



وزارت نیرو

پژوهشگاه نیرو

NRI

Niroy Research Institute



برونداد تخصصی

گروه پژوهشی سیکل و مبدل های حرارتی

شماره ۶ تابستان ۱۳۹۷

«خبرنامه تخصصی گروه پژوهشی سیکل و مبدل های حرارتی»

با هدف معرفی و ترویج دانش تخصصی گروه، مستند سازی یافته های نوین پژوهشی و انتشار به موقع دستاوردهای علمی و عملی گروه، به صورت داخلی منتشر می شود.



www.nri.ac.ir

TC&HX@nri.ac.ir



برونداد تخصصی

گروه پژوهشی سیکل و مبدل های حرارتی

شماره ۶ تابستان ۹۷

صاحب امتیاز: پژوهشگاه نیرو

مدیر مسئول: فرشته رحمانی

سر دبیر: فرشته رحمانی

مدیر اجرایی: حمید معصومی

ویراستار و صفحه آرا: بهدخت امیدزاده



اهداف:

«بروندادهای تخصصی گروه پژوهشی سیکل و مبدل های حرارتی» با هدف معرفی و ترویج دانش تخصصی گروه، مستندسازی یافته های نوین پژوهشی و انتشار به موقع دستاوردهای علمی و عملی گروه، به صورت داخلی منتشر می شود.

ناشر:

نشانی الکترونیکی: TC&HX @nri.ac.ir
نشانی: تهران، شهرک غرب، انتهای بلوار شهید دادمان، پژوهشگاه نیرو، گروه سیکل و مبدل های حرارتی

تلفن: ۰۲۱-۸۸۵۹۰۱۷۲

دورنگار: ۰۲۱-۸۸۵۹۰۱۷۱

همکاران این شماره:

فرشته رحمانی

حمید معصومی

اکبر نمازی تجرق

محمد تاجیک منصوری



- ۱ اخبار صنعت برق و انرژی
- ۳ آشنایی با اجزا توربین گاز - توربین
- ۱۱ امکانسنجی فنی و اقتصادی بکارگیری سیستم خنک کن هوای ورودی در کندانسور هوایی نیروگاه بخاری طوس



اخبار صنعت برق و انرژی

طرزطلب: بخش خصوصی برای احداث نیروگاه‌های جدید استقبال نمی‌کند

محسن طرزطلب با اشاره به کسری هشت هزار مگاواتی تأمین برق برای تابستان سال آینده، گفت: براساس پیش‌بینی‌های صورت‌گرفته نیاز مصرف برق کشور در پیک تابستان سال ۹۸ به رقمی در حدود ۶۱ هزار مگاوات خواهد رسید و با توجه به اینکه ظرفیت قابل اتکای فعلی ما حدود ۵۳ هزار مگاوات است بنابراین برای سال آینده حدود هشت هزار مگاوات کمبود تولید برق خواهیم شد. وی افزود: با توجه به ادامه خشکسالی‌ها و کاهش تولید نیروگاه‌های برق‌آبی مقرر شده است تا به منظور عدم تکرار خاموشی‌های تابستان سال جاری، پنج هزار و ۲۳۳ مگاوات نیروگاه حرارتی جدید در ۲۵ ساختگاه برای پیک تابستان سال آینده آماده شده تا بخش زیادی از این کسری تولید توسط واحدهای حرارتی جبران شود.

مدیرعامل شرکت مادر تخصصی تولید نیروی برق حرارتی ادامه داد: در کنار این اقدام دو برنامه کلان هم در نیروگاه‌های موجود به منظور افزایش توان واحدهای فعلی و همچنین افزایش ظرفیت نیروگاه‌های موجود پیش‌بینی شده است تا با رفع محدودیت تولید و تحقق پنج هزار و ۲۰۰ مگاوات افزایش ظرفیت نیروگاه‌های کشور تا سال آینده بتوانیم پیک پیش‌رو را با مشکلات به مراتب کمتری سپری کنیم. طرزطلب با تأکید بر اینکه اجرای کامل این برنامه‌ها در افزایش راندمان نیروگاه‌های کشور نیز تأثیرگذار خواهد بود، خاطرنشان کرد: تحقق برنامه‌های یاد شده نیازمند الزاماتی همچون تأمین منابع مالی ریالی و ارزی است که امیدواریم با همراهی دولت، مجلس و سایر بخش‌های مرتبط طرح‌های موجود در زمان پیش‌بینی شده عملیاتی شوند. وی در پاسخ به این سؤال که با وجود بدهی‌های خرید تضمینی برق آیا همچنان استقبال از سوی بخش خصوصی برای احداث نیروگاه‌های جدید وجود دارد، گفت: با تغییرات نرخ ارز همچنان صنعت برق و تجهیزات آن جزو کالاهای اساسی قلمداد نمی‌شود و با تعرفه‌ای که بابت خرید برق چه در بازار و چه به صورت تضمینی پرداخت می‌شود عملاً اجرای پروژه‌های نیروگاهی هیچگونه توجیهی ندارد و بخش خصوصی استقبالی از این موضوع نمی‌کند بنابراین بایستی تجدیدنظر جدی در این بخش صورت بگیرد.

منبع: آنا

صادق زاده: ۲۰ هزار میلیارد تومان برای گذر از پیک ۹۸/صدور مجوز صادرات برق تجدیدپذیرها

برای بخش خصوصی

رئیس سازمان انرژی‌های تجدیدپذیر و بهره‌وری انرژی برق گفت: در حال حاضر ظرفیت صادرات برای انرژی‌های تجدیدپذیر بسیار گسترده شده و هیچ محدودیتی نیز برای داوطلبان این بخش وجود ندارد و باید گفت که تاکنون در فاز اول ۱۰ هزار مگاوات تقاضا برای صادرات انرژی‌های تجدید پذیر ایجاد شده است. سید محمد صادق‌زاده، با اشاره به این که حدود یک ماه پیش وزیر نیرو دستورالعمل عقد قراردادهای تضمینی برای صادرات برق از انرژی‌های تجدید پذیر را ابلاغ کرد، افزود: با توجه به این مساله اکنون می‌توانیم به بخش خصوصی مجوزهای لازم را برای انجام صادرات برق بدهیم و شبکه را در اختیار آنها قرار دهیم.

وی ادامه داد: سرمایه‌گذاران نیز می‌توانند در بیابان‌هایی که استعداد تولید برق از انرژی خورشید و باد وجود دارد، سرمایه‌گذاری کنند و برق تولیدی خود را به صورت کامل به کشورهای همسایه صادر کنند. رئیس سازمان انرژی‌های تجدیدپذیر و بهره‌وری انرژی برق، با تاکید بر این مساله که بخش خصوصی قراردادهای خارجی خودش منعقد و صورت حساب‌ها را نیز وصول می‌کند، تصریح کرد: در این بین سهم ملی که ۱۵ درصد از قیمت فروش برق است، دریافت می‌شود. وی با تاکید بر این مساله که بنای توسعه انرژی تجدیدپذیر در کشور توسعه سرمایه‌گذاری است، ادامه داد: هر فردی که بخواهد در حوزه تجدیدپذیرها سرمایه‌گذاری کند راه برای آن باز است و ما قطعاً به آن فرد خوش آمد می‌گوییم و در این حوزه هیچ تفاوتی بین سرمایه‌گذار داخلی و خارجی وجود ندارد.

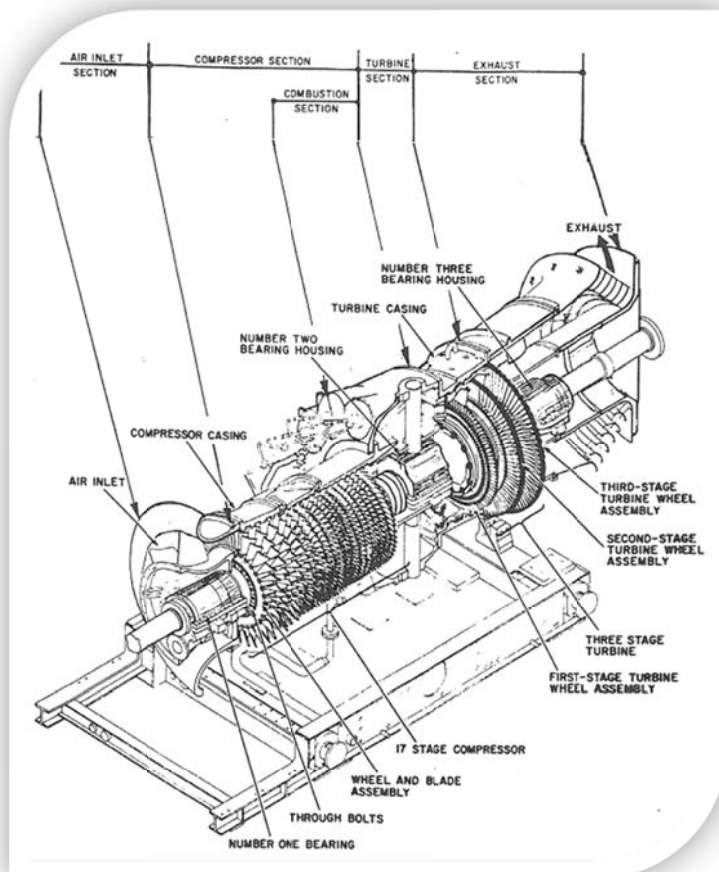
رئیس سازمان انرژی‌های تجدیدپذیر و بهره‌وری انرژی برق گفت: با توجه به برنامه ۰۹۸ معادل ۲۰ هزار میلیارد تومان برای توسعه تجدیدپذیرها و گذر از پیک سال آینده در نظر گرفته شد. سید محمد صادق‌زاده، با بیان اینکه برنامه ریزی متعددی برای توسعه تجدید پذیرها در نظر گرفته شده است، اظهار کرد: مقرر شده ۱۱۰۰ مگاوات از نیاز برق کشور در پیک سال ۱۳۹۸ توسط انرژی باد و خورشید تامین شود.

منبع: ایسنا

آشنایی با اجزا توربین گاز - توربین

حمید معصومی

اجزای اصلی توربین گاز مطابق با شکل (۱) عبارتند از کمپرسور، سیستم احتراق و توربین. در ادامه بحث آشنایی با اجزا توربین گازی در این بخش به بررسی توربین پرداخته شده است.



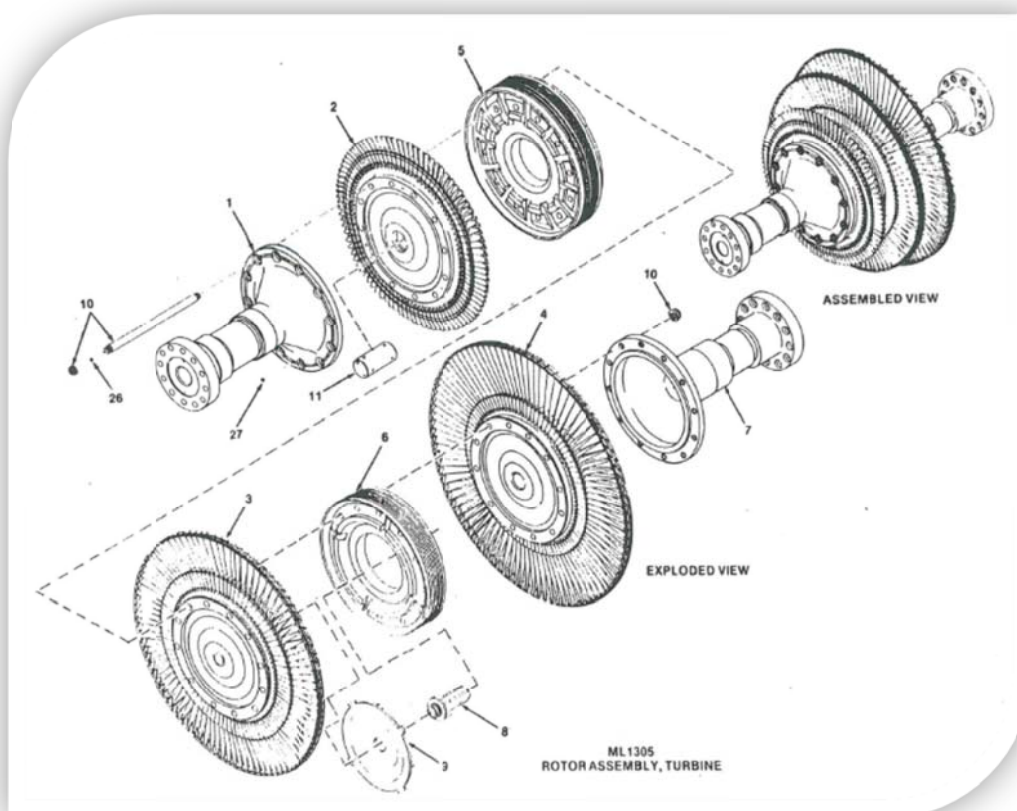
شکل (۱): اجزاء اصلی توربین گاز

وظیفه اصلی توربین گاز تبدیل انرژی گاز داغ پر فشار تولید شده توسط کمپرسور و محفظه احتراق به انرژی مکانیکی است. توربین مورد بررسی در این نوشتار سه مرحله‌ای مدل Ms 90001 E ساخت شرکت GE است. این توربین شامل روتور، پوسته، آگزوز، دیفیوزر آگزوز، نازلها، دیافراگمها و شرودهای ثابت (Shrouds) می‌باشد.

