteam} - E\&X_{FEconomizaer}$

I& $1.36 \times 5.606 \times 1.66 \times 116.85 - 1.35 - 11.073 - 68.622 - 5.146 - 32.12 \times 7.165 \text{ MW}$

نمودار جریانهای انرژی مطابق شکل ۳-۸ خواهد بود.





شکل ۸-۳. نمودار جریانهای انرژی واحد بخار نیروگاه سیکل ترکیبی در شرایط تست کارایی با دمای

محیط 31°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

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

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

PowerProduction
 $\frac{\text{EnergyInput}}{100}$

۱۰۰

112128KW

۱۰۰۱۰۰۳۲.۹۷%
 7.464Kg/S 45566.3Kj/Kg

T3=



PowerEn.ir

□
Heatrate□BTU□□□3412.14□3412.14□10349.23BTU
KWh □□□□□□.3297 KWh

□
Heatrate□KCal□□□859.84□859.84□2607.95KCal
KWh □□□□□□.3297 KWh

111262KW
□□100□33.66% □□T4=
7.254Kg/S□45566.3Kj/Kg
Y°

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

$$\eta_{\text{combineCycle}} = \frac{(112128 - 111262 - 100640) \text{KW}}{(7.464 - 7.254) \text{Kg/S} \times 45566.3 \text{Kj/Kg}} \times 100 = 48.32\%$$

راندمان خالص سیکل ترکیبی این نیروگاه برابر است با:

$$\eta_{\text{combineCycle}} = \frac{(112128 - 111262 - 100640 - 2.213 - 1.1 - 0.375) \text{KW}}{(7.464 - 7.254) \text{Kg/S} \times 45566.3 \text{Kj/Kg}} \times 100 = 48.316\%$$

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

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

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

راندمان اگزرژی واحد گازی نیروگاه مورد نظر که نسبت اگزرژی خروجی به نسبت اگزرژی

ورودی نیروگاه

گازی است ، به صورت زیر محاسبه می گردد:

ProducedPower

$\eta_{\text{GT}} = \frac{P_{\text{GT}}}{\dot{m}_{\text{fuel}} \cdot \text{LHV}}$

112.128

$\eta_{\text{GT}} = 100 \times \frac{P_{\text{GT}}}{\dot{m}_{\text{fuel}} \cdot \text{LHV}} = 100 \times \frac{112.128}{7.464 \times (874870 \text{ Kj/Kgmole} - 18.29 \text{ Kg/Kgmole})}$

$\eta_{\text{GT}} =$

111.262

$\eta_{\text{GT}} = 100 \times \frac{P_{\text{GT}}}{\dot{m}_{\text{fuel}} \cdot \text{LHV}} = 100 \times \frac{111.262}{7.254 \times (874870 \text{ Kj/Kgmole} - 18.29 \text{ Kg/Kgmole})}$

$\eta_{\text{GT}} =$

112.128 $\eta_{\text{GT}} = 111.262 \times 100.64$

$\eta_{\text{GT}} = 100 \times \frac{P_{\text{GT}}}{\dot{m}_{\text{fuel}} \cdot \text{LHV}} = 100 \times \frac{112.128}{(7.464 - 7.254) \times (874870 \text{ Kj/Kgmole} - 18.29 \text{ Kg/Kgmole})}$

$\eta_{\text{GT}} =$

YI

۱۲-۳. خلاصه نتایج

محاسبات آنالیز انرژی و اگزرژی 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 ۱۰۶۴۰ کیلووات و بار تولیدی واحدهای گازی برابر ۱۱۲۱۲۸ کیلووات و ۱۱۲۶۲ کیلووات انجام گرفته است. خلاصه نتایج مربوط به تحلیل انرژی و اگزرژی 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 ۱۲-۳. نتایج مربوط به تحلیل انرژی و اگزرژی واحد گازی نیروگاه سیکل ترکیبی

نتایج تحلیل انرژی و اگزرژی واحد گازی نیروگاه

۳/۱۰۶۴۶ بی تی یو بر کیلووات ساعت

Heat rate

۸/۲۶۸۲ کیلو کالری بر کیلووات ساعت

راندمان انرژی (استاندارد) ۵۵/۳۲ درصد

راندمان اگزرژی ۱/۲۶ درصد

راندمان سیکل برای تون متناظر ۸۴/۵۲ درصد

راندمان سیکل واقعی واحد گازی ۷/۲۵ درصد

نتایج تحلیل انرژی و اگزرژی کمپرسورها در شرایط طراحی

راندمان آیزنتروپیک کمپرسور ۹۹/۸۹ درصد

راندمان آیزوترمال ۵۴/۵۸ درصد

راندمان اگزرژی ۴۴/۹۴ درصد

توان مصرفی کمپرسور ۰۳/۱۴۵ مگاوات

شدت مصرف انرژی الکتریکی
نتایج تحلیل انرژی و انرژی توربینهای گازی در شرایط طراحی
راندمان آیزنتروپیک
راندمان انرژی

۶/۴۰۲ کیلووات بر متر مکعب

۰۲/۸۷ درصد

۶۱/۹۴ درصد

۷۲

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

نتایج تحلیل انرژی و انرژی بویلر بازیافت حرارت		
Effectivness		0/9548
راندمان انرژی	۷۵/۷۷ درصد	
راندمان انرژی	۳۴/۸۱ درصد	
نتایج تحلیل انرژی و انرژی توربین بخار		
راندمان آیزوترمیک	۷۱/۸۷ درصد	
راندمان انرژی	۸۲/۸۹ درصد	
توان تولیدی توربین	۴۶۵/۹۴ مگاوات	
راندمان ژنراتور واحد بخار	۷/۹۹ درصد	
نتایج تحلیل انرژی و انرژی ACC		
Effectivness		0/9375
توان مبادله شده با هوا	۵/۲۳۵ مگاوات	
توان مصرفی فنهای کندانسور	۶۱/۲ مگاوات	
انرژی مبادله شده با هوا	۹۱/۵ مگاوات	
بازگشت ناپذیری	۱/۳۹ مگاوات	
نتایج تحلیل انرژی و انرژی پمپ کندانس		
راندمان آیزوترمال طراحی	۷۹/۷۷ درصد	
راندمان آیزوترمیک تست کارایی	۰۴/۶۵ درصد	
راندمان آیزوترمال تست کارایی	۰۳/۶۵ درصد	
راندمان انرژی تست کارایی	۷۷/۷۸ درصد	
توان مصرفی الکتروموتور در حالت طراحی	۳۷۵ کیلووات	
توان مصرفی پمپ در حالت طراحی	۳۳۷ کیلووات	
راندمان الکتروموتور	۸۹/۸۹ درصد	
نتایج تحلیل انرژی و انرژی پمپ کندانس		
راندمان آیزوترمال	۵۲/۶۲ درصد	
راندمان انرژی	۳۹/۵۸ درصد	
توان مصرفی الکتروموتور	۱۱۰۰ کیلووات	

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

Heat Rate		راندمان	توضیح
BTU/KWh	Kcal/KWh		
10349/23	2607/95	۹۷/۳۲ درصد	واحد گازی ۳
10137/08	2554/49	۶۶/۳۳ درصد	واحد گازی ۴
7061/55	1779/47	۳۲/۴۸ درصد	سیکل ترکیبی
		۷۳	

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: Underestand 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

۷۵