



افزایش بازده اگزرژی نیروگاه بخار شهید منتظری اصفهان از طریق بازتوانی

غلامرضا احمدی شیخ شبانی^۱، داود طغرای^۲، احمدرضا عظیمیان^۳

* نویسنده مسئول: Toghraei@iaukhsh.ac.ir

چکیده

در این مقاله ضمن معرفی کلی روش های بازتوانی نیروگاه های بخار و ویژگی های هر روش، بهترین روش بازتوانی برای واحد های ۲۰۰ مگاواتی نیروگاه شهید منتظری معرفی می شود. روش گرمایش آب تغذیه، با توجه به ویژگیهای منحصر به فردی که دارد، به عنوان روش مد نظر برای بازتوانی سیکل نیروگاه استفاده شده است و در ادامه، مراحل کار جهت انتخاب بهینه توربین گاز و مبدل های حرارتی تشریح می گردند. نرم افزار cycle tempo جهت شبیه سازی و بهینه سازی مورد استفاده قرار گرفته است. در این تحقیق از بازده اگزرژی به عنوان تابع هدف استفاده شده و با شناخت این موضوع که بازده اگزرژی در برگیرنده شرایط کلی نیروگاه است، بهینه سازی ها بر اساس آن انجام شده است. توان توربین بخار ثابت بوده و با توجه به اهداف بیان شده، توربین گاز مدل Westinghouse-۴۰۱ جهت بازتوانی پیشنهاد می شود. ویژگی های مبدل های حرارتی فشار ضعیف و فشار قوی نیز ارائه شده اند. با انجام بازتوانی به روش گرمایش آب تغذیه با استفاده از توربین گاز مذکور، توان تولیدی به مقدار ۴۲/۹۵ درصد و بازده های انرژی و اگزرژی به ترتیب ۶ و ۵/۲ درصد افزایش می یابند. همچنین امکان استفاده از دیگر روش های بازتوانی مانند جعبه هوای داغ نیز در آینده وجود دارد.

واژه های کلیدی

نیروگاه شهید منتظری، بازتوانی، گرمایش آب تغذیه، تحلیل اگزرژی، Cycle Tempo

۱- بهره برداری نیروگاه شهید محمد منتظری اصفهان

۲- استاد یار، دانشکده مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد خمینی شهر

۳-استاد، دانشکده مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد خمینی شهر

۱- مقدمه

نیروگاه های حرارتی نوع سیکل بخار در حال حاضر ۳۴/۲ درصد از برق تولیدی در کشور را تحویل شبکه سراسری می دهند [۱]. این نوع نیروگاه ها که عمدتاً دارای عمر بالای ۱۸ سال هستند، یکی از اصلی ترین تکیه گاه های سایر بخش های صنعت جهت تأمین نیاز برق مصرفی آنها هستند. بازده پایین این نیروگاه ها ایده احداث نیروگاه های سیکل ترکیبی را بعد از معرفی توربین گاز به صنعت به وجود آورد [۲]. افزایش قیمت حامل های انرژی در سال های اخیر، قوانین باز دارنده حامیان محیط زیست در خصوص جلوگیری از تولید و انتشار گازهای آلاینده محیط زیست [۳]، محدودیت در منابع سوخت های فسیلی در دسترس، و توجه به اقتصادی تر کردن چرخه تولید [۴] از جمله عواملی اند که برنامه ریزی جهت افزایش بازده نیروگاه های تولید برق و مخصوصاً نیروگاه های سیکل بخار را ضروری کرده اند. از سوی دیگر رشد ۰/۷ درصدی سرانه مصرف برق در هر سال، افزایش جمعیت، افزایش نیاز بخش های مختلف صنعت به انرژی و همچنین نفوذ بیش از پیش دستگاه های برقی در همه بخش های زندگی روزمره، احداث نیروگاه های جدید را اجتناب ناپذیر می کند. در این میان برنامه ریزی برای تولید برق از انرژی های پاک در دستور کار دولت و سایر بخش های خصوصی قرار گرفته است. اما مطالعات و برنامه ریزی های صورت گرفته در این زمینه و سرعت احداث این نیروگاه ها جوابگوی نیاز کشور نیست، از این رو احداث نیروگاه های سوخت فسیلی همچنان جزء برنامه ریزی های وزارت نیرو است [۵]. در سال های اخیر مشاهده می شود که رویکرد دولت به سمت نیروگاه های سیکل ترکیبی بوده و لذا جدیدترین نیروگاه های راه اندازی شده نیز از نوع سیکل ترکیبی هستند، اما با توجه به توضیحاتی که برای نیروگاه های سیکل بخار ارائه شد و

نیز برنامه ریزی های اخیر وزارت نیرو، بحث بازتوانی نیروگاه های بخار نیز در دستور کار قرار گرفته است. با انجام بازتوانی در نیروگاه های بخار، چندین هدف به صورت همزمان دنبال می شوند. افزایش ظرفیت تولید نیروگاه، افزایش بازده سیکل جدید، کاهش تولید گازهای آلاینده و افزایش عمر مفید نیروگاه از اصلی ترین مزایای بازتوانی نیروگاه های بخار هستند [۴].

موضوع بازتوانی از دهه ۱۹۷۰ در کشورهای آمریکای شمالی و اروپا مطرح شد و در آن زمان چندین پروژه اجرایی در این زمینه نیز به اتمام رسید [۶، ۷ و ۸]. در سال های اخیر مطالعات متعددی در خصوص بازتوانی نیروگاه های بخار در کشورمان انجام شده است [۴، ۹، ۱۰، ۱۱ و ۱۲]. شاه نظری و همکاران [۱۳] در یک تحقیق به مطالعه پیرامون بازتوانی نیروگاه های بخار پرداختند. آنها انواع روش های بازتوانی جزئی را تشریح کرده و به انجام محاسبات برای بازده جدید سیکل نیروگاه لوشان در هر یک از روش های بازتوانی پرداختند. آنها همچنین محدودیت های فنی انواع بازتوانی کلی و جزئی را بیان کرده و یک تحلیل اقتصادی برای اعمال هر یک از روش های مذکور در نیروگاه لوشان انجام دادند. مقصودی و همکاران [۱۴] در یک تحقیق به بررسی و تحلیل انرژی و اعمال روش بازتوانی گرمایش آب تغذیه موازی برای نیروگاه شهید رجایی پرداختند. آنها با استفاده از الگوریتم ژنتیک و با استفاده از روش تحلیل انرژی، بهینه سازی های لازم را انجام دادند و از یک توربین گاز با ظرفیت ۲۵ مگاوات استفاده کردند و نشان دادند که این کار می تواند علاوه بر افزایش توان نیروگاه به مقدار ۷ درصد حالت عادی، بازده انرژی نیروگاه را نیز مقدار ۵ درصد افزایش دهد. زکی^۴ و

^۴ Zeki

۲- بازتوانی نیروگاه های بخار

بازتوانی به اضافه کردن یک یا چند واحد توربین گاز به سیکل نیروگاه بخار به منظور استفاده از انرژی گازهای داغ خروجی از توربین گاز در فرایند تولید بخار گفته می شود [۱۶]. در هنگام بازتوانی یک نیروگاه بخار موجود، یک یا چند هدف به طور همزمان دنبال می شوند. از جمله این اهداف به موارد زیر می توان اشاره کرد [۱۶]:

۱. افزایش ظرفیت توان تولیدی نیروگاه
۲. افزایش بازده کلی سیکل جدید به واسطه کاهش سوخت مصرفی بویلر موجود
۳. بهبود عملکرد زیست محیطی به واسطه کاهش تولید NO_x و سایر گاز های آلاینده
۴. افزایش عمر مفید نیروگاه
۵. افزایش قابلیت عملیات

۳- روش های بازتوانی

در این بخش انواع روش های بازتوانی ارائه می شوند. روش های بازتوانی در دو دسته کلی در نیروگاه های سوخت فسیلی قابل اجرا هستند [۴]. بازتوانی نیروگاه های با سوخت غیرجامد^۹ و بازتوانی نیروگاه های با سوخت جامد^{۱۰}. با توجه به اینکه در ایران اکثر نیروگاه های بخار موجود از نوع نیروگاه های با سوخت غیر جامد هستند، به بررسی روش های مرتبط با آنها می پردازیم. این روش ها در دو شاخه کلی دسته بندی می شوند [۱۸]:

۱. بازتوانی کاملی (HRBR)^{۱۱}
 ۲. بازتوانی جزئی (PR)^{۱۲}
- بازتوانی جزئی خود شامل روش های زیر است:
- A. روش جعبه هوای داغ (HWBR)^{۱۳}
 - B. روش گرمایش آب تغذیه موازی (FWHR)^{۱۴}
 - C. روش بویلر کمکی (SBR)^{۱۵}