• روتور توربین

مجموعه روتور توربین که در شکل (۲) نشان داده شده است شامل چرخ محور جلو (Forward wheel)، چرخ‌های توربین مرحله‌های اول و دوم و سوم همراه با باکت‌های نصب شده روی آنها (shafts)، دو لایه (Buckets)، دو لایه (Wheelspacer) و چرخ محور عقب (Aft wheel shaft) است. هم مرکز بودن چرخ‌ها با یکدیگر بسیار اهمیت دارد و این موضوع با وجود نری و مادگی‌هایی روی چرخ‌های توربین، لایه‌ها و چرخ محورها کنترل می‌شود. چرخ‌ها به وسیله ۱۲ پیچ سراسری (Through bolts) به یک دیگر متصل می‌گردند. روتور باید کاملاً به صورت دینامیکی بالانس باشد.

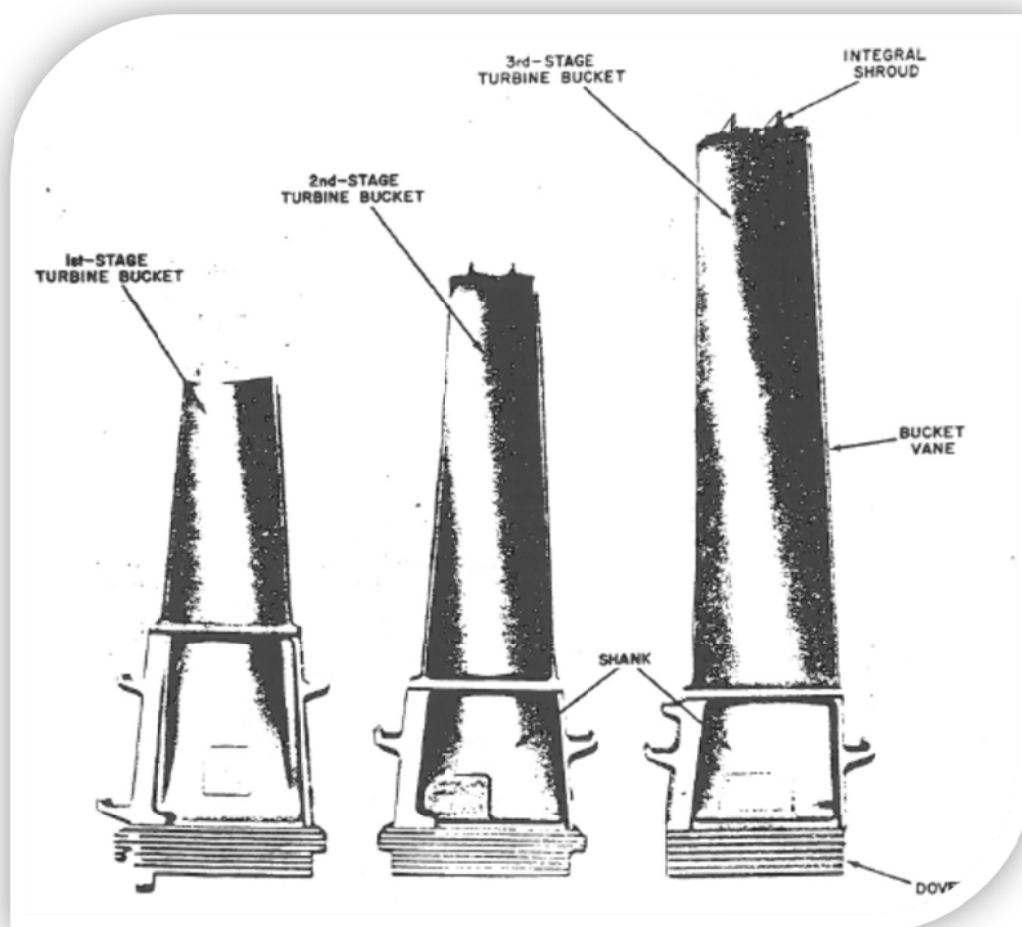
چرخ جلویی اولین مرحله توربین را در بر می‌گیرد و به فلنج عقبی روتور کمپرسور متصل است. یاتاقان ژورنال شماره ۲ قسمتی از چرخ محور جلویی است. چرخ محور عقبی، چرخ مرحله سوم را به کوپلینگ بار متصل می‌کند و شامل یاتاقان ژورنال شماره ۳ است. لایه‌های بین اولین و دومین مرحله و بین دومین و سومین مرحله چرخ توربین، موقعیت محوری هر چرخ را میزان می‌کند. صفحه‌های لایه‌ها دارای شیارهای شعاعی جهت عبور هوای خنک‌کننده هستند و آب‌بندهای لایرنتی بین هر لایه و دیافراگم‌های ردیف‌های دوم و سوم برای نشت‌بندی داخلی به کار می‌رود.



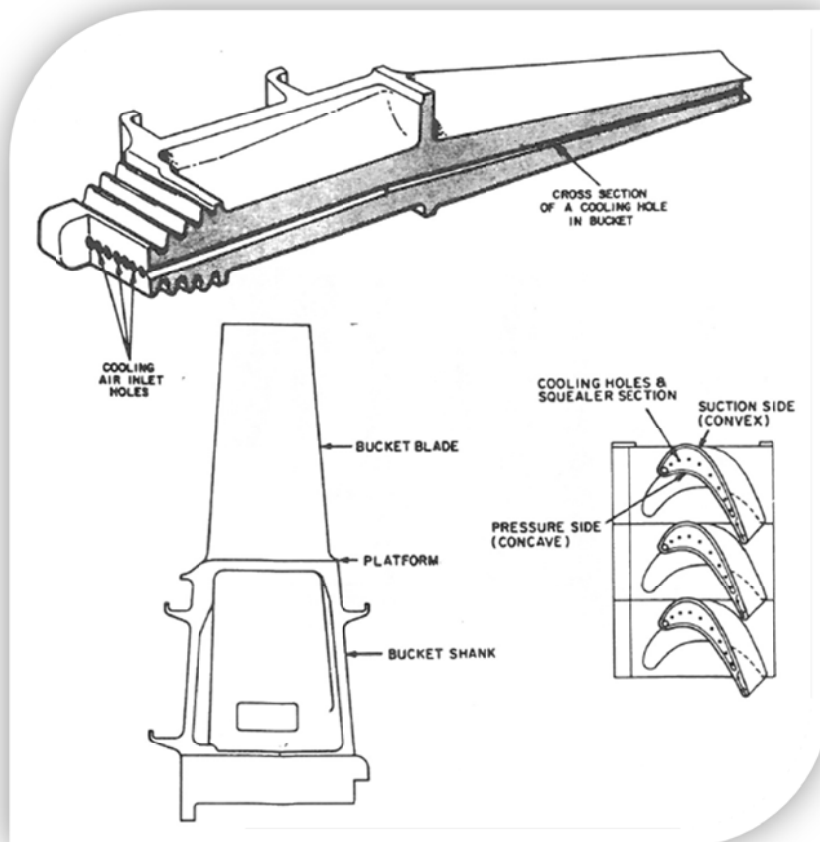
شکل (۲): مجموعه روتور توربین

• باکت‌ها

اندازه باکت‌های توربین همان طور که در شکل (۳) دیده می‌شود از اولین مرحله تا سومین مرحله افزایش می‌یابد زیرا در هر مرحله فشار گاز کم و حجم آن زیاد می‌شود. هر باکت مرحله اول و دوم شامل یک سری مجراهای طولی هوا جهت خنک کاری است که در شکل (۴) نشان داده شده است. باکت‌های مرحله سوم دارای سوراخ‌های خنک‌کن نمی‌باشند. نوک باکت‌های مرحله‌های دوم و سوم به وسیله تیپ شرودهایی (Tip shroud) که جزئی از آب‌بند نوک پره است بسته می‌شود این تیپ شرودها از هر باکت تا باکت دیگر در یک دیگر جا می‌روند و سبب استحلاک ارتعاشات می‌گردند هم چنین نصب آب بندهای لایرنی روی تیپ شرودها و شرودهای ثابت نصب شده روی پوسته سبب آب‌بندی گاز داغ از نوک پره‌ها می‌شود. باکت‌های توربین در هر مرحله توسط دم پله‌ای‌هایی که در جهت محوری بر روی چرخ‌ها جا می‌روند وصل می‌شوند. پره‌های باکت به دم پله‌ای به وسیله پایه وصل می‌شود تا فاصله مناسبی بین گازهای داغ و دم پله‌ای موجود باشد. مجموعه توربین و روتور طوری آرایش داده شده است که یک باکت را بدون این که چرخ، لایه‌ها و چرخ محور را جا به جا کنیم بتوان در آورد.



شکل (۳): باکت‌های توربین



شکل ۴: مجراهای طولی هوا جهت خنک کاری باکت‌های توربین

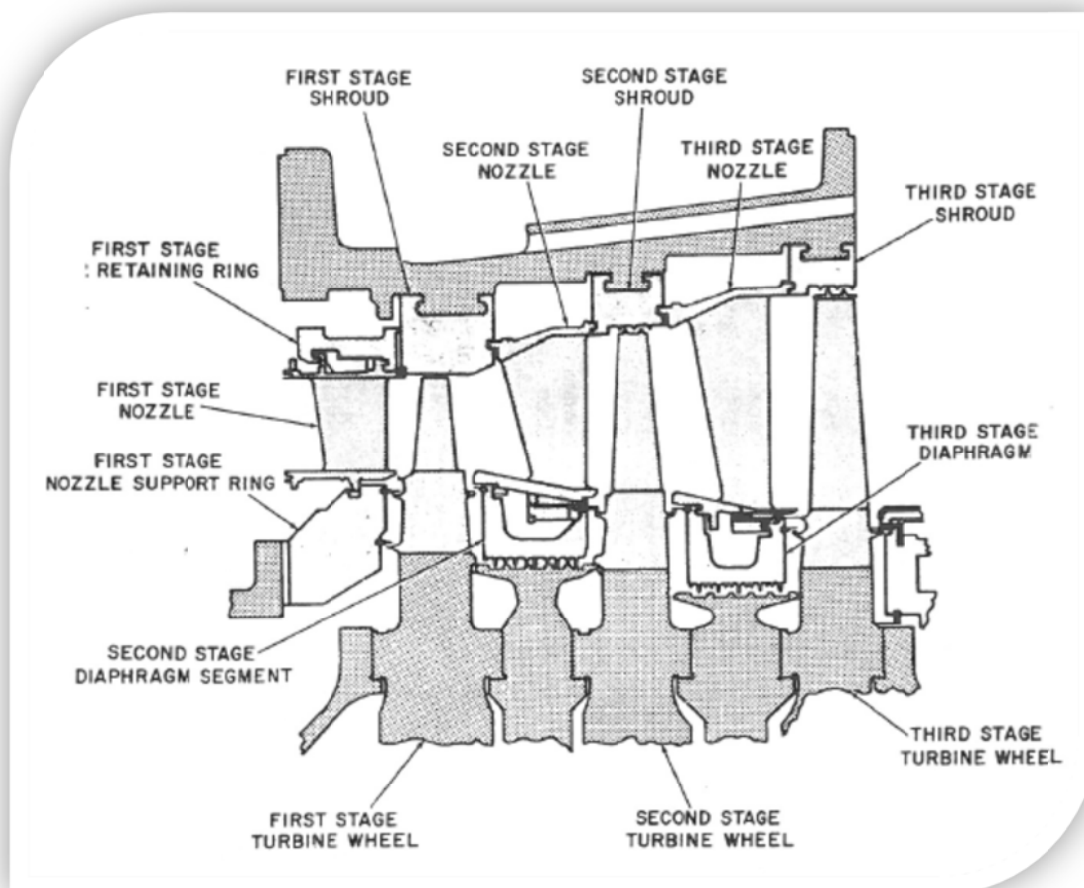
• استاتور توربین

پوسته توربین و چارچوب آگزوز جزء ساختمان اصلی استاتور هستند. نازل‌های توربین، شرودهای ثابت، یاتاقان شماره ۳ و دیفیوزر آگزوز از اجزاء این قسمت می‌باشند.

• پوسته توربین

پوسته توربین موقعیت شعاعی و محوری لفافه‌ها و نازل‌ها را کنترل می‌کند و لقی‌های توربین و موقعیت نازل‌ها نسبت به باکت‌ها را تنظیم می‌کند. شکل (۵) موقعیت این اجزا را نشان می‌دهد. گازهای داغ احاطه شده توسط پوسته توربین منبعی برای جریان گرما به پوسته است. برای کنترل قطر پوسته مسئله کاهش جریان گرما به داخل پوسته و محدود کردن حرارت آن بسیار اهمیت دارد، این کار توسط ایزولاسیون، خنک‌کاری و استفاده از سازه‌های چند لایه انجام می‌گیرد. سطح خارجی پوسته توسط فن‌های خنک‌کن سیستم فرعی در مسیر جریان خنک قرار می‌گیرد. فلنج جلویی پوسته به فلنج

پوسته عقبی کمپرسور و محفظه احتراق پیچ شده است، فلنج عقبی پوسته به فلنج جلویی چارچوب اگزوز پیچ گردیده است.



شکل (۵): موقعیت اجزا پوسته توربین

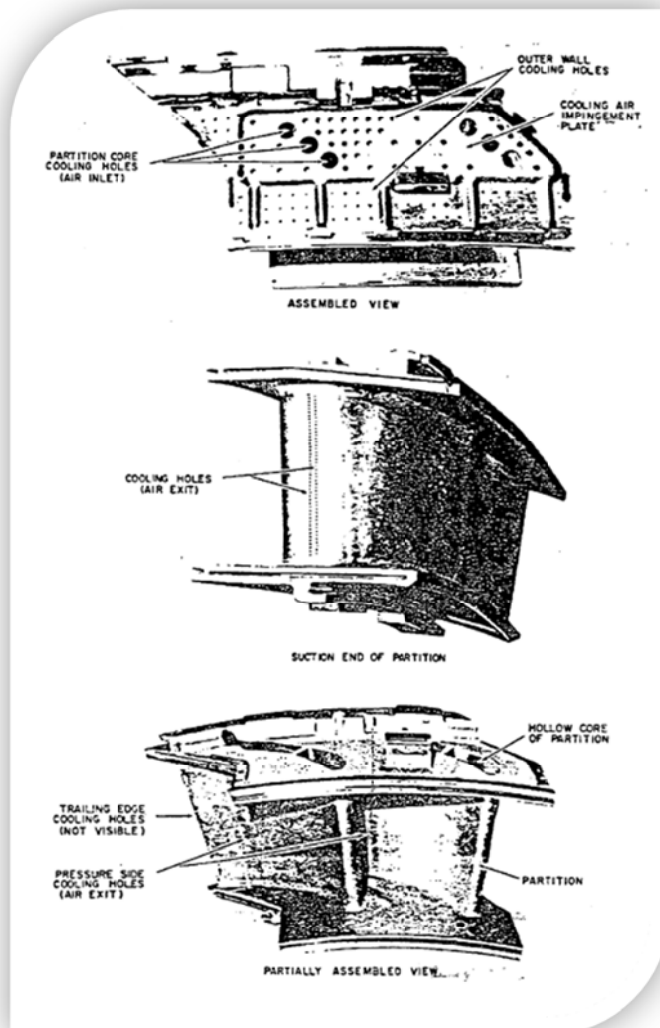
بازوهای ریخته‌گری شده در دو طرف پوسته مشابه بازوهای پوسته جلویی کمپرسور جهت بلند کردن آن از روی پایه تعبیه شده است.

• نازل‌ها

در مقطع توربین سه مرحله نازل ثابت وجود دارد که جریان گاز داغ با سرعت زیاد را به طرف باکت‌های توربین هدایت می‌کند و سبب چرخش روتور می‌گردد.

↪ نازل‌های مرحله اول: نازل‌های مرحله اول که در شکل (۶) دیده می‌شوند گاز داغ محترق شده را از سیستم احتراق و از طریق کانال‌های انتقال گاز داغ دریافت می‌کند. ۱۸ قطعه نازل هر کدام با دو پارتیشن یا ایرفویل توسط رینگ نگهدارنده شکاف دار افقی احاطه شده است. این سیستم به نحوی

است که توسط انبساط حرارتی و ازدیاد شعاع رینگ‌ها، هم مرکزی رینگ‌ها در پوسته به هم نمی‌خورد.



شکل (۶): نازل‌های مرحله اول

↪ نازل‌های مرحله دوم: هوای داغ خروجی از باکت‌های مرحله اول دوباره منبسط شده و توسط نازل مرحله دوم به سمت باکت‌های مرحله دوم هدایت می‌شود. این نازل از ۱۶ قطعه ریخته‌گری شده که هر کدام دارای سه ایرفویل است تشکیل شده است. قطعات نازل توسط پین‌های شعاعی از پوسته به داخل شیارهای محوری در دیواره جانبی بیرونی نازل در حالت محیطی (دورتا دور) قرار می‌گیرند. نازل مرحله دوم با هوای خروجی کمپرسور خنک می‌شود.

↪ نازل‌های مرحله سوم: نازل‌های مرحله سوم گاز داغ را که از باکت مرحله دوم بیرون آمده دریافت می‌کند و سرعت آن را افزایش و فشار آن را کاهش می‌دهد و این جریان را به سمت باکت‌های



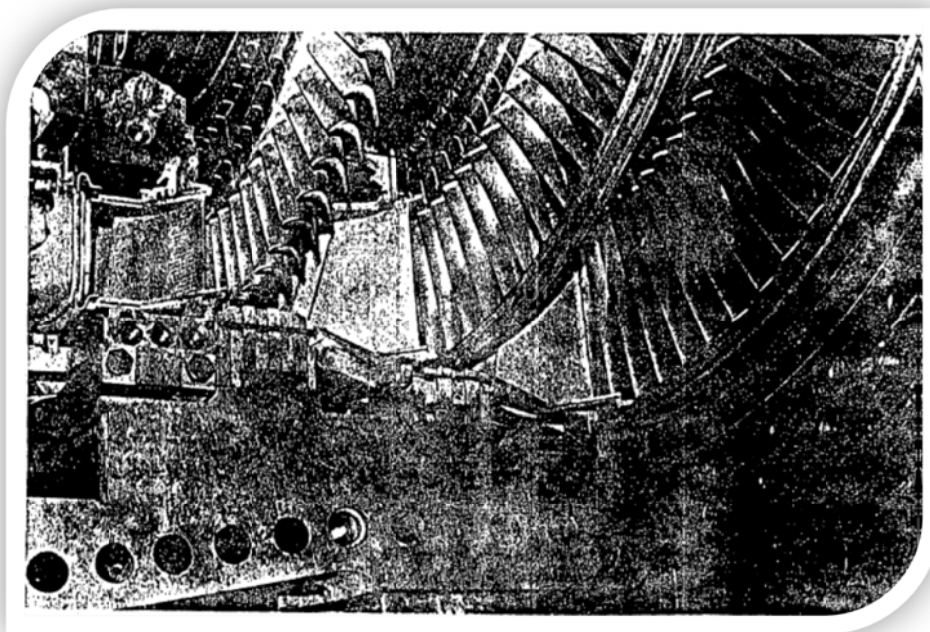
مرحله سوم هدایت می‌کند. این نازل شامل ۱۶ قطعه ریخته‌گری شده که هر کدام دارای چهار ایرفویل است، می‌باشد. قطعات نازل توسط پین‌های شعاعی از پوسته به حالت محیطی قرار می‌گیرند.

• دیافراگم‌ها

دیافراگم‌ها چسبیده به قطر داخلی نازل‌های مرحله دوم و سوم قرار دارند و از نشتی هوای گزنده از دیواره داخلی نازل‌ها و روتور توربین جلوگیری می‌کنند. نشت بند دندان‌های لایبرنتی در قطر داخلی دیافراگم ماشین شده است. و با نشت بندهای روتور توربین جفت شده‌اند

• لفافه‌ها

بر خلاف پره‌های کمپرسور نوک باکت‌های توربین نمی‌تواند مستقیماً در برابر سطوح پوسته ماشین‌کاری شده بچرخد و در این جا در برابر قطعات مدور که لفافه نامیده می‌شود می‌چرخد. وظیفه اصلی لفافه‌ها فراهم نمودن سطوح استوانه‌ای جهت کم کردن لقی نوک پره و کاهش نشتی است. باکت و لفافه را می‌توان در شکل (۷) مشاهده نمود. وظیفه دوم لفافه‌ها فراهم نمودن یک مقاومت حرارتی بالا بین گازهای داغ و پوسته سرد است. با توجه به این وظیفه بار خنک کردن پوسته به طور جدی کم می‌شود، قطر پوسته کنترل شده و مدور ماندن پوسته حفظ می‌گردد و لقی‌های مهم توربین در حد مجاز خود نگه داشته می‌شود.

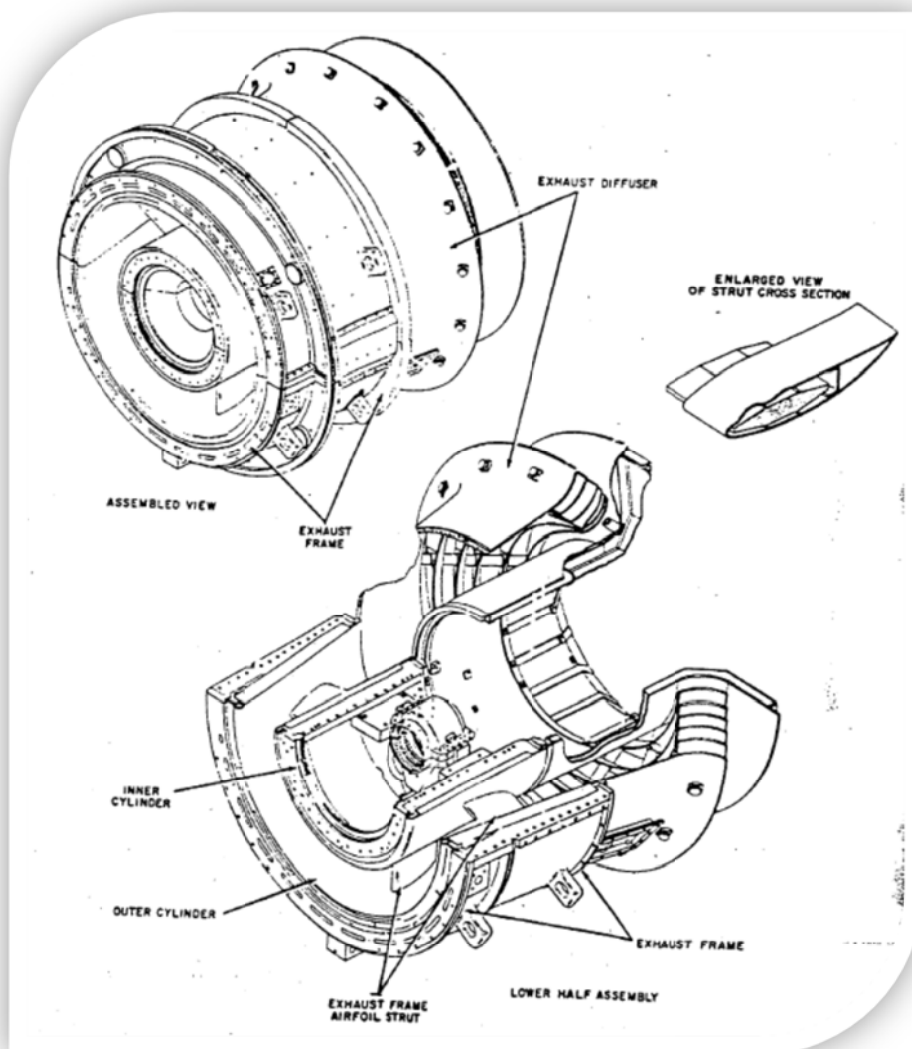


شکل (۷): باکت و لفافه‌ها

• مجموعه چارچوب آگزوز

مجموعه چارچوب آگزوز که در شکل (۸) دیده می‌شود شامل چارچوب آگزوز و دیفیوزر است. چارچوب آگزوز به فلنج عقبی پوسته توربین پیچ شده است. چارچوب شامل یک سیلندر بیرونی و

داخلی است که توسط ۱۰ بازوی شعاعی به یک دیگر وصل شده‌اند. یاتاقان شماره ۳ توسط سیلندر داخلی نگه داشته می‌شود.