دورماز^۵ [۱۵] در یک تحقیق به بررسی تأثیر بازتوانی یک نیروگاه بخار به روش جعبه هوای داغ در بازده و میزان تولید CO_2 پرداختند. آنها این کار را با استفاده از نرم افزار شبیه سازی ترموفلکس^۶ انجام دادند و از توربین گازهای با ظرفیت ۱۰ تا ۲۲ درصد توان سیکل بخار موجود برای این کار استفاده کردند. نتایج این شبیه سازی افزایش تقریبی ۱۱ تا ۲۷ درصدی توان تولیدی و کاهش همزمان ۷ درصدی تولید CO_2 را به همراه داشت. ولوویکز^۷ و همکاران [۱۶] در یک تحقیق به شبیه سازی بازتوانی به روش گرمایش آب تغذیه برای یک نیروگاه بخار با ظرفیت هرواحد ۸۰۰ مگاوات در کشور هند پرداختند. ایشان برای شبیه سازی از توربین گاز مدل (APGV۱۶۱-EC) استفاده کردند. با این تغییرات توان کل سیکل به واسطه ورود توربین گاز به چرخه تولید افزوده شده و توان توربین بخار نیز به واسطه افزایش دبی بخار عبوری از توربین بخار زیاد می شود. نتیجه این تحقیق نشان داد که با انجام این بازتوانی، توان تولیدی به میزان ۲۰ درصد افزایش می یابد. همچنین بازده کل سیستم نیز در حالت بارنامی به مقدار ۱ درصد اضافه شده و از ۴۳/۵ درصد به ۴۴/۵ درصد خواهد رسید. فرانکل^۸ [۱۷] در یک تحقیق به بررسی بهترین گزینه برای بازتوانی یک نیروگاه بخار ۳۰۰ مگاواتی در کشور روسیه پرداخت. او بعد از بررسی کلیه روش های بازتوانی، روش بازتوانی کامل را برای این نیروگاه پیشنهاد کرد. او که فرسودگی بویلر نیروگاه را دلیل این انتخاب دانست، توربین گاز مدل SGT۵-۴۰۰F را برای این بازتوانی پیشنهاد کرد. طبق محاسبات ایشان بازده نیروگاه از ۳۸ درصد به ۵۶/۸ درصد افزایش خواهد یافت.

^۹ Combustion Turbine Based Repowering

^{۱۰} Solid Fuel Based Repowering

^{۱۱} Heat Recovery Boiler Repowering

^{۱۲} Partial Repowering

^{۱۳} Hot Wind Box Repowering

^{۱۴} Feed Water Heating Repowering

^۵ Durmaz

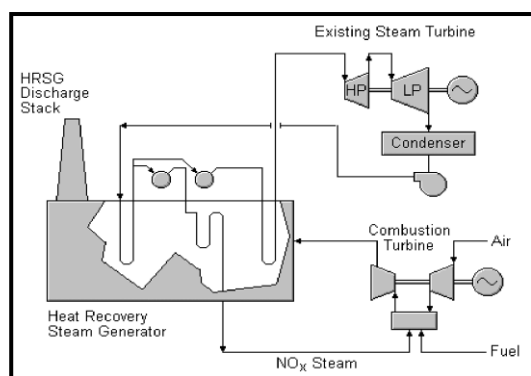
^۶ Thermoflex

^۷ Wolowics

^۸ Fränkle

۱-۳ بازتوانی کامل

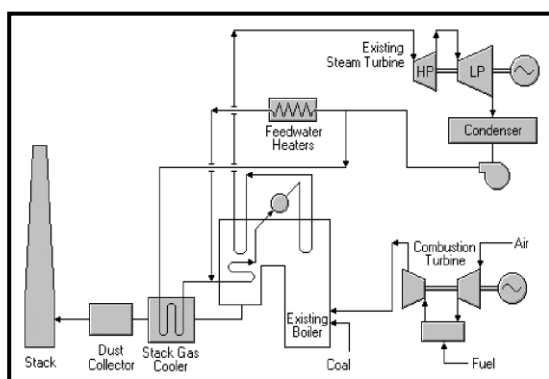
در این روش بویلر سیکل بخار موجود به طور کامل حذف شده و یک دستگاه بویلر بازیاب حرارتی^{۱۶} جایگزین آن می‌شود. محصولات احتراق توربین گاز وارد آن شده و بخار مورد نیاز توربین بخار را تأمین می‌کند. این روش به عنوان متداول ترین روش بازتوانی به حساب آمده و اغلب برای نیروگاه هایی با عمر بالای ۲۵ سال مورد استفاده قرار می‌گیرد [۱۹]. این روش که به تبدیل کامل سیکل بخار به سیکل ترکیبی می‌انجامد، در صورتی می‌تواند اقتصادی باشد که در یک نیروگاه بویلر به طور کامل از بین رفته باشد، ولی سایر قسمت ها مانند توربین، ژنراتور و مبدل های حرارتی پیش گرمکن آب تغذیه هنوز کارایی لازم را داشته باشند. یکی از موارد استفاده این روش در مواقعی است که بویلر با حادثه ای مواجه شده و هزینه بازسازی آن تفاوت زیادی با ساخت بویلر بازیاب حرارتی نداشته باشد. در شکل ۱ شماتیک این روش از بازتوانی مشاهده می‌شود.



شکل (۱) شماتیک اجرای روش بازتوانی یک نیروگاه بخار به روش بازتوانی کامل [۲۳]

۲-۳ بازتوانی به روش جعبه هوای داغ

این روش با اضافه کردن توربین (های) گاز به واحد موجود و فرستادن خروجی های انرژی سیکل توربین گاز به جعبه هوای داغ بویلر موجود انجام می‌شود. نیروگاه های مد نظر برای انجام این روش نیروگاه های جدید، مدرن و بزرگتر هستند [۲۱، ۲۰ و ۲۲]. در شکل ۲ شماتیک اجرای این روش در یک نیروگاه بخار قابل مشاهده است. یکی از اصلی ترین ویژگی های این روش حفظ بدنه بویلر موجود است. البته در این روش با توجه به اینکه گازهای داغ خروجی از توربین گاز جایگزین تعدادی از مشعل ها و بخشی از هوای مورد نیاز احتراق می‌شود، لذا تغییرات اساسی می‌بایست در بویلر صورت گیرد. به دلیل ایجاد



شکل (۲) شماتیک اجرای روش بازتوانی یک نیروگاه بخار به روش جعبه هوای داغ [۲۳]

۳-۳ بازتوانی به روش گرمایش آب تغذیه

در این روش همانطور که از اسم آن نیز مشخص است، با استفاده از گازهای داغ خروجی از توربین گاز، آب تغذیه ورودی به بویلر پیش گرم می‌شود، بدین صورت که مبدل های حرارتی جدید جایگزین گرم کن های آب تغذیه

^{۱۵} Supplied Boiler Repowering

^{۱۶} Heat Recovery Steam Generator

۳-۴ بازتوانی به روش بویلر کمکی

این روش شامل اضافه کردن مجموعه توربین (های) گاز و بویلر کمکی به واحد موجود بدون برداشتن بویلر موجود می باشد [۴]. بویلر بازیاب حرارت می تواند به شکل های مختلفی به سیکل موجود اضافه شود. در اینجا فقط اشاره ای کوتاه به انواع حالت های ممکن خواهد شد. حالت ها با توجه به مسیر گازهای خروجی توربین گاز از بویلر بازیاب، و مسیر بخار خروجی از بویلر بازیاب قابل تقسیم بندی هستند [۲۱، ۲۴، ۲۶ و ۲۷]:

مسیر گازهای خروجی از بویلر بازیاب:

۱- به سمت بویلر موجود.

۲- به سمت بیرون (Stack)

مسیر بخار خروجی از بویلر بازیاب:

۱- به سمت توربین های بخار HP و LP

۲- به سمت توربین های بخار IP و HP

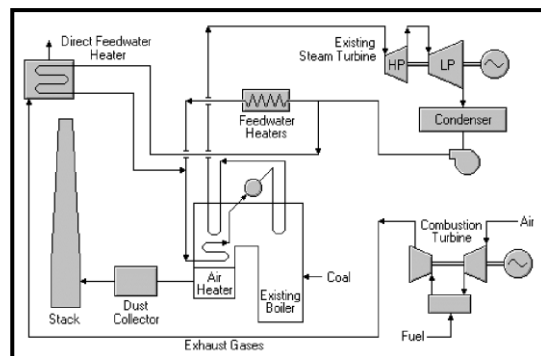
۳- به سمت توربین های بخار HP و بازگرمایش بخار

تحویلی به توربین IP

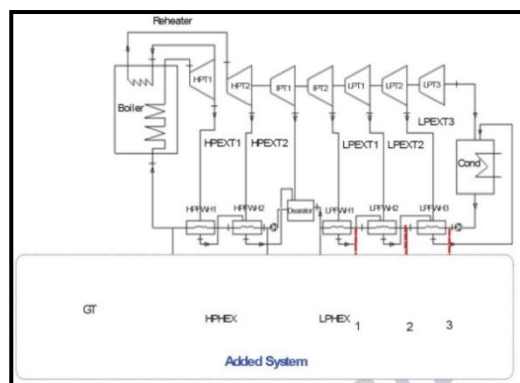
بازتوانی به این روش ممکن است با استفاده دو بویلر بازیاب نیز انجام شود [۲۱]. با توجه به توضیحات ارائه شده و تقسیم بندی های صورت گرفته، ذکر این نکته لازم است که در این روش از بازتوانی با استفاده از گازهای داغ خروجی از توربین گاز در یک دستگاه بویلر بازیاب حرارتی، به تولید بخار می پردازیم و بخار تولیدی را با توجه به شرایط ترمودینامیکی قابل دسترس، در نقطه یا نقاطی از سیکل بخار که شرایط نزدیک به دستگاه بویلر بازیاب را دارد، استفاده می کنیم. شکل ۵ شماتیک روش بویلر کمکی را نشان می دهد.

موجود می شوند و به جای استفاده از بخار زیر کش شده از توربین بخار جهت منبع حرارتی، از گازهای داغ خروجی توربین گاز استفاده میشود [۲۳]. نیروگاه های مناسب برای انجام این روش بازتوانی، همان نیروگاه های مناسب برای روش جعبه هوای داغ هستند [۲۱، ۲۲ و ۲۴].

شکل ۳ شماتیک از این روش بازتوانی را نشان می دهد. در سال های اخیر و به دلیل محدودیت هایی که اجرای این طرح در خلأ کندانسور بوجود می آورد، طرح جدیدی به نام بازتوانی به روش گرمایش آب تغذیه موازی^{۱۷} پیشنهاد شده است. در این طرح درصدی از آب تغذیه از مسیر قبلی خود عبور کرده و مابقی از مسیر جدید تعبیه شده از مبدل های حرارتی جدید عبور می کند [۲۵]. در شکل ۴ نمونه ای از این روش بازتوانی مشاهده می شود.



شکل (۳) شماتیک اجرای روش بازتوانی یک نیروگاه بخار به روش گرمایش آب تغذیه [۲۵]



شکل (۴) شماتیک اجرای روش بازتوانی یک نیروگاه بخار به روش گرمایش آب تغذیه موازی [۲۵]

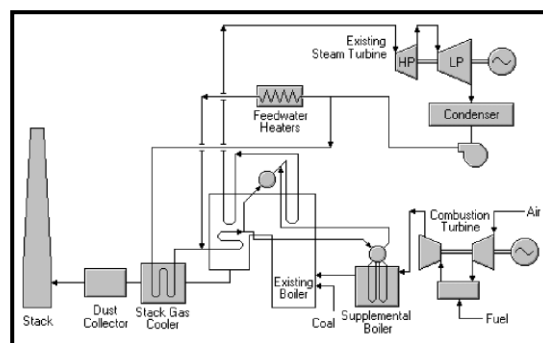
^{۱۷} Parallel Feed Water Heating Repowering

احداث گردیده است. نیروگاه شامل ۸ واحد بخار مشابه با ظرفیت هر واحد ۲۰۰ مگاوات است که مشخصات فنی هر واحد در جدول ۱ بیان شده است. سیکل حرارتی نیروگاه یک سیکل رنکین است، که فرآیند حرارتی آن در شکل ۶ به صورت مختصر مشاهده می‌شود.

هر یک از واحدهای این نیروگاه دارای مدار آب و بخار به شرح زیر است:

آب مقطر با دمای ۴۵/۶ درجه سانتی‌گراد از کندانسور وارد پمپ‌های مرحله اول شده و تا ۹ اتمسفر تحت فشار قرار می‌گیرد. سپس وارد پالیشینگ پلنت شده و با عبور از فیلترها درجه خلوص آن افزایش می‌یابد. در مرحله بعد پس از عبور آب از اجکتور و گلند کندانسور توسط پمپ‌های مرحله دوم فشار آن تا ۱۹/۵ اتمسفر افزایش یافته و پس از عبور از گرم کن فشار ضعیف شماره ۱ و گلند کولر، وارد گرم کن های فشار ضعیف می‌شود.

در گرم کن های فشار ضعیف، آب تغذیه توسط بخار گرفته شده از توربین تا دمای ۱۵۷ درجه سانتی‌گراد گرم می‌شود. آب خروجی از گرم کن های فشار ضعیف وارد دیاراتور شده و در این مرحله تحت فرآیند گاز زدایی قرار می‌گیرد. سپس توسط پمپ‌های تغذیه بویلر تحت فشار ۱۸۰ اتمسفر قرار گرفته و به گرم کن های فشار قوی هدایت می‌گردد. در گرم کن های فشار قوی، آب تغذیه تا ۲۴۵ درجه سانتی‌گراد گرم شده و با گذشتن از اکونومایزر و جذب حرارت دود خروجی از بویلر به دمای ۳۲۰ درجه سانتی‌گراد رسیده و به درام وارد می‌شود. در بویلر پس از ورود آب از درام به لوله های دیواره ای و انتقال حرارت از طریق مشعل‌ها، آب و بخار مجدداً وارد درام شده و بخار آن جدا می‌شود و به سوپر گرمکن ها هدایت می‌شود و تا ۵۴۰ درجه گرم می‌شود. بخار خشک خروجی از بویلر با فشار ۱۳۰



شکل (۵) شماتیک اجرای روش بازتوانی یک نیروگاه

بخار به روش بویلر کمکی [۲۰]

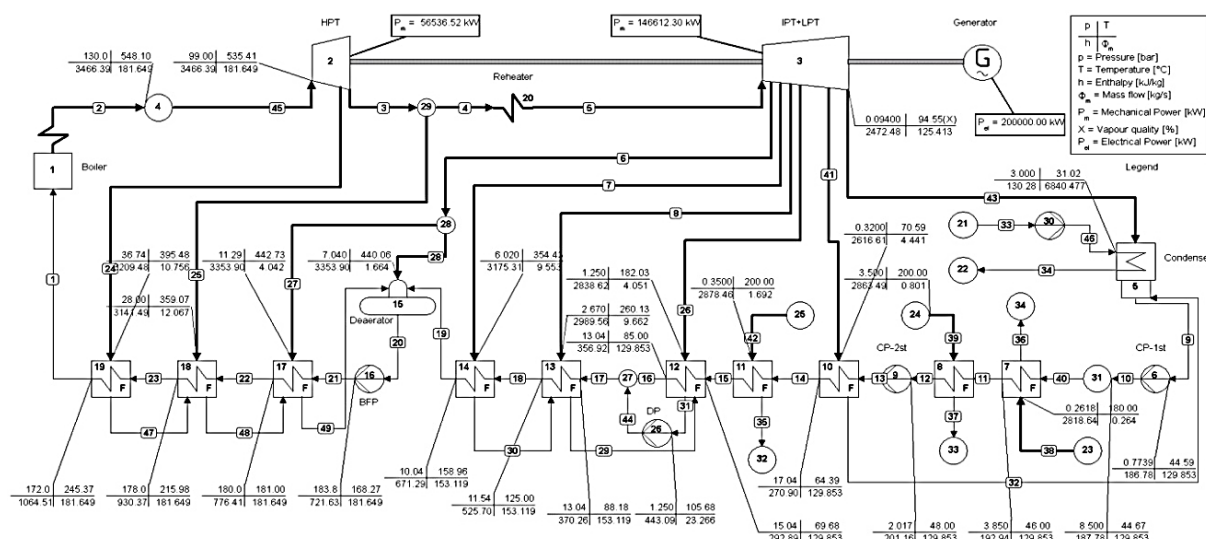
۴- پارامترهای مهم در انتخاب گزینه مناسب برای بازتوانی یک نیروگاه

برای انتخاب روش مناسب بازتوانی، پارامترهای متعددی باید در نظر گرفته شوند و در نهایت با توجه به میزان اهمیت هر یک از پارامترها در نیروگاه مد نظر، روش مناسب انتخاب می‌گردد. در بخش های قبل توضیحات مختصری در مورد هر یک از روش های بازتوانی ارائه شد. در این قسمت پارامترهای محدود کننده و موثر در انتخاب روش بیان می‌شوند. پارامترهای مهم و تأثیرگذار در انتخاب روش بازتوانی به شرح زیر می‌باشند [۴]:

۱. میزان افزایش توان تولیدی در سیکل جدید
۲. میزان افزایش بازده سیکل بازتوانی شده نسبت به سیکل بخار موجود
۳. مدت زمان خارج بودن سیکل بخار از مدار تولید برای انجام عملیات بازتوانی
۴. هزینه سرمایه‌گذاری اولیه
۵. توان توربین گاز
۶. مسائل زیست محیطی
۷. سایر عوامل محدود کننده