شکل (۸): مجموعه چارچوب آگزوز

دیفیوزر آگزوز در منتهی الیه عقب توربین گاز قرار دارد و به آن پیچ شده است و توسط آگزوز نگه داشته می‌شود. چارچوب آگزوز از قطعات جوش شده به هم ساخته شده است و شامل یک سیلندر داخلی و سیلندر واگرای بیرونی است که در انتهای خروجی توربین قرار دارد. در قسمت خروجی دیفیوزر بین دو سیلندر پنج پره منحنی شکل قرار دارد. گازهای خروجی از مرحله سوم توربین وارد دیفیوزر شده و سرعت آن کم و فشار آن افزایش می‌یابد. در خروج از دیفیوزر پره‌های منحنی شکل جهت گاز را به سمت محفظه آگزوز هدایت می‌کند. بازوهای شعاعی چارچوب آگزوز در میان جریان گاز خروجی قرار



دارد و سیلندر داخلی و یاتاقان شماره ۳ را نسبت به پوسته بیرونی توربین گاز در موقعیت صحیح قرار می‌دهند.



امکانسنجی فنی و اقتصادی بکارگیری سیستم خنک‌کن هوای ورودی در کندانسور هوایی نیروگاه بخاری طوس

محمد تاجیک منصوری

چکیده

با توجه به اقلیم کم بارش کشور، یکی از سیستم‌های متداول برای خنک‌کاری در سیکل نیروگاه، سیستم خنک‌کن خشک مستقیم (ACC) می‌باشد. در این سیستم‌ها، بخار خروجی از توربین مستقیماً و در تماس با هوا، تقطیر گردیده و به سیکل قدرت بازگردانده می‌شود. از اینرو و با توجه به تغییرات شرایط محیطی در طول سال، سیستم خنک‌کن خشک می‌بایست به گونه‌ای طراحی شود که بتواند در شرایط محیطی مختلف اعم از تغییرات دمایی و نیز وزش باد، ضمن حفظ عملکرد خود، محدودیت تولید توان به سیکل نیروگاه اعمال نکند. هر چند این امکان وجود دارد که با گذشت زمان از احداث نیروگاه و با افت عملکرد این سیستم، توان تولیدی نیروگاه در شرایط خاص آب و هوایی دچار محدودیت شود که در اینصورت می‌بایست با اتخاذ تدابیری این افت عملکرد سیستم خنک‌کن جبران گردیده و خلأ مناسب در کندانسور تأمین گردد. در این مقاله به بررسی بهبود عملکرد سیستم خنک‌کننده ACC نیروگاه طوس بوسیله خنک‌کاری هوای ورودی پرداخته شده است. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که استفاده از سیستم فاگ می‌تواند در بهبود عملکرد این سیستم و رفع محدودیت تولید ناشی از افزایش دمای محیط کمک شایانی کند.

کلید واژه

خنک‌کاری هوای ورودی - سیستم خنک‌کن - کندانسور هوایی - نیروگاه طوس

مقدمه

در سال‌های اخیر توسعه بخش تولید صنعت برق کشور بیشتر به احداث واحدهای گازی و سیکل ترکیبی معطوف گردیده است. با این وجود حفظ و ارتقاء توانایی و قابلیت اطمینان تولید برق در واحدهای بخاری که عمدتاً دارای سن بالایی هستند از اهمیت بسزایی در پایداری برق تولیدی در شبکه برخوردار است. از این رو بررسی راهکارهای رفع محدودیت تولید در این واحدها در دستور کار وزارت نیرو و نیز مالکان این واحدها قرار گرفته است.



دمای هوای محیط نقش مهمی نه تنها در دفع حرارت بلکه در میزان خلأ کندانسور ایجاد شده ایفا می‌کند و هنگامی که back pressure توربین افزایش می‌یابد، خروجی توربین کاهش می‌یابد. یکی از روش‌های افزایش کارایی کندانسورهای هوایی، استفاده از اسپری آب در قبل از ورود هوا به تیوب باندها است. در این روش، آب، از اسپری‌های مخصوصی که در دور تا دور ساختمان کندانسور نصب می‌شوند پاشیده می‌شود. هوای عبوری از این قطرات کوچک آب، خنک شده و توسط فن‌ها بر روی تیوب باندها جریان می‌یابد. طرح اسپری‌ها باید به گونه‌ای باشد که میزان پاشش آب متناسب با افزایش رطوبت هوا باشد و اندازه قطرات آب به گونه‌ای باشد که قبل از ورود به فن‌ها تبخیر شود. اثر اسپری آب نیز به صورت افزایش رطوبت هوای محیط در ورودی سیستم خنک کننده اعمال می‌شود [۱].

روش مؤثر دیگر برای کاهش دمای هوای ورودی به فن‌های سیستم ACC، استفاده از سیستم فاک می‌باشد. این سیستم به وسیله تبخیر کردن میلیون‌ها قطره ریز در ورودی هوای یک سیستم ACC، عملاً با خنک‌کاری آدیاباتیک و در اثر تبخیر قطرات کوچک در ورودی دمای هوا، باعث افزایش کارایی ACC می‌شود [۲].

می‌بایست در نظر داشت که یک سیستم خنک‌کاری مناسب باید طوری طراحی و نصب شود که همه آب اسپری شده در هوا، قبل از رسیدن به سطح لوله‌های پره‌دار کاملاً تبخیر شود.

نیروگاه مورد بررسی

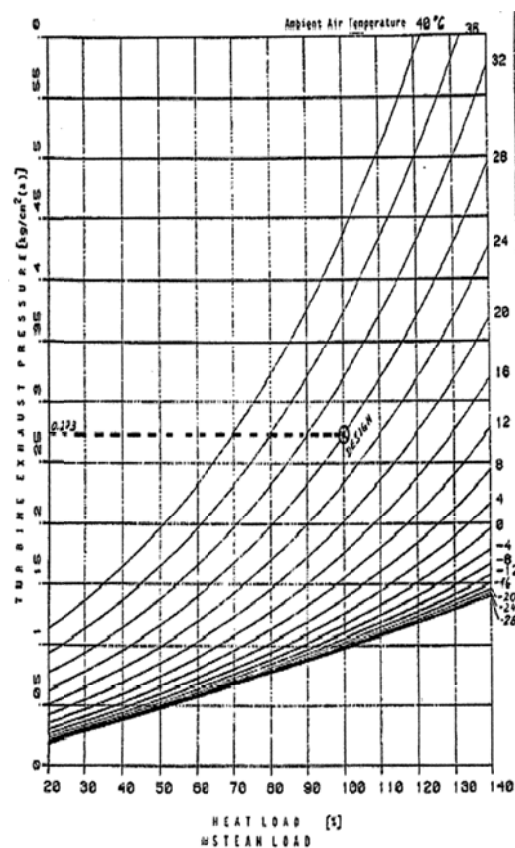
نیروگاه طوس با ۴ واحد بخاری ۱۵۰ مگاواتی یکی از نیروگاه‌های قدیمی کشور و در ۱۲ کیلومتری شمال غرب مشهد، حدفاصل دامنه کوه‌های بینالود و شهر طوس واقع است. توان تولیدی واحدهای این نیروگاه ۱۵۰ مگاوات و دمای محیط طراحی ۲۸ درجه سانتیگراد است. مطابق هیت بالانس در حالت طراحی، در دمای ۴۰ درجه محیطی نیز می‌بایست سیستم خنک‌کن قادر به تأمین خلأ مناسب باشد. در این حالت با توجه به افزایش خلأ نسبت به حالت طراحی، می‌بایست بخار ورودی به توربین فشار قوی بگونه‌ای افزایش یابد که توان تولیدی توربین در نهایت بدون تغییر و برابر با ۱۵۰ مگاوات باشد.

سیستم خنک‌کن نیروگاه طوس

کندانسور هوایی نیروگاه طوس از نوع سطحی تماس مستقیم جریان متقاطع است که دارای جریان القایی هوا روی آن است. نقطه طرح کندانسور این نیروگاه و فشار طراحی انتهای توربین بخار فشار ضعیف، ۲۸ درجه سانتیگراد می‌باشد. طراحی کندانسور هوایی بر این اساس است که بتواند در دمای محیط ۲۸ درجه و رطوبت نسبی ۲۵ درصد، فشار کندانسور برابر ۰.۲۷۳ ata را نگه دارد. ضمناً تا دمای محیط ۳۶ درجه سانتیگراد محیط نیز از قابلیت باردهی واحد (۱۵۰ مگاوات) کاسته نشود [۳]. هرچند بر اساس هیت بالانس



سیکل، توان خروجی نیروگاه تا دمای ۴۰ درجه محیط می‌بایست بدون تغییر و برابر با ۱۵۰ مگاوات باشد. نمودار فشار خروجی توربین فشار ضعیف در دماهای مختلف محیطی و بارهای مختلف به همراه شرایط نقطه طراحی در شکل (۱) نمایش داده شده است.