۵- توضیح سیکل نیروگاه

نیروگاه شهید منتظری اصفهان در ۱۵ کیلومتری شمال غرب اصفهان و در کنار بزرگراه اصفهان-تهران، جنب پالایشگاه اصفهان در زمینی به مساحت ۲/۲ میلیون متر مربع



شکل (۶) نمودار فرایند سیکل ساده واحد ۲۰۰ مگاواتی نیروگاه شهید منتظری [۲۸]

۶- انتخاب روش مناسب برای بازتوانی نیروگاه

شهید منتظری

در این مقاله روش گرمایش آب تغذیه برای نیروگاه شهید محمد منتظری اصفهان مورد تجزیه و تحلیل قرار می گیرد. در این بخش دلایل پیشنهاد روش گرمایش آب تغذیه برای نیروگاه بیان می شوند. از جمله اصلی ترین ویژگی های این روش هزینه سرمایه گذاری کمتر نسبت به سایر روش ها است. طبق توضیحات ارائه شده برای بازتوانی به روش گرمایش آب تغذیه، اگر این روش در واحدهای بخار نیروگاه اجرا شود، محدودیتی برای اجرای روش های دیگر (به عنوان مثال روش جعبه هوای داغ) به وجود نخواهد آورد، بدین معنی که می توان بازتوانی به روش جعبه هوای داغ را نیز همزمان در واحدها اجرا نمود. البته این امر با محدودیت فضای لازم برای توربین های گاز مواجه خواهد بود. در روش های جعبه هوای داغ و بویلر کمکی اصلی ترین فاکتور محدود کننده بویلر موجود هستند. بدین معنی که جهت انجام بازتوانی می بایست مطالعات بسیار دقیق بر روی بویلر صورت گرفته و انتخاب تجهیزات جدید متناسب با بویلر انجام شود. در صورتی که در روش گرمایش آب تغذیه تنها فاکتور محدود کننده توربین بخار است، که دبی

اتمسفر و درجه حرارت ۵۴۰ درجه سانتی گراد وارد توربین فشار قوی می شود. بخار خروجی از توربین فشار قوی مجدداً در بویلر تا ۵۴۰ درجه سانتی گراد گرم شده و با فشار ۲۴/۵ اتمسفر وارد توربین فشار متوسط می گردد و پس از خارج شدن از توربین فشار متوسط وارد توربین فشار ضعیف می شود. بخار خروجی توربین فشار ضعیف نیز در کندانسور با آب خنک شده مخلوط گردیده و به آب تبدیل می شود و مجدداً همین مسیر را طی می نماید.

جدول (۱) مشخصات کلی واحدها [۲۸]

پارامتر	مقدار	واحد
توان تولید ناخالص	۲۰۰	MW
مصرف داخلی هر واحد	۱۴	MW
دبی سوخت مصرفی	54×10^3	Nm ³ /h
هیت ریت	۱۱۴۳۹/۶	Kj/kw.h
دبی بخار خط اصلی	۶۷۰	ton/h
فشار بخار خط اصلی	۱۳۰	atm
دمای بخار خط اصلی	۵۴۰	°C
دمای آب ورودی به بویلر	۲۴۷	°C
دمای گاز های خروجی از دودکش	۱۶۰	°C
دبی هوای احتراق ورودی به بویلر	$9/6 \times 10^5$	Nm ³ /h
تعداد فن های دمنده بویلر	۲	عدد
تعداد فن های مکنده بویلر	۲	عدد
تعداد مشعل ها	۱۲	عدد
بازده ترکیبی الکتروموتورها و پمپ ها	۹۵	%

عبوری از طبقات پایینی و دبی بخار ورودی به کندانسور مواردی هستند که ایجاد محدودیت می کنند [۱۴]. در روش سیکل ترکیبی نیز با توجه به اینکه بویلر موجود می بایست به طور کامل حذف شده و بویلر بازیاب حرارتی جایگزین آن شود، هزینه سرمایه گذاری نسبتاً زیادی را به دنبال دارد [۴]. از طرفی هم بویلرهای واحدهای نیروگاه شهید منتظری برخلاف تعمیرات متعدد مورد نیاز اخیر در اثر فرسودگی لوله های سوپرهیتر و دیواره ای، پیش بینی می شود که هنوز بخش زیادی از عمر مفید آنها باقی مانده است [۲۸].

روش گرمایش آب تغذیه تنها روش بازتوانی است که دو سیکل بخار و توربین گاز می توانند به صورت کاملاً مستقل و در محدوده بار حداکثر خود در چرخه تولید قرار گیرند، بدین معنی که اگر سیکل توربین گاز با مشکل خاصی مواجه شود و یا به هر دلیل دیگر مانند محدودیت در سوخت گاز از سرویس خارج شود، سیکل بخار می تواند بدون هیچ مشکلی در سرویس باقی بماند، تنها با این تفاوت که با بازده قبلی خود کار کند. از جمله عوامل مهم و تأثیرگذار دیگر در انتخاب روش گرمایش آب تغذیه محدودیت های موجود در سوخت گاز طبیعی برای نیروگاه است. در سالهای اخیر شاهد این موضوع هستیم که سازمان حفاظت محیط زیست به استناد قوانین محدود کننده در تولید گازهای زیان آور مانند No_x در نیروگاه ها، میزان مصرف مازوت در نیروگاه شهید منتظری را به روش های مختلف به حداقل رسانده است [۲۹]. روش گرمایش آب تغذیه از این جهت بهترین گزینه خواهد بود، چرا که اولاً مصرف گاز طبیعی آن به واسطه ظرفیت پائین توربین گاز کم است و ثانیاً توربین گاز کاملاً مستقل بوده و در صورت کاهش سهمیه گاز مصرفی نیروگاه، توربین گاز می تواند از مدار خارج شود.

برای انجام بهینه سازی در بازتوانی به روش گرمایش آب تغذیه، چندین روش وجود دارد. از جمله پارامترهایی که می توان در بهینه سازی مدنظر قرار گرفت و به عنوان تابع هدف از آنها استفاده کرد، بازده سیکل نهایی، میزان افت مصرف سوخت، میزان افزایش توان تولیدی، کاهش هزینه برق تولیدی و کاهش آلاینده های زیست محیطی هستند [۱۴]. از عوامل نام برده می توان یک یا چند مورد را به عنوان تابع هدف انتخاب و کلیه محاسبات را براساس آنها انجام داد. در این تحقیق از بازده انرژی در بازتوانی در استفاده شده و با شناخت این موضوع که بازده انرژی در برگیرنده شرایط کلی نیروگاه بازتوانی شده است، بهینه سازی ها را براساس آن انجام خواهیم داد. برای انجام بازتوانی از دو مبدل حرارتی استفاده می شود. یکی از مبدل های حرارتی که مبدل حرارتی فشار ضعیف^{۱۸} است، در مسیر آب تغذیه و قبل از ورود آب به گاززدا قرار خواهد گرفت. این مبدل آب تغذیه بعد از گلند کولر را دریافت کرده و ضمن گرم کردن آن تا دمای مورد نیاز، به گاززدا تحویل می دهد. مبدل حرارتی دیگر که مبدل حرارتی فشار قوی^{۱۹} است، در مسیر آب تغذیه و بعد از پمپ های آب تغذیه بویلر قرار می گیرد. افزایش دمای آب تغذیه در این مبدل نیز به مقداری انجام می شود که برای ورود به بویلر نیاز است. سیکل بازتوانی شده مد نظر در شکل ۷ قابل مشاهده است.

۱-۶ فرضیات لازم در انجام محاسبات بازتوانی

- ۱- میزان ۴ درصد تلفات حرارتی برای مبدل های جدید در نظر گرفته می شود.
- ۲- فشار بخار ورودی به زیرکش ها توسط قانون استودلا^{۲۰} محاسبه می شوند [۱۴].