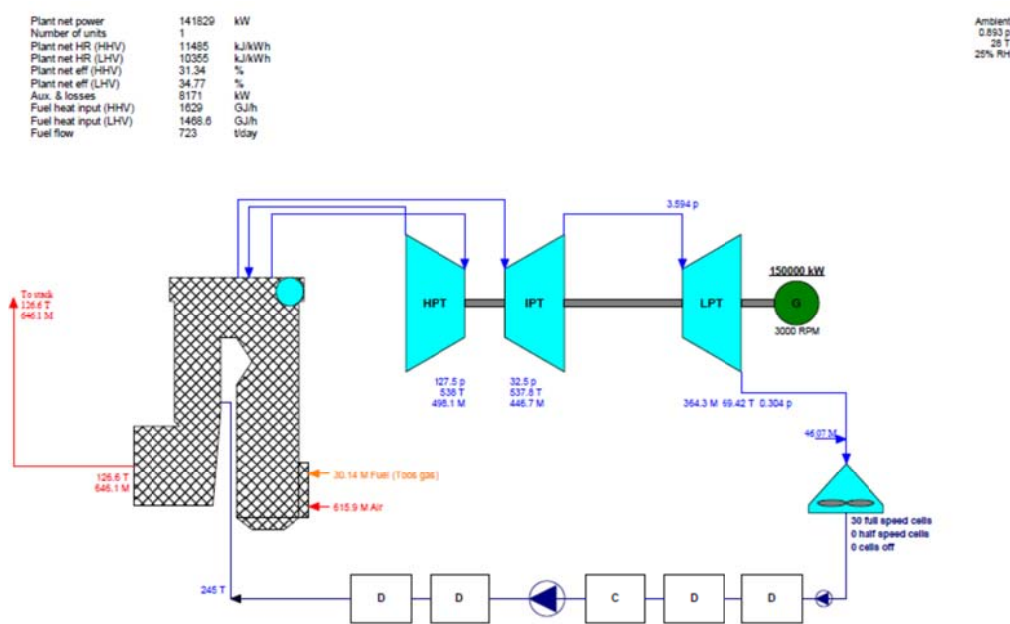
شکل (۱): فشار خروجی توربین فشار ضعیف در دماهای مختلف محیطی و بارهای مختلف [۳]

در سیستم مذکور، بخار خروجی توربین فشار ضعیف به المان‌های کندانسور هدایت شده و توسط انشعاب‌هایی به دلتاها وارد می‌شود. هر دلتا بطور مستقل با یک فن در زیر آن عمل می‌کند. هر دلتا مجموعه‌ای است از ۶ چارچوب در کنار هم که به شکل متقارن بشکل A نصب شده است. هر چارچوب دارای ۵۱ عدد لوله پره‌دار است که چهار ردیف عمق دارد و با آرایش مثلی چیده شده است. هر ردیف شامل ۵ عدد دلتاست که چهار عدد از آنها که بخار را از بالا دریافت می‌کنند کندانسور جریان موازی و یک دلتا بصورت جریان مخالف (دفلکمتور) است. هر واحد شامل ۳۰ دلتا و ۳۰ فن در زیر آن است و در ۶ ردیف منظم شده که هر دو ردیف به یک انشعاب ارتباط دارد و هر ردیف ۵ عدد دلتا دارد. هوای خنک کن لازم برای عبور از روی فین تیوبها توسط فن‌های محوری که در پایین ترین نقطه سقف نصب شده‌اند تأمین

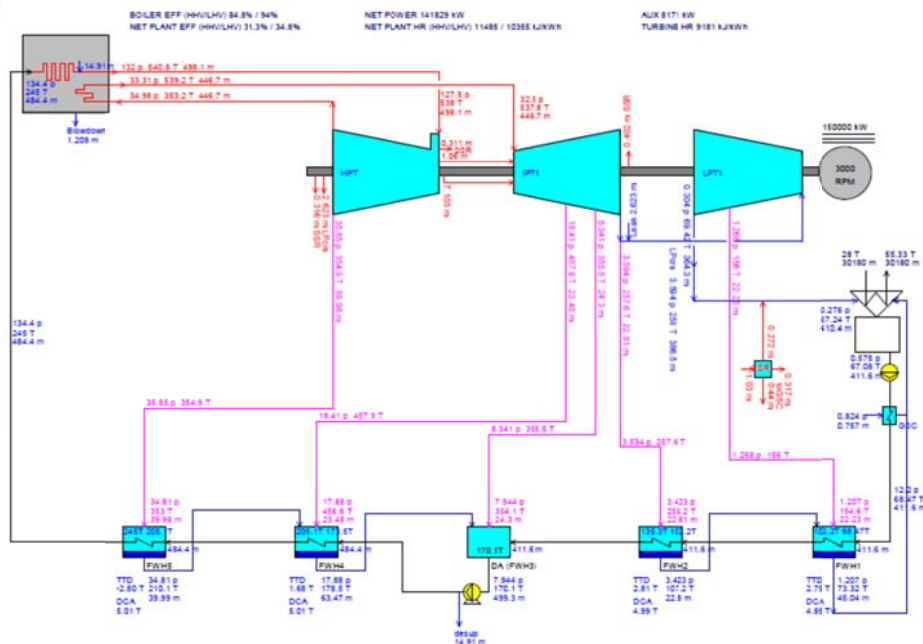
می‌شود. فن‌ها توسط موتورهای الکتریکی دو سرعت می‌چرخند (1480, 740 rpm) که توسط جعبه دنده سرعتشان کاهش یافته است.

شبیه‌سازی نیروگاه طوس در نرم‌افزار ThermoFlow

براساس اطلاعات موجود از سیستم خنک‌کن نیروگاه و نیز هیت بالانس سیکل نیروگاه، شبیه‌سازی نیروگاه در دمای محیط ۲۸ درجه و در نرم‌افزار Steam pro صورت گرفت. نتایج بدست آمده نشان‌دهنده انطباق مناسب شبیه‌سازی صورت گرفته با اطلاعات طراحی می‌باشد (شکل‌های ۲ و ۳).



شکل (۲): نتایج شبیه‌سازی سیکل نیروگاه طوس در دمای ۲۸ درجه محیط



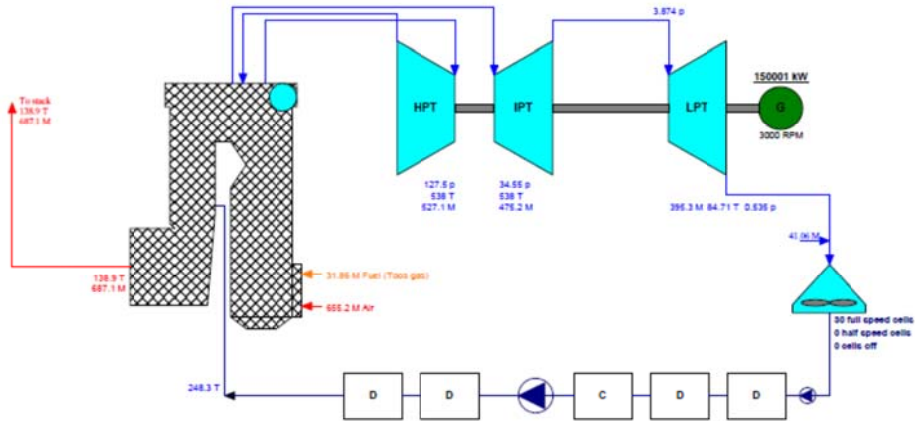
شکل (۳): نتایج شبیه‌سازی سیکل نیروگاه طوس در دمای ۲۸ درجه محیط

شبیه‌سازی نیروگاه در خارج از نقطه طراحی

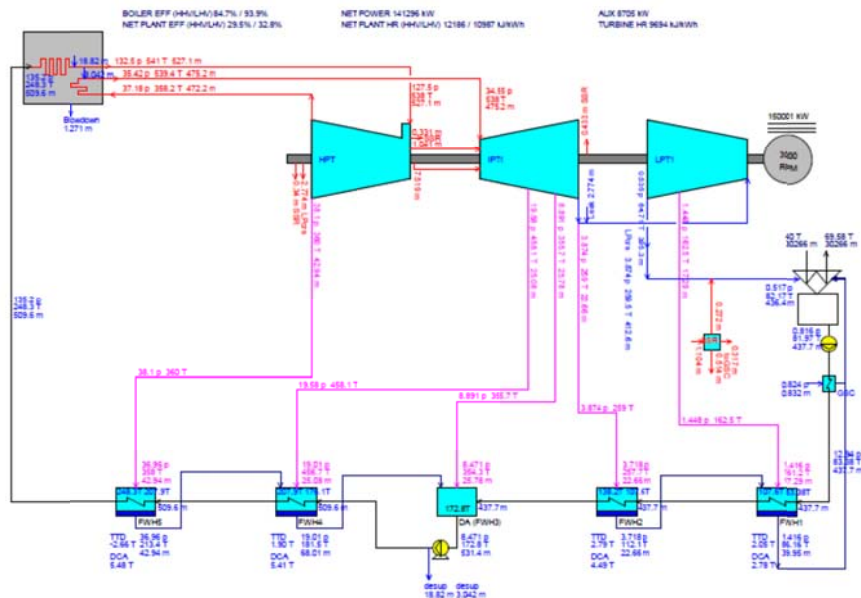
همانطور که پیشتر اشاره شد، طراحی سیکل در نقطه طراحی در نرم‌افزار Steam Pro انجام می‌شود و سپس برای شبیه‌سازی عملکرد نیروگاه در نقاط خارج از طراحی و بررسی تأثیر تغییرات یک پارامتر بر عملکرد سیکل، از نرم‌افزار Steam Master استفاده می‌شود. لذا برای این منظور سیکل نیروگاه طوس وارد این نرم‌افزار گردید و عملکرد نیروگاه در نقاط خارج از طرح ارزیابی گردید.

مطابق هیت بالانس نیروگاه، توان خروجی نیروگاه تا دمای ۴۰ درجه محیطی به میزان ۱۵۰ مگاوات ثابت می‌ماند. در این حالت با افزایش میزان سوخت مصرفی نیروگاه، دبی بخار ورودی به توربین بخار افزایش یافته و علیرغم کاهش خلأ کندانسور، توان تولیدی نیروگاه ثابت می‌ماند. بر این اساس با وارد کردن شبیه‌سازی به محیط نرم‌افزار Steam Master و تغییر شرایط محیطی، شرایط کارکردی نیروگاه در این دما بدست آمد که از تطابق مناسبی با اطلاعات طراحی نیروگاه برخوردار است. (شکل‌های ۴ و ۵)

| | | | | |
|-----------------------|--------|--------|---------|-------|
| Plant net power | 141296 | KW | Ambient | 0.893 |
| Number of units | 1 | | 40 T | |
| Plant net HR (HHV) | 12186 | KJ/KWh | 25% RH | |
| Plant net HR (LHV) | 10987 | KJ/KWh | | |
| Plant net eff (HHV) | 29.54 | % | | |
| Plant net eff (LHV) | 32.77 | % | | |
| Aux. & losses | 8705 | KW | | |
| Fuel heat input (HHV) | 1721.8 | GJ/h | | |
| Fuel heat input (LHV) | 1552.4 | GJ/h | | |
| Fuel flow | 765 | td/day | | |



شکل (۴): نتایج شبیه‌سازی سیکل نیروگاه طوس در دمای ۴۰ درجه محیط



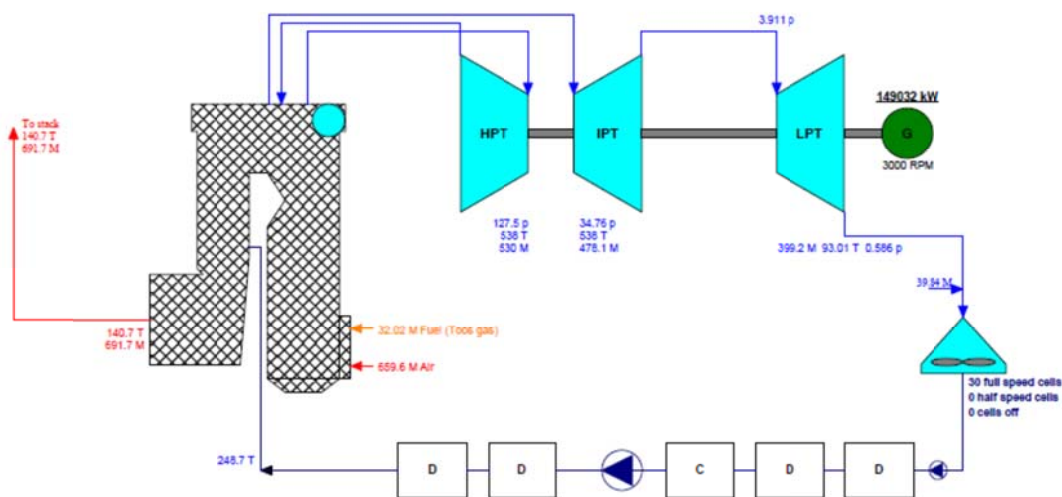
شکل (۵): نتایج شبیه‌سازی سیکل نیروگاه طوس در دمای ۴۰ درجه محیط

همچنین شبیه‌سازی برای دماهای بالاتر از ۴۰ درجه نیز صورت گرفته است که نشان‌دهنده افت توان تولیدی نیروگاه با افزایش دما به بالاتر از ۴۰ درجه است. بر این اساس، شبیه‌سازی برای دمای محیط ۴۲ درجه انجام شده که هیت بالانس نیروگاه در این دما در (شکل‌های ۶ و ۷) نشان داده شده است.