^{۱۸} Low Pressure Heat Exchanger

^{۱۹} High Pressure Heat Exchanger

^{۲۰} Stodda law

حرارت تبادل یافته در این مبدل ها به مقدار مورد نیاز برای گرمایش آب تغذیه است که در زیر بیان می شوند [۱۴]:

$$\dot{Q}_{LPHEX} = \dot{m}_{LPFW}(h_{out,LPFWH} - h_{in,LPFWH}) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{HPHEX} = \dot{m}_{HPFW}(h_{out,HPFWH} - h_{in,HPFWH}) \quad (3)$$

از طرفی این مقادیر حرارتی از سمت توربین گاز برای مبدل فشار ضعیف و فشار قوی به ترتیب در روابط زیر بیان می شوند:

$$\dot{Q}_{LPHEX} = \dot{m}_{gt} * C_{Peg,LP}(T_{in,LPHEX} - T_{out,LPHEX}) \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{HPHEX} = \dot{m}_{gt} * C_{Peg,HP}(T_{out,gt} - T_{out,HPHEX}) \quad (5)$$

در صورتی که بخواهیم بیشترین استفاده از گازهای داغ خروجی از توربین گاز را داشته باشیم، طراحی ها باید به گونه ای باشد که گازهای خروجی از مبدل حرارتی فشار ضعیف کمترین دمای ممکن را داشته باشند. از طرفی یکی از معضلاتی که در این تجهیزات در حین بهره برداری به وجود می آید، تشکیل شبنم بر روی تجهیزات و خوردگی قطعات فلزی است، لذا مجبوریم که دمای این نقطه را کمی بیشتر از نقطه شبنم انتخاب کنیم که این مقدار برابر با 110°C است [۱۴]. در روابط فوق C_{Peg} ظرفیت حرارتی مخصوص گاز است. برای محاسبه آن می توان از رابطه زیر استفاده کرد [۳۱].

$$C_{Peg,HP} = 1/8083 - 2.3127 * 10^{-3} T_{out,gt} + 4/045 * 10^{-6} T_{out,gt}^2 - 1/7363 * 10^{-9} * T_{out,gt}^3 \quad (6)$$

رابطه فوق برای محاسبه ظرفیت حرارتی مخصوص گازهای ورودی به مبدل حرارتی فشار قوی استفاده می شود. برای محاسبه ظرفیت حرارتی مخصوص گازهای ورودی به مبدل حرارتی فشار ضعیف نیز می توان از رابطه مشابهی استفاده کرد.

۳- کلیه گرمکن های آب تغذیه و مبدل های حرارتی به صورت مبدل حرارتی با جریان متقابل^{۲۱} در نظر گرفته شده اند.

۴- از توربین گاز با ظرفیت مشخص استفاده خواهد شد. برای این منظور ابتدا به محاسبات لازم برای انتخاب توربین گاز با ظرفیت مناسب پرداخته شده و بعد از آن توربین های در محدوده ظرفیت محاسبه شده مورد استفاده قرار میگیرند.

۵- جهت محاسبه اگررژری تجهیزات از شرایط محیط استاندارد ($P=101/3 \text{ bar}$, $T=25^{\circ}\text{C}$) استفاده شده است.

۶- میزان افت دمای گازهای خروجی از توربین گاز تا ورودی به مبدل فشار قوی 20°C در نظر گرفته شده است.

۷- میزان افت دمای گازهای خروجی از مبدل فشار قوی تا ورودی به مبدل فشار ضعیف 20°C در نظر گرفته شده است.

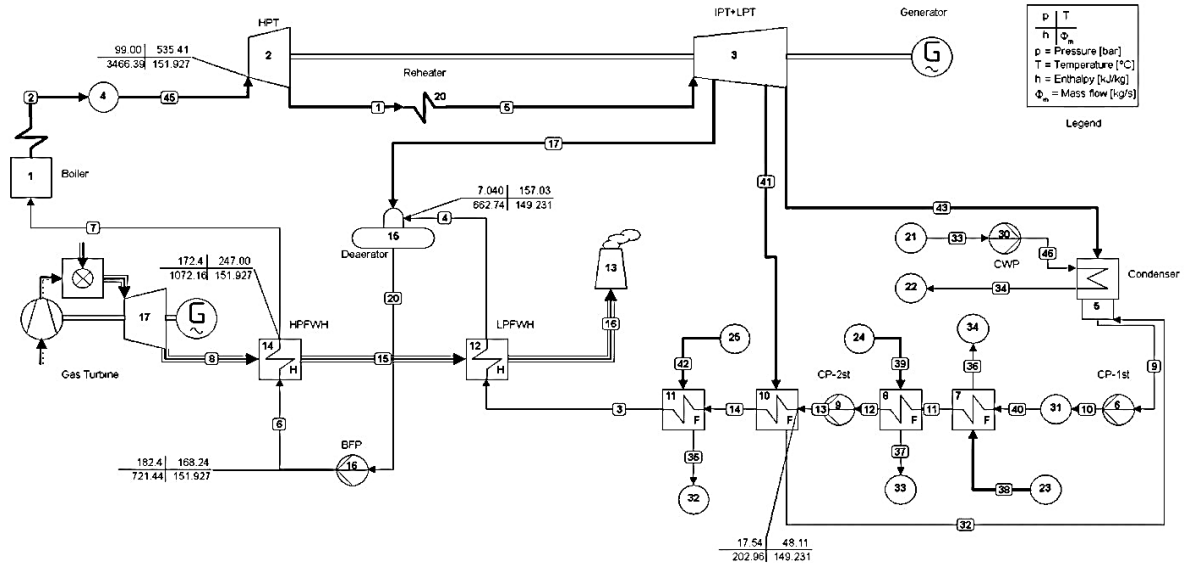
۸- مقدار بازده ایزنتروپیک جدید توربین بخار، متأثر از تغییر در دبی بخار عبوری از آن، با استفاده از رابطه زیر بیان می شود [۳۰]:

$$\frac{\eta_{isen,new}}{\eta_{isen,first}} = -1/0.167 \left(\frac{\dot{m}_{st,new}}{\dot{m}_{st,first}} \right)^4 + 2/4443 \left(\frac{\dot{m}_{st,new}}{\dot{m}_{st,first}} \right)^3 - 2/1812 \left(\frac{\dot{m}_{st,new}}{\dot{m}_{st,first}} \right)^2 + 1/0.535 \left(\frac{\dot{m}_{st,new}}{\dot{m}_{st,first}} \right) + 0/701 \quad (1)$$

۲-۶ مدل سازی مبدل های حرارتی

به منظور انتخاب و یا طراحی مبدل های حرارتی مورد نیاز، محاسبات لازم در این خصوص می بایست انجام شود. در این قسمت به انجام محاسبات لازم جهت مشخص کردن ظرفیت حرارتی مورد نیاز مبدل ها خواهیم پرداخت. میزان

^{۲۱} counter flow Heat exchanger



شکل (۷) نمودار فرایند واحد های بازتوانی شده نیروگاه به روش گرمایش آب تغذیه برای کلیه گرمکن های آب تغذیه

$$CP_{air,comp} = \frac{1}{0.4841} - \left(\frac{3}{837} \frac{T_{in,air}}{1.1} \right) + \left(\frac{9}{4537} \frac{T_{in,air}^2}{1.1} \right) - \left(\frac{5}{490.31} \frac{T_{in,air}^3}{1.1} \right) + \left(\frac{7}{9298} \frac{T_{in,air}^4}{1.1} \right) \quad (9)$$

در رابطه ۷ پارامتر FA نسبت سوخت به هوا است که با استفاده از رابطه زیر بدست می آید [۱۴]:

$$FA = \frac{[CP_{g,in,GT}(T_{in,gas} - T_{in,air}) - CP_{air,in,comp}(T_{out,air} - T_{in,air})]}{LHV * \eta_{combustion} - CP_{g,in,GT}(T_{in,gas} - T_{in,air})} \quad (10)$$

مقدار دمای هوای خروجی از کمپرسور نیز با استفاده از رابطه زیر محاسبه می شود [۱۴]:

$$T_{out,air} = T_{in,air} \left(1 + \frac{r_{p,cc} \left(\frac{k_{air}-1}{k_{air}} \right) - 1}{\eta_{comp}} \right) \quad (11)$$

با فرض اینکه توربین گاز به طور کامل عایق گرما است، دمای گازهای خروجی از توربین گاز توسط رابطه زیر بیان می شود:

$$T_{out,gt} = T_{in,gas} \left(1 - \eta_{gt} \left(1 - r_{p,c} \left(\frac{1-k_{gas}}{k_{gas}} \right) \right) \right) \quad (12)$$

۴-۶ تحلیل اگزرژی

به منظور محاسبه بازده اگزرژی سیکل جدید از رابطه

زیر استفاده می شود [۳۰]:

$$\eta_{ex,combined\ cycle} = \frac{\sum_{i=1}^n \dot{W}_i}{\sum_{i=1}^n \dot{E}X_f} \quad (13)$$

۳-۶ مدل سازی توربین گاز

برای مدل سازی توربین گاز، از چندین توربین گاز استفاده خواهد شد. توان توربین گاز در محدوده بین ۷۰ تا ۱۵۹ مگاوات انتخاب شده است. در این قسمت روابطی جهت مدل سازی توربین گاز بیان می شود. در بخش قبلی و با استفاده از روابط ۲ تا ۶ دمای مورد نیاز گازهای داغ خروجی از توربین گاز به دست آمد. در اینجا به محاسبه توان توربین گاز با داشتن دمای گازهای خروجی می پردازیم. توان خالص توربین گاز با استفاده از رابطه زیر بیان می شود [۱۴]:

$$\dot{W}_{gt} = \dot{m}_{air} * [(1 + FA) * CP_{g,in,GT} * (T_{in,gas} - T_{out,gt}) - CP_{air,in,comp} * (T_{out,air} - T_{in,air})] \quad (14)$$