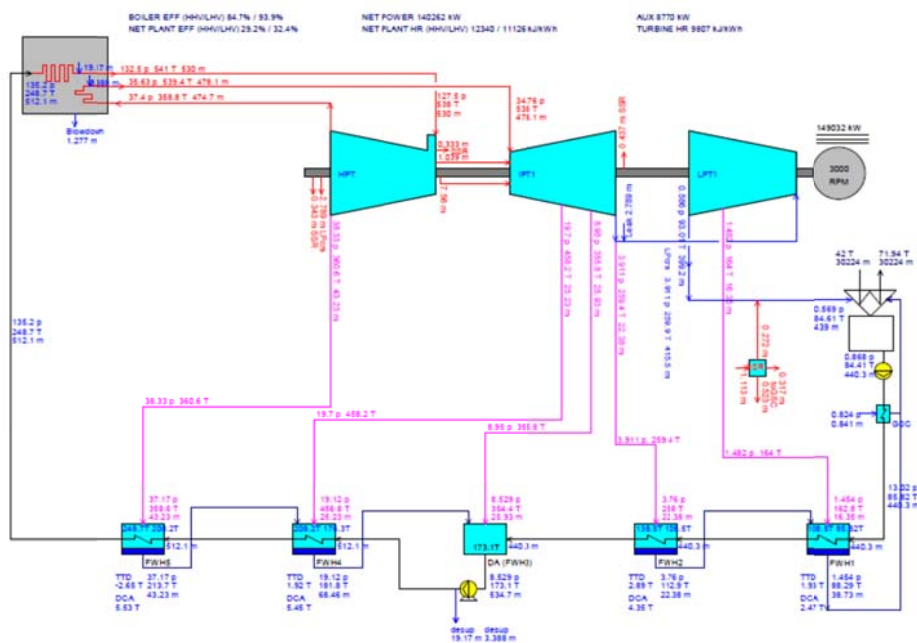


| | | |
|-----------------------|--------|--------|
| Plant net power | 140262 | KW |
| Number of units | 1 | |
| Plant net HR (HHV) | 12340 | kJ/KWh |
| Plant net HR (LHV) | 11126 | kJ/KWh |
| Plant net eff (HHV) | 29.17 | % |
| Plant net eff (LHV) | 32.36 | % |
| Aux. & losses | 8770 | KW |
| Fuel heat input (HHV) | 1730.8 | GJ/h |
| Fuel heat input (LHV) | 1580.5 | GJ/h |
| Fuel flow | 769 | tday |

Ambient
0.853 p
42 T
25% RH

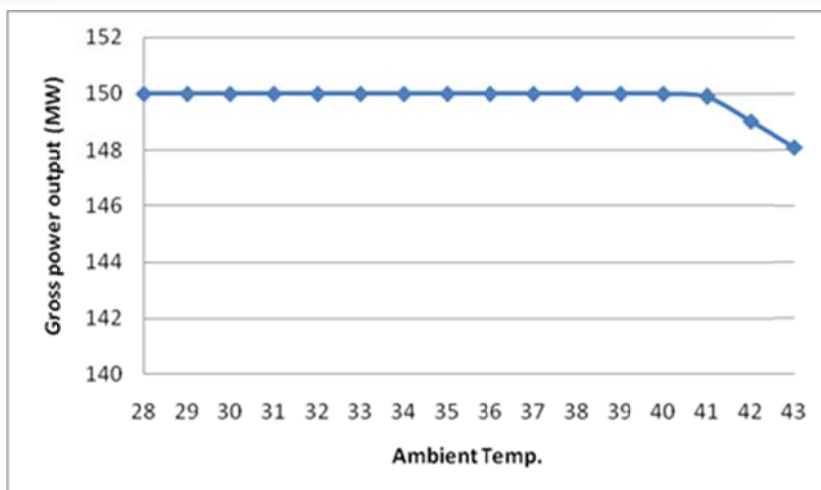


شکل (۶): نتایج شبیه‌سازی سیکل نیروگاه طوس در دمای ۴۲ درجه محیط



شکل (۷): نتایج شبیه‌سازی سیکل نیروگاه طوس در دمای ۴۲ درجه محیط

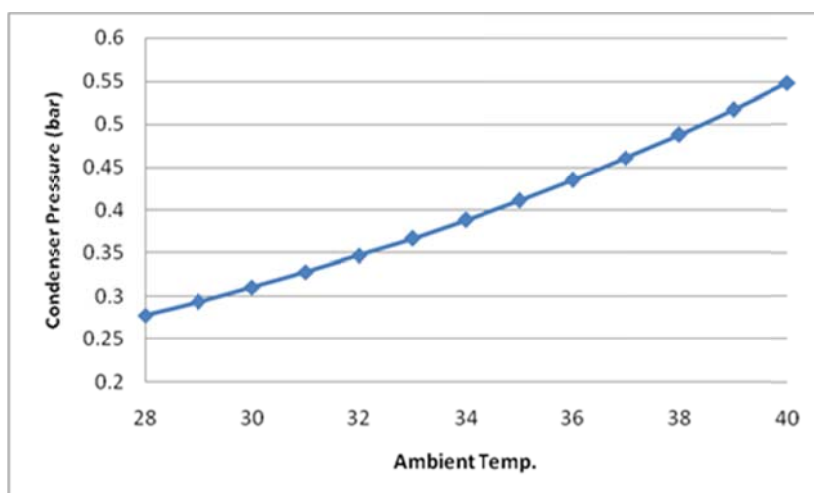
همانطور که مشاهده می‌گردد، در این حالت توان نیروگاه نسبت به حالت نامی به ۱۴۹ مگاوات افت می‌کند. تغییرات توان خروجی نیروگاه با تغییرات در دمای محیط در شکل (۸) نشان داده شده است.



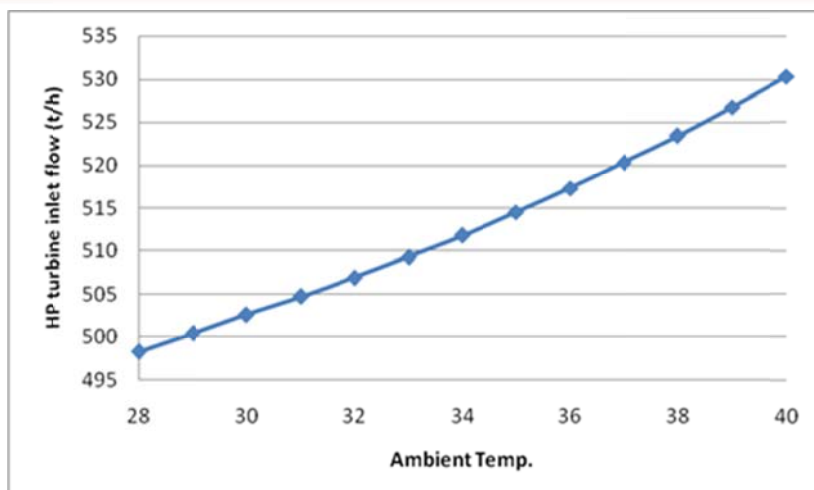
شکل (۸): نتایج شبیه‌سازی سیکل نیروگاه طوس در دمای ۴۲ درجه محیط

بررسی تأثیر تغییرات دما بر پارامترهای مختلف سیکل نیروگاه طوس

در این قسمت پس از صحت‌سنجی مدل توسعه داده شده در نرم‌افزار برای شبیه‌سازی نیروگاه مورد مطالعه، به بررسی اثر تغییرات دمای محیط بر پارامترهای مختلف سیکل پرداخته می‌شود. همانطور که پیشتر اشاره شد، بر اساس هیت بالانس نیروگاه در دماهای مختلف، در نقاط عملکردی بالاتر از دمای طراحی محیطی ۲۴ درجه سانتیگراد تا دمای ۴۰ درجه، توان خروجی نیروگاه مقدار ثابت ۱۵۰ مگاوات باقی می‌ماند. بر این اساس با توجه به افزایش فشار کندانسور، که در شکل (۹) نشان داده شده است، نیاز به افزایش دبی بخار ورودی به توربین فشار قوی است. شکل (۱۰) نحوه افزایش دبی بخار ورودی به توربین فشار قوی را نشان می‌دهد.

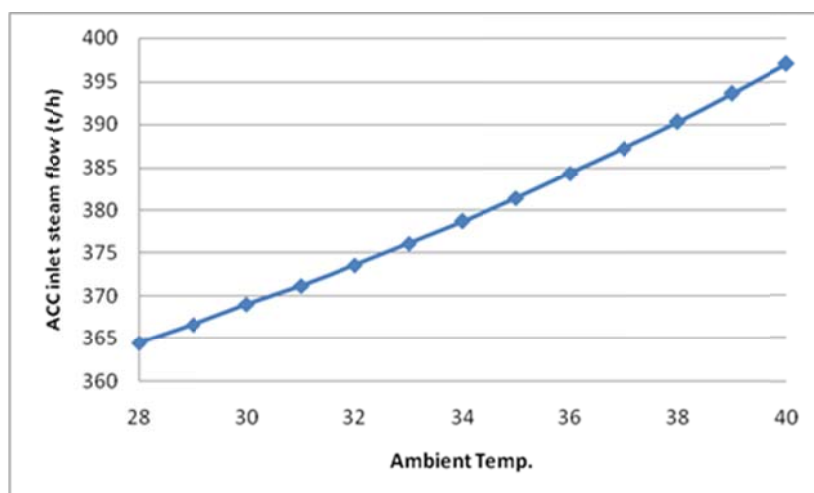


شکل (۹): تغییرات فشار کندانسور با تغییرات دمای محیط



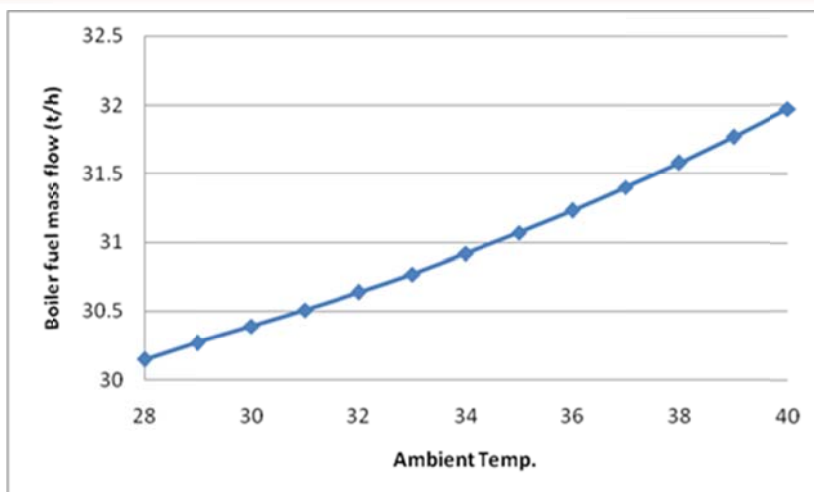
شکل (۱۰): تغییرات دبی بخار ورودی به توربین فشار قوی با تغییرات دمای محیط

با توجه به اینکه برای ثابت نگه داشتن توان خروجی همزمان با افزایش فشار کندانسور، نیاز به افزایش میزان بخار ورودی به توربین فشار قوی می‌باشد، به تبع آن، مقدار بخار ورودی به کندانسور نیز افزایش می‌یابد که میزان این افزایش در شکل (۱۱) نشان داده شده است.



شکل (۱۱): تغییرات دبی بخار ورودی به کندانسور با تغییرات دمای محیط

با توجه به نیاز برای تولید بخار بیشتر برای ثابت نگه داشتن توان با افزایش دمای محیط، میزان سوخت مصرفی در بویلر نیز افزایش می‌یابد. شکل (۱۲) نشان‌دهنده میزان افزایش دبی سوخت بویلر با افزایش دمای محیط است.