برای محاسبه ظرفیت حرارتی بیان شده در رابطه فوق، از روابط زیر استفاده می شود [۱۴]:

$$CP_{g,in,GT} = 0.991615 + \left(\frac{6}{997.3} \frac{T_{in,gas}}{1.1} \right) + \left(\frac{2}{7129} \frac{T_{in,gas}^2}{1.1} \right) - \left(\frac{1}{22442} \frac{T_{in,gas}^3}{1.1} \right) \quad (15)$$

به منظور محاسبه $\dot{Q}_{Gas\ Turbine}$ نیز از موازنه انرژی در محفظه احتراق توربین گاز استفاده می کنیم:

$$\dot{Q}_{Gas\ Turbine} = \frac{\dot{m}_{air,in}(h_{out,combustion\ chamber} - h_{in,combustion\ chamber})}{\eta_{th,combustion\ chamber}} \quad (21)$$

۷- مشاهده نتایج و نتیجه گیری

نیروگاه های حرارتی نوع سیکل بخار در حال حاضر ۳۴/۲ درصد از برق تولیدی کشور را به خود اختصاص داده اند و اکثر آنها دارای عمر بالای ۱۸ سال هستند. بازده پائین این نیروگاه ها در مقایسه با نیروگاه های سیکل ترکیبی و افزایش قیمت حامل های انرژی باعث شد که دولت در برنامه ریزی جدید خود وزارت نیرو را مکلف کند که متوسط بازده نیروگاه های موجود را به بالای ۴۱ درصد افزایش دهد. در این میان یکی از بهترین گزینه های پیش رو برای نیروگاه های بخار، بازتوانی آنها است. در بازتوانی نیروگاه بخار به صورت همزمان چندین هدف دنبال می شوند. افزایش ظرفیت توان تولیدی نیروگاه، افزایش بازده کلی سیکل جدید، بهبود عملکرد زیست محیطی به واسطه کاهش تولید NO_x و سایر گاز های آلاینده، افزایش عمر مفید نیروگاه و افزایش قابلیت عملیات از اصلی ترین اهداف و مزایای بازتوانی به شمار می آیند. نیروگاه شهید منتظری اصفهان با توان تولید ۱۶۰۰ مگاوات یکی از نیروگاه های مؤثر و با سابقه درخشان در صنعت برق ایران است، که با توجه به توضیحات ارائه شده در این قسمت و اینکه بازده حرارتی خالص نیروگاه در حال حاضر حدود ۳۲ درصد است [۳۴] و ۳۰ سال از نصب اولین واحد از ۸ واحد مشابه ۲۰۰ مگاواتی آن می گذرد [۲۸]، می تواند به عنوان یکی از الویت های اجرای عملیات بازتوانی مورد مطالعه قرار گیرد. در میان سایر روش های بازتوانی، روش گرمایش آب تغذیه دارای مزایای متعددی است که می تواند در واحد های این نیروگاه مورد استفاده قرار گیرد. هزینه سرمایه گذاری کمتر

با توجه به اینکه در سیکل بازتوانی شده جدید دو سیکل بخار و توربین گاز به طور همزمان در حال مصرف سوخت و تولید توان هستند، لذا برای رابطه فوق داریم [۳۰]:

$$\sum_{i=1}^n \dot{E}X_f = \dot{E}X_{f,st} + \dot{E}X_{f,gt} \quad (14)$$

$$\sum_{i=1}^n \dot{W}_i = \dot{W}_{st} + \dot{W}_{gt} \quad (15)$$

جهت محاسبه اگزرژی سوخت ورودی به سیکل از رابطه زیر استفاده می شود [۳۲]:

$$\dot{E}X_f = \psi_f * \dot{m}_f \quad (16)$$

به منظور محاسبه اگزرژی مخصوص سوخت مصرفی و با توجه به اینکه سوخت مصرفی گاز طبیعی می باشد، از رابطه زیر استفاده می شود [۳۲]:

$$\psi_f = \xi * LHV_f \quad (17)$$

ضریب ξ که مقدار آن به ترکیب شیمیایی سوخت مصرفی بستگی دارد و در مراجع مختلف مقادیر تجربی متعددی برای آن بیان شده است، برای سوخت های با فرمول کلی C_xH_y از رابطه زیر محاسبه می شود [۳۳]:

$$\xi = 1.033 + 0.0169\left(\frac{y}{x}\right) - \left(\frac{0.0698}{x}\right) \quad (18)$$

حال به منظور محاسبه دبی سوخت ورودی به سیکل، سوخت مصرفی در بویلر سیکل بخار و توربین گاز باید به صورت جداگانه محاسبه شوند. برای محاسبه سوخت مصرفی سیکل بخار از رابطه زیر استفاده می کنیم:

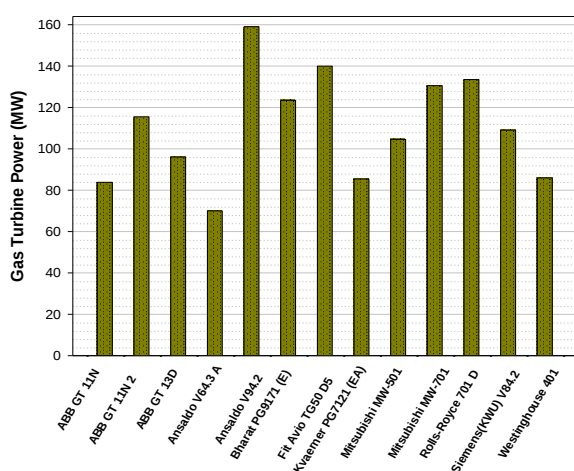
$$\dot{m}_{f,b} = \frac{\dot{Q}_{boiler}}{LHV_f} \quad (19)$$

جهت محاسبه $\dot{Q}_{boiler}$ از موازنه انرژی در بویلر استفاده می کنیم:

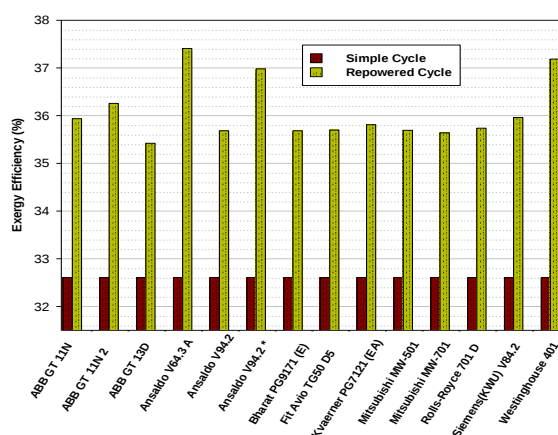
$$\dot{Q}_{boiler} = \frac{\dot{m}_{fw,in}(h_{out,boiler} - h_{in,boiler}) + \dot{m}_{reh}(h_{out,reh} - h_{in,reh})}{\eta_{th,b}} \quad (20)$$

که مقدار $\eta_{th,b}$ نیز برای بویلر نیروگاه شهید منتظربرابر با ۹۰/۵۵ درصد اعلام شده است [۳۴].

جلوگیری از ایجاد نقطه شبنم بر روی تجهیزات است. استفاده از یک توربین گاز مدل V94.2 Ansaldo با توان نامی ۱۵۹ مگاوات برای دو واحد به طور همزمان (که با علامت* در نمودار مشخص شده است) نیز گزینه بعدی از لحاظ افزایش بازده خواهد بود.