شکل (۱۲): تغییرات دبی سوخت مصرفی در بویلر با تغییرات دمای محیط

تحلیل فنی اقتصادی سیستم مورد بررسی

همانطور که اشاره شد، مطابق دیاگرام‌های هیت‌بالانس نیروگاه، با افزایش دمای محیط و کاهش خلاء کندانسور، دبی بخار تولیدی در بویلر افزایش یافته و در نتیجه کاهش تولید ناشی از کاهش خلاء کندانسور جبران می‌گردد. در شرایط کنونی با توجه به پیری نیروگاه و خصوصاً فرسودگی بویلر، امکان تولید بخار برای تولید توان در توربین و جبران کاهش تولید در فصول گرم وجود ندارد. با توجه به کاهش توانایی بویلر در تولید بخار، در دماهای بالاتر محیط نیز توانایی بویلر در تولید بخار محدود به میزان تولید در دمای طراحی محیط (۲۸ درجه سانتیگراد) می‌باشد. بنابراین در این قسمت، این محدودیت در شبیه‌سازی اعمال گردیده و بر این اساس توان تولیدی نیروگاه در هر دما با توجه به این محدودیت بدست آمده و نتایج مربوطه

جدول (۱) نشان داده شده است.

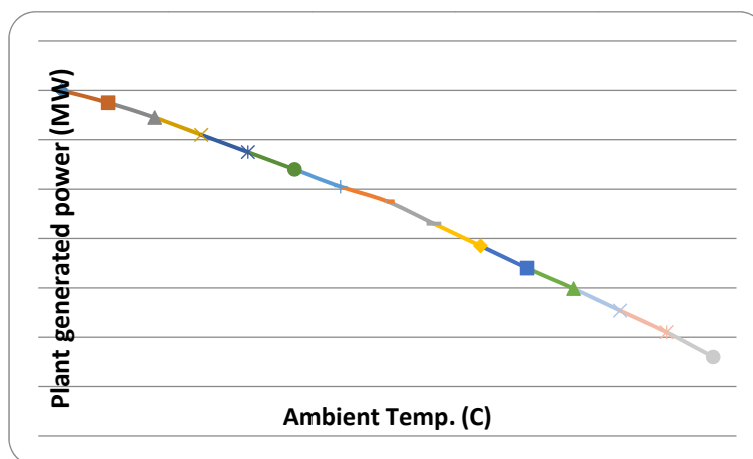
جدول (۱): توان تولیدی واحد و فشار کندانسور با ثابت بودن دبی بخار ورودی به توربین فشار قوی

| با فرض محدودیت آلارم کندانسور ۰.۳۵ بار | | با فرض محدودیت آلارم کندانسور ۰.۵۵ بار | | رطوبت نسبی محیط | دمای محیط (C) |
|----------------------------------------|---------------------|----------------------------------------|---------------------|-----------------|---------------|
| توان تولیدی واحد (MW) | فشار کندانسور (Bar) | توان تولیدی واحد (MW) | فشار کندانسور (Bar) | | |
| ۱۵۰.۰ | ۰.۲۷۳ | ۱۵۰.۰ | ۰.۲۷۳ | ۳۵ | ۲۸ |
| ۱۴۹.۵ | ۰.۲۸۷ | ۱۴۹.۵ | ۰.۲۸۷ | ۳۳ | ۲۹ |
| ۱۴۸.۹ | ۰.۳۰۲ | ۱۴۸.۹ | ۰.۳۰۲ | ۳۲ | ۳۰ |
| ۱۴۸.۲ | ۰.۳۱۷ | ۱۴۸.۲ | ۰.۳۱۷ | ۳۰ | ۳۱ |
| ۱۴۷.۵ | ۰.۳۳۳ | ۱۴۷.۵ | ۰.۳۳۳ | ۲۸ | ۳۲ |
| ۱۴۶.۸ | ۰.۳۵ | ۱۴۶.۸ | ۰.۳۵ | ۲۷ | ۳۳ |
| ۱۴۶.۱ | ۰.۳۵ | ۱۴۶.۱ | ۰.۳۶۸ | ۲۵ | ۳۴ |
| ۱۳۷.۴ | ۰.۳۵ | ۱۴۵.۵ | ۰.۳۸۶ | ۲۳ | ۳۵ |

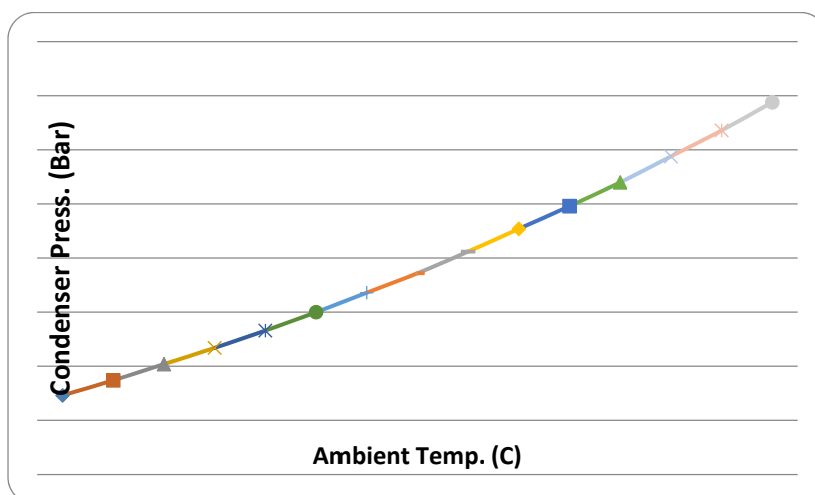


| | | | | | |
|------|-------|-------|--------|----|----|
| ۰.۳۵ | ۱۳۲.۹ | ۰.۴۰۶ | ۱۴۴.۶ | ۲۳ | ۳۶ |
| ۰.۳۵ | ۱۲۸.۲ | ۰.۴۲۷ | ۱۴۳.۷ | ۲۰ | ۳۷ |
| ۰.۳۵ | ۱۲۳.۳ | ۰.۴۴۸ | ۱۴۲.۸ | ۱۸ | ۳۸ |
| ۰.۳۵ | ۱۱۸.۸ | ۰.۴۷ | ۱۴۱.۹۷ | ۱۷ | ۳۹ |
| ۰.۳۵ | ۱۱۴.۴ | ۰.۴۹۴ | ۱۴۱.۰۸ | ۱۵ | ۴۰ |
| ۰.۳۵ | ۱۰۹.۵ | ۰.۵۱۸ | ۱۴۰.۲ | ۱۳ | ۴۱ |
| ۰.۳۵ | ۱۰۴.۲ | ۰.۵۴۴ | ۱۳۹.۲ | ۱۳ | ۴۲ |

همچنین در نمودارهای (۱۳) و (۱۴)، به ترتیب، روند تغییرات توان خروجی واحد و فشار کندانسور با افزایش دمای محیط نشان داده شده است.



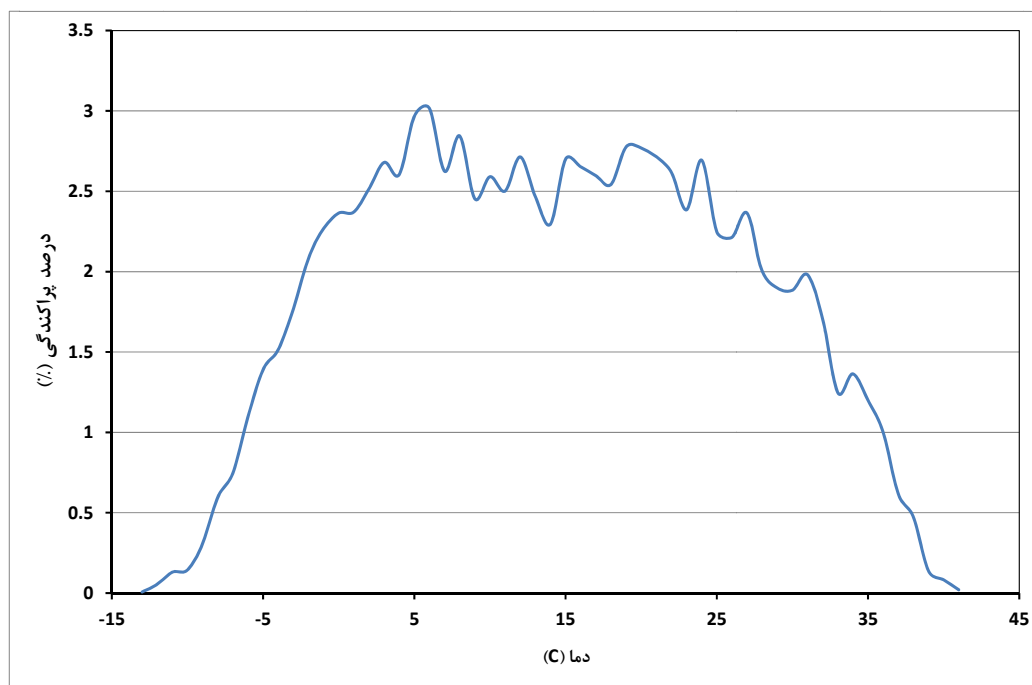
شکل (۱۳): تغییرات توان خروجی واحد با افزایش دمای محیط با فرض ثابت بودن بخار تولیدی در بویلر



شکل (۱۴): تغییرات فشار کندانسور با افزایش دمای محیط با فرض ثابت بودن بخار تولیدی در بویلر

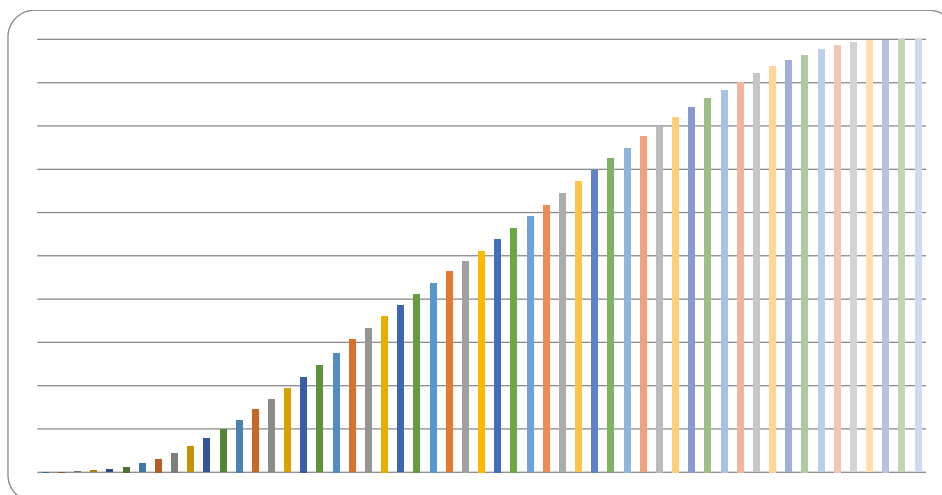


به منظور ارائه تصویر بهتری از شرایط کارکرد نیروگاه در دماهای مختلف محیط، اطلاعات هواشناسی از سایت نیروگاه استخراج گردید. بر اساس اطلاعات مذکور، درصد پراکندگی دماهای مختلف در سایت نیروگاه در بازه زمانی ۲۰۱۱ تا ۲۰۱۵ در شکل (۱۵) نشان داده شده است.



شکل (۱۵): توزیع دمای محیط بر اساس اطلاعات هواشناسی

همچنین درصد تجمعی دمای هوا در بازه زمانی پنج ساله گذشته در نمودار شماره (۱۶) نمایش داده شده است



شکل (۱۶): درصد تجمعی دمای محیط بر اساس اطلاعات هواشناسی



همانطور که مشاهده می‌گردد، بطور متوسط در حدود ۱۳٪ از ساعات کارکردی نیروگاه در سال، دمای محیط بالاتر از مقدار دمای طراحی (۲۸ درجه سانتیگراد) می‌باشد.