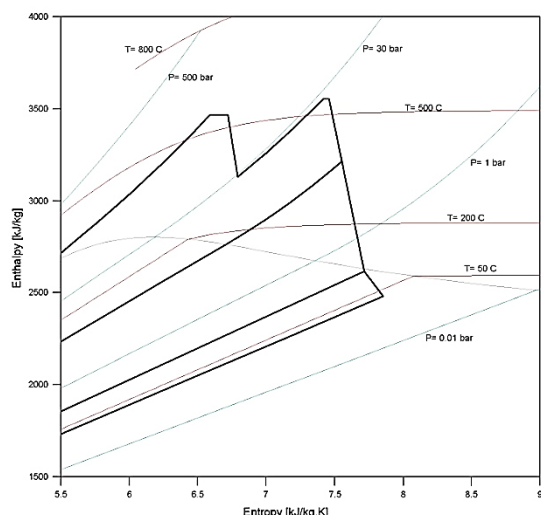
شکل (۸) میزان افزایش بار سیکل جدید با استفاده از توربین گازهای متفاوت



شکل (۹) میزان افزایش بازده اگزرژی سیکل جدید با استفاده از توربین گازهای متفاوت

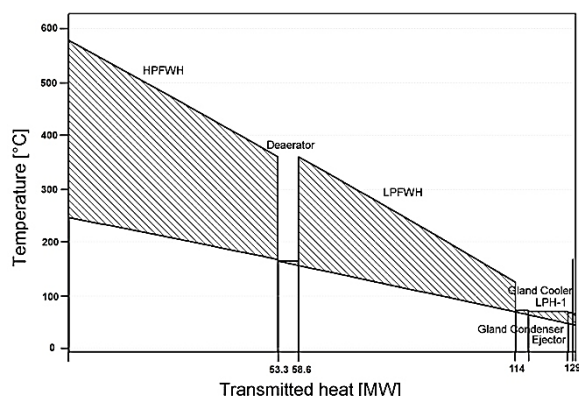
در جدول ۲ می توان پارامترهای ترمودینامیکی مبدل های حرارتی که با استفاده از توربین گاز مدل Westinghouse ۴۰۱ برای بازتوانی مورد استفاده قرار می گیرند را مشاهده کرد. در انتخاب مبدل های حرارتی برای آنکه بتوانیم ضمن حفظ پارامترهای ترمودینامیکی سایر نقاط سیکل بخار، گرمایش آب تغذیه را تا دماهای مورد نظر برای هر دو مبدل انجام دهیم، چندین نکته در نظر گرفته شده است. همچنین

نسبت به سایر روش ها، استقلال کامل هر دو سیکل بخار و توربین گاز از یکدیگر (در صورت نیاز)، مصرف سوخت گاز طبیعی اجباری کمتر، سادگی در اجرای طرح، مدت زمان کمتر خارج بودن واحد بخار از مدار برای اجرای عملیات بازتوانی و امکان اجرای همزمان سایر روش های بازتوانی از جمله مزایای روش گرمایش آب تغذیه هستند. اصلی ترین محدودیت های اجرای این طرح دبی عبوری بخار در طبقات پائین توربین بخار و خلأ کندانسور هستند، که با اجرای روش گرمایش آب تغذیه موازی تا حدودی می توان این موارد را نیز کنترل کرد. در این مقاله ضمن پیشنهاد بازتوانی به روش گرمایش آب تغذیه برای واحد های نیروگاه شهید منتظری، به شبیه سازی و بهینه سازی سیکل بازتوانی شده با روش مذکور پرداخته شده است. با توجه به توضیحات ارائه شده در قسمت های قبل و مشابه شکل ۷ یک مبدل فشار قوی جایگزین گرمکن های آب تغذیه فشار قوی شده و یک مبدل فشار ضعیف نیز جایگزین گرمکن های آب تغذیه فشار ضعیف شماره های ۲، ۳ و ۴ شده است. برای گرمایش آب تغذیه از چندین توربین گاز استفاده شده و تأثیر هر کدام در میزان افزایش توان تولیدی و همچنین افزایش بازده اگزرژی سیکل جدید مورد بررسی قرار گرفته است. در شکل های ۸ و ۹ می توان ضمن مشاهده نتایج مذکور به انتخاب توربین گاز مناسب پرداخت. بهترین بازده برای سیکل در این روش با استفاده از توربین گاز مدل V94.2A Ansaldo قابل حصول است، اما در این حالت دمای محصولات احتراق در خروجی مبدل فشار ضعیف به 58°C میرسد که در عمل این حالت امکان پذیر نیست. استفاده از توربین گاز مدل Westinghouse ۴۰۱ در رتبه دوم از لحاظ افزایش بازده اگزرژی خواهد بود. در این حالت دمای محصولات احتراق در خروج از مبدل فشار ضعیف برابر $133/5^{\circ}\text{C}$ است که بهترین حالت از لحاظ

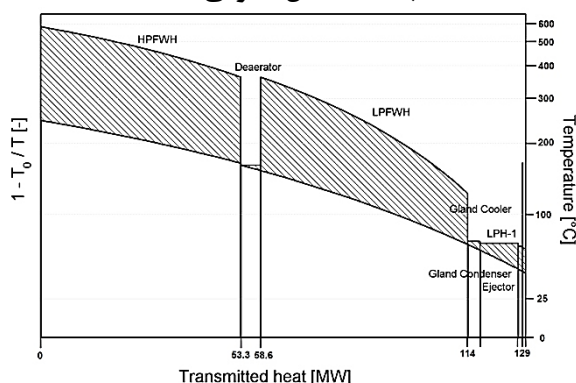


شکل (۱۱) نمودار Mollier مربوط به رفتار ترمودینامیکی سیکل بازتوانی شده نیروگاه

با اعمال بازتوانی به روش گرمایش آب تغذیه و استفاده از توربین گاز مدل ۴۰۱ Westinghouse توان تولیدی نیروگاه به مقدار ۴۲/۹۵ درصد و بازدهای انرژی و انرژی نیز به ترتیب مقدار ۶ و ۵/۲ درصد افزایش می یابند.



شکل (۱۲) نمودار QT برای مبدل های حرارتی گرمکن آب تغذیه سیکل بازتوانی شده

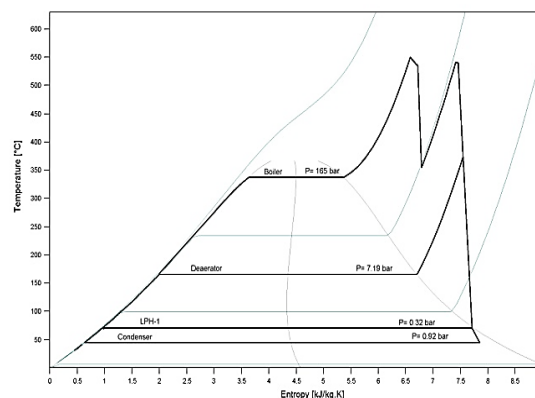


شکل (۱۳) نمودار Value برای مبدل های حرارتی گرمکن آب تغذیه سیکل بازتوانی شده

به منظور حفظ شرایط کاری توربین گاز در محدوده استاندارد خود و عدم استفاده از فن مکنده در انتهای سمت دود خروجی از مبدل فشار ضعیف، افت فشار سمت پوسته در مبدل ها به مقدار حداکثر ۰/۰۴ bar در نظر گرفته شده است. در شکل های ۱۰ و ۱۱ نیز می توان نمودارهای T-S و Mollier مربوط به رفتار ترمودینامیکی سیکل بازتوانی شده را مشاهده کرد. در شکل های ۱۲ و ۱۳ می توان نمودارهای حرارت-دما (QT diagram) و نمودار رفتار انرژی را مشاهده کرد. در این نمودار ها می توان پروفیل های دمایی هر دو جریان، میزان حرارت تبادل شده و میزان انرژی تبادل یافته و انرژی تلف شده در مبدل های حرارتی را مشاهده کرد و تغییرات آنها را بررسی نمود.

جدول (۲) مشخصات و پارامتر های ترمودینامیکی مبدل های حرارتی فشار قوی و فشار ضعیف

پارامتر	واحد	مبدل فشار ضعیف	مبدل فشار قوی
فشار آب ورودی	bar	۱۶	۱۸۰
فشار گاز های داغ ورودی	bar	۱/۰۴	۱/۰۸
افت فشار مجاز آب	bar	۹	۱۰
افت فشار مجاز گاز های داغ	bar	۰/۰۴	۰/۰۴
دمای آب ورودی	°C	۵۲	۱۶۷
دمای آب خروجی	°C	۱۵۹/۱	۲۴۶
دمای گاز های داغ ورودی	°C	۳۱۶	۴۸۵
دمای گاز های داغ خروجی	°C	۱۳۳/۵	۳۳۶
دبی آب عبوری	Kg/s	۱۵۷/۵	۱۵۹/۳
دبی گاز های داغ عبوری	Kg/s	۳۱۷	۳۱۷
میزان حرارت مبادله شده	MW	۷۱/۲	۵۶



شکل (۱۰) نمودار TS مربوط به رفتار ترمودینامیکی سیکل بازتوانی شده نیروگاه

فهرست علائم:	
I	انرژی اتلاف شده، kw
m	دبی جرمی، kg/s
R	ثابت جهانی گازها
B	بویلر
BFP	پمپ آب تغذیه بویلر
CP-۱st	پمپ کندانه مرحله اول
CP-۲st	پمپ کندانه مرحله دوم
e	انرژی مخصوص، kj/kg
E	انرژی کل، kj
Ex	انرژی جریان، kw
G	تابع گیس
g	شتاب گرانش زمین، m/s ^۲
gt	توربین گاز
h	آنتالپی مخصوص، kj/kg
HPFWH	مبدل حرارتی بازیاب فشار قوی
HPH	گرم کن آب تغذیه فشار قوی
LHV	ارزش حرارتی پائین سوخت
LPFWH	مبدل حرارتی بازیاب فشار ضعیف
LPH	گرم کن آب تغذیه فشار ضعیف
P	فشار، atm
Q	حرارت، kw
s	آنتروپی مخصوص، kj/kg.°K
st	توربین بخار
t	زمان، s
T	دما، K
v	سرعت
W	کار، kw
z	ارتفاع، m

des	اتلاف شده
f	سوخت
fw	آب تغذیه
g	دود
i	ورودی
o	خروجی
r	نسبی
reh	گرمایش مجدد

تشکر و قدر دانی:

در اینجا لازم میدانم از زحمات و همکاریهای آقایان مهندس لطفی و مهندس عباسی، از همکاران شاغل در نیروگاه شهید منتظری، به خاطر همکاریهایشان کمال تشکر را داشته باشم.

منابع

- [۱] آمار تفصیلی صنعت برق ایران، ویژه تولید، ۱۳۹۲.
- [۲] صمدی رامین، بازتوانی نیروگاه بخار به روش جعبه هوای داغ، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی، (۱۳۸۶).
- [۳] ترازنامه انرژی سال ۸۶، دفتر برنامه ریزی کلان برق و انرژی، معاونت برق و انرژی وزارت نیرو، ۱۳۸۶.
- [۴] حسینعلی پور س م، مهرپناهی ع، "بررسی اقتصادی بازتوانی نیروگاه های بخار در مقایسه با احداث نیروگاه های گازی"، نشریه انرژی ایران، دوره ۱۲ شماره ۴، ۱۳۸۸، ۴۱-۶۲.
- [۵] آمار تفصیلی صنعت برق ایران، ویژه مدیریت راهبردی، ۱۳۹۲، شرکت مادر تخصصی توانیر.
- [۶] A, Singh, P.E, and D, Kopecky, "Repowering Considerations for Converting Power Plants To Combine Cycle Power Plants", Publication, ASME IJPG ۲۰۰۲-۲۶۱۶۹.
- [۷] Feenstra, J. and Kamminga, p. "Mechanical and Process Design Of the Flevo Power Station Conversion Project", Pobjication ASME ۸۹-GT-۳۸.
- [۸] Rattan K.Tawney, James. A. Bonner and Asem.M.Elgaahary, "Economic and Performance Evaluation Of Combined Cycle Reppowering Options", Publication ASME GT-۲۰۰۲-۳۰۵۶۵.

علائم یونانی

ε	انرژی شیمیایی سوخت
η_1	بازده قانون اول (بازده حرارتی)
η_2	بازده قانون دوم (بازده انرژی)
ζ	ضریب انرژی سوخت ها
ψ	انرژی مخصوص

زیر نویس ها

$\cdot$	شرایط مبنای محیط
a	هوا
c ch	محفظه احتراق
c.s	سطح معیار
c.v	حجم معیار

- [۲۳] Stenzel, William, C. Sopocy, Dale, M. Pace, Stanley, E. "Repowering Existing Fossil Steam Plants" www.Sepri.com.
- [۲۴] Kudlu, N. (۱۹۸۹). Major Options and Considerations for Repowering With Gas Turbines, BETCHEL Project Report.
- [۲۵] حسینی پور س م، مهرپناهی ع، "بهینه سازی بازتوانی گرمایش آب تغذیه موازی نیروگاه شهید رجایی بر اساس هزینه برق تولیدی"، نشریه انجمن مهندسان مکانیک ایران، ۱۳۸۹.
- [۲۶] Joyce, J.S. (۱۹۹۶). Parallel Repowering of Existing Steam Turbine Plants With Gas Turbines to Improve Their Operating Efficiency and Environmental Compatibility, Germany, pp ۳۱-۴۵.
- [۲۷] Gambini, M. Guizzi, G.L. (۱۹۸۹). Repowering of Steam Power Plants for Medium-High Increase of Power Generated, IEEE, ۲۴۹۱-۲۴۹۸.
- [۲۸] آرشیو نیروگاه شهید منتظری اصفهان.
- [۲۹] لاک شیت های نیروگاه شهید منتظری اصفهان.
- [۳۰] حسینی پور س م، مهرپناهی ع، مینی ک، "بررسی انجام بازتوانی کامل بر ارتقاء خصوصیات فنی اقتصادی یک نیروگاه بخار"، مجله علمی-پژوهشی مکانیک مدرس، دوره ۱۱، شماره ۱، ۱-۱۸، ۱۳۹۰.
- [۳۱] J.P, Yadav, O, Singh, :Thermodynamic Analysis of Air Cooled Gas/Steam Combined Cycle Plants", ۲۰۰۶, journal-MC.
- [۳۲] Aljundi, I.H, ۲۰۰۹, "Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan", Applied Thermal Engineering, ۲۹, ۳۲۴-۳۲۸.
- [۳۳] Ameri M, Ahmadi p, Khanmohammadi S, ۲۰۰۸, "Exergy analysis of a ۴۲۰ MW combined cycle power plant", international journal of energy research, ۳۲, ۱۷۵-۱۸۳.
- [۳۴] احمدی شیخ شبانی غ، طغریایی د، عظیمیان ا، "تحلیل انرژی و انرژی نیروگاه شهید منتظری اصفهان"، دومین کنفرانس انتقال حرارت و جرم ایران، سمنان، ۲۸ و ۲۹ آبان ۱۳۹۳.
- [۳۵] <http://www.asimptote.nl>, ۲۰۱۵, [cycle-tempo software, release ۵], Delft university, the Netherlands.
- [۹] صنایع س، حمزه ای ی، "مدل سازی و بهینه سازی فنی، اقتصادی بازسازی نیروگاه های بخار با استفاده از توربین های گاز"، بیستمین کنفرانس بین المللی برق، ۱۳۸۵.
- [۱۰] Baghestani M, Ziabasharhagh M, Khoshgoftar Manesh M H, "Evaluation of repowering in a gas fired steam power plant based on exergy and exergoeconomic analysis", world Renewable Energy Congress, sweden, ۲۰۱۱.
- [۱۱] مهرپناهی ع، حسین علیپور س م، "بهینه سازی بازتوانی جزئی یک نیروگاه بخار توسط روشهای NMSM و GAM"، دومین کنفرانس صنعت نیروگاه های حرارتی، تهران، ۱۳۸۹.
- [۱۲] حسینی پور س م، مهرپناهی ع، مینی ک، "تحلیل ترمو اکونومیک روشهای موجود در انجام بازتوانی گرمایش آب تغذیه به روش پیمایشی"، فصلنامه مکانیک هوا فضا، جلد ۸ شماره ۲، تابستان ۱۳۹۱، صفحات ۱۳ الی ۲۹.
- [۱۳] Shahnazari, M.R., Foroughi, D., and Fakhrian, H., "Repowering of Lowshan Power Plant", IGTC Conf, Tokyo, Japan, (۲۰۰۳).
- [۱۴] Maghsoodi Mehrabanik, Sadat Fani Yazdi S, Mehrpanahi A, Nikbakht Naser Abad S, "Optimization Of Exergy In Repowering Steam Power Plant By Feed Water Heating Using Genetic Algorithm ", Indian J.Sci.Res. ۱(۲): ۱۸۳-۱۹۸, ۲۰۱۴.
- [۱۵] Zeki Mustafa, Glu Yilmazo, Durmaz Ali, " Hot windbox repowering of coal-fired thermal power plants", Turkish Journal of Engineering & Environmental Sciences, (۲۰۱۳) ۳۷: ۳۳ - ۴۱.
- [۱۶] Marcin Wołowicz, Jarosław Milewski, Krzysztof Badyda, "Feedwater repowering of ۸۰۰ MW supercritical steam power plant", Journal of Power Technologies ۹۲ (۲) (۲۰۱۲) ۱۲۷-۱۳۴.
- [۱۷] Matthias Fränkle, "the standardized repowering solution for ۳۰۰mw steam power plants in russia", Siemens Power Generation (PG), Germany, ۲۰۰۶.
- [۱۸] Ehren, G. Schenk, H.R. (۲۰۰۳). Gas Turbine Based Power Plants, IGTC ۲۰۰۳ Tokyo.
- [۱۹] Kudlu, N. (۱۹۸۹). Major Options and Considerations for Repowering With Gas Turbines, BETCHEL Project Report.
- [۲۰] سرابی ک، نباتی ح، "بررسی ترمودینامیکی تبدیل یک نیروگاه بخار موجود به نیروگاه ترکیبی"، هشتمین کنفرانس سالانه انجمن مهندسان مکانیک ایران، ۶۵۹-۶۴۹، ۱۳۷۹.
- [۲۱] Moore, T. (۱۹۹۵). Repowering as Competitive Strategy, Eprj Journal.
- [۲۲] Walters, A.B. (۱۹۹۵). Power Plant Topping Cycle Repowering, Energy Engineering Journal, ۴۹-۷۱.