همانطور که پیشتر اشاره شد، یکی از راه‌های بهبود عملکرد سیستم خنک‌کن خشک مستقیم در نیروگاه‌ها در فصول گرم، استفاده از پاشش آب در هوای ورودی به فن‌های این سیستم است. با استفاده از این روش، اثرپذیری سیستم خنک‌کن و به تبع آن، اثرپذیری توان تولیدی واحد از تغییرات دمای محیط در فصول گرم تا حد بسیار زیادی کاهش خواهد یافت و می‌توان به توان تولیدی بالاتر دست یافت. در شبیه‌سازی سیکل نیروگاه با در نظر گرفتن سیستم فاگ، مبنای این گذاشته شده تا با افزایش دمای هوا، این سیستم وارد مدار شده و با پاشش آب در ورودی هوا به فن‌ها، موجب کاهش دمای هوا، افزایش رطوبت نسبی و افزایش دبی جرمی هوای عبوری از روی فین تیوب‌ها شود. برای این منظور، سیستم خنک‌کن فعلی نیروگاه با فرض نصب فاگ بر روی سیستم موجود شبیه‌سازی گردیده است. تعیین میزان آب پاششی در سیستم فاگ براساس مقدار رطوبت هوا در خروجی سیستم فاگ (ورودی به فن سیستم ACC) صورت می‌گیرد.

بر این اساس، برای شبیه‌سازی مذکور، سناریوهای متعددی به صورت زیر در نظر گرفته شده است.

↪ پاشش آب در ورودی فن‌های ACC با فرض ثابت بودن دبی بخار ورودی به توربین فشار قوی و با هدف دسترسی به تولید نامی

↪ پاشش آب در ورودی فن‌های ACC با فرض ثابت بودن دبی بخار ورودی به توربین فشار قوی و با هدف دسترسی به تولید نامی و محدود شدن دبی فاگ در دمای بالاتر از ۳۷

↪ پاشش آب در ورودی فن‌های ACC با فرض ثابت بودن دبی بخار ورودی به توربین فشار قوی و هدف جلوگیری از محدودیت تولید ناشی از حد آلارم کندانسور ۰/۳۵

↪ پاشش آب در ورودی فن‌های ACC با فرض ثابت بودن دبی بخار ورودی به توربین فشار قوی و با هدف جلوگیری از محدودیت تولید ناشی از حد آلارم کندانسور ۰/۳۵ و با محدود شدن دبی فاگ در دمای بالاتر از ۳۷

لازم به ذکر است که در کلیه سناریوها، مبنای کار بر این بوده که بار بویلر به میزان نقطه طراحی، ثابت باشد. جدول (۲) نشان‌دهنده میزان افزایش توان تولیدی واحد و میزان مصرف آب در سناریوهای مختلف بکارگیری سیستم فاگ برای خنک‌کاری هوای ورودی به فن‌های ACC می‌باشد.



جدول (۲): افزایش تولید و میزان مصرف آب در سناریوهای مختلف

| مصرف آب (kg/s) | حالت ۴ | | حالت ۳ | | حالت ۲ | | حالت ۱ | | دمای محیط | | | |
|----------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|-----------|------|------|----|
| | افزایش تولید (MW) | | افزایش تولید (MW) | | افزایش تولید (MW) | | افزایش تولید (MW) | | | | | |
| | مقایسه با حد آلام ۰.۳۵ | مقایسه با حد آلام ۰.۵۵ | مقایسه با حد آلام ۰.۳۵ | مقایسه با حد آلام ۰.۵۵ | مقایسه با حد آلام ۰.۳۵ | مقایسه با حد آلام ۰.۵۵ | مقایسه با حد آلام ۰.۳۵ | مقایسه با حد آلام ۰.۵۵ | | | | |
| - | ۰ | ۰ | - | ۰ | ۰ | ۰ | ۰ | ۰ | ۰ | ۰ | ۰ | ۲۹ |
| - | ۰ | ۰ | - | ۰ | ۰ | ۰ | ۰ | ۰ | ۰ | ۰ | ۰ | ۳۰ |
| - | ۰ | ۰ | - | ۰ | ۰ | ۰ | ۰ | ۰ | ۰ | ۰ | ۰ | ۳۱ |
| - | ۰ | ۰ | - | ۰ | ۰ | ۰ | ۰ | ۰ | ۰ | ۰ | ۰ | ۳۲ |
| - | ۰ | ۰ | - | ۰ | ۰ | ۰ | ۰ | ۰ | ۰ | ۰ | ۰ | ۳۳ |
| ۳.۴۸ | ۴.۷ | ۰.۷ | ۳.۴۸ | ۴.۷ | ۰.۷ | ۳.۴۸ | ۴.۷ | ۰.۷ | ۳.۴۸ | ۴.۷ | ۰.۷ | ۳۴ |
| ۶.۸۶ | ۹.۴ | ۱.۳ | ۶.۸۶ | ۹.۴ | ۱.۳ | ۶.۸۶ | ۹.۴ | ۱.۳ | ۶.۸۶ | ۹.۴ | ۱.۳ | ۳۵ |
| ۱۰.۰۴ | ۱۳.۹ | ۲.۲ | ۱۰.۰۴ | ۱۳.۹ | ۲.۲ | ۱۰.۰۴ | ۱۳.۹ | ۲.۲ | ۱۰.۰۴ | ۱۳.۹ | ۲.۲ | ۳۶ |
| ۱۳.۵۱ | ۱۸.۶ | ۳.۱ | ۱۳.۵۱ | ۱۸.۶ | ۳.۱ | ۱۳.۵۱ | ۱۸.۶ | ۳.۱ | ۱۳.۵۱ | ۱۸.۶ | ۳.۱ | ۳۷ |
| ۱۳.۵۱ | ۲۲.۹ | ۳.۴ | ۱۶.۷۷ | ۲۳.۵ | ۴ | ۱۳.۵۱ | ۲۲.۹ | ۳.۴ | ۱۶.۷۷ | ۲۳.۵ | ۴ | ۳۸ |
| ۱۳.۵۱ | ۲۶.۷ | ۳.۵۳ | ۲۰.۱۳ | ۲۸ | ۴.۸۳ | ۱۳.۵۱ | ۲۶.۷ | ۳.۵۳ | ۲۰.۱۳ | ۲۸ | ۴.۸۳ | ۳۹ |
| ۱۳.۵۱ | ۳۰.۳ | ۳.۶۲ | ۲۳.۳۹ | ۳۲.۴ | ۵.۷۲ | ۱۳.۵۱ | ۳۰.۳ | ۳.۶۲ | ۲۳.۳۹ | ۳۲.۴ | ۵.۷۲ | ۴۰ |
| ۱۳.۵۱ | ۳۴.۳ | ۳.۶ | ۲۶.۷۴ | ۳۷.۳ | ۶.۶ | ۱۳.۵۱ | ۳۴.۳ | ۳.۶ | ۲۶.۷۴ | ۳۷.۳ | ۶.۶ | ۴۱ |

حالت ۱: فاگ با هدف دسترسی به تولید نامی

حالت ۲: فاگ با هدف دسترسی به تولید نامی و با محدود شدن دبی فاگ در دمای بالاتر از ۳۷

حالت ۳: فاگ با هدف جلوگیری از محدودیت تولید ناشی از حد آلام کندانسور ۰.۳۵

حالت ۴: فاگ با هدف جلوگیری از محدودیت تولید ناشی از حد آلام کندانسور ۰.۳۵ و با محدود شدن دبی فاگ در دمای بالاتر از ۳۷

تحلیل اقتصادی طرح

ارزیابی و محاسبه شاخص‌های اقتصاد مهندسی مانند خالص ارزش فعلی (NPV)، نرخ بازده داخلی (IRR)، ارزش فعلی خالص برای آورده سهامداران، نرخ بازده داخلی برای آورده سهامداران (IRRE) و غیره به وسیله نرم‌افزار COMFAR انجام می‌پذیرد و تحلیل آن‌ها می‌تواند به عنوان راهنمای اصلی در این قسمت مورد توجه قرار گیرد.

فرضیات اولیه

فرضیات اولیه به منظور تحلیل اقتصادی طرح به شرح زیر می‌باشد.

- ۱- هزینه سرمایه گذاری احداث واحد فاگ برای یک واحد ۵۵۰۰ میلیون ریال برآورد شده است.
- ۲- قیمت فروش برق (مجموع آمادگی و انرژی فروش رفته) ۶۵۰ ریال در هر کیلو وات-ساعت در نظر گرفته شده است.
- ۳- قیمت تمام شده هر متر مکعب آب بدون یون ۱۴۸۵۰ ریال در نظر گرفته شده است.



۴- با توجه به آنکه عمده ساعات افت عملکرد سیستم کولینگ در دماهای بالاتر از ۳۳ مشاهده می‌شود نقطه شروع فاگ دمای ۳۳ درجه لحاظ خواهد شد.

۵- از آنجا که ساعاتی که دمای هوا بالاتر از ۳۷ درجه می‌باشد بسیار کم است و عملاً سایزینگ سیستم برای حداکثر دمای محیط معقول نمی‌باشد حداکثر دبی سیستم فاگ، در دمای ۳۷ درجه لحاظ شده است. (حالت ۲ جدول ۶).

۶- هر چند که محدودیت آلارم ۰/۳۵ بار (عدد اعلامی از طرف نیروگاه) برای توربین معقول نمی‌باشد (با توجه به حد تریپ توربین که ۰/۷ بار می‌باشد) و عدد مذکور از طرف طراح سیکل لحاظ شده است و عدد اعلامی از طرف توربین ساز ۰/۵۵ بار می‌باشد، افزایش مگاوات تولیدی با مگاوات تولیدی با حد آلارم ۰/۳۵ بار مقایسه شده است.

۷- با توجه به استفاده از نیروی انسانی و تیم تعمیرات موجود، صرفاً ۳٪ هزینه اولیه سرمایه‌گذاری هزینه تعمیرات-نگهداری در نظر گرفته شده است.

جدول (۳): انرژی تولیدی و مصرف آب بر اساس اطلاعات هواشناسی ۵ سال گذشته

| دما | درصد پراکندگی (%) | افزایش ظرفیت (MW) | مصرف آب (kg/s) | افزایش انرژی تولیدی (MWh) | مصرف آب (تن) |
|-----|-------------------|-------------------|----------------|---------------------------|--------------|
| ۳۳ | ۱.۲۵ | ۳.۲ | ۱۷.۲۵ | ۳۴۶ | ۶,۷۰۸ |
| ۳۴ | ۱.۳۶ | ۷.۹ | ۲۰.۷۲ | ۹۳۳ | ۸,۸۰۹ |
| ۳۵ | ۱.۲۰ | ۱۲.۶ | ۲۴.۱۳ | ۱,۳۰۹ | ۹,۰۲۲ |
| ۳۶ | ۱.۰۰ | ۱۷.۱ | ۲۷.۴۹ | ۱,۴۸۲ | ۸,۵۷۵ |
| ۳۷ | ۰.۶۲ | ۲۱.۸ | ۳۰.۸۹ | ۱,۱۶۴ | ۵,۹۴۰ |
| ۳۸ | ۰.۴۷ | ۲۶.۲۷ | ۳۰.۸۹ | ۱,۰۷۶ | ۴,۵۵۴ |
| ۳۹ | ۰.۱۴ | ۳۰.۱۷ | ۳۰.۸۹ | ۳۵۸ | ۱,۳۲۰ |
| ۴۰ | ۰.۰۸ | ۳۳.۹ | ۳۰.۸۹ | ۲۴۱ | ۷۹۲ |
| ۴۱ | ۰.۰۲ | ۳۸.۲ | ۳۰.۸۹ | ۶۸ | ۱۹۸ |
| | | | مجموع | ۶,۹۷۷ | ۴۵,۹۱۷ |



جدول (۴): درآمد-هزینه حاصله پس از نصب سیستم فاگ

| دما | درآمد حاصله ناشی از افزایش تولید (ریال) | افزایش هزینه مصرف آب (ریال) |
|-------|-----------------------------------------|-----------------------------|
| ۳۳ | ۲۲۴,۶۶۶,۲۲۸ | ۹۹,۶۰۷,۶۰۸ |
| ۳۴ | ۶۰۶,۴۵۲,۲۲۷ | ۱۳۰,۸۲۰,۲۱۳ |
| ۳۵ | ۸۵۰,۵۹۹,۳۰۱ | ۱۳۳,۹۷۶,۱۲۰ |
| ۳۶ | ۹۶۳,۰۸۶,۷۱۹ | ۱۲۷,۳۳۸,۴۶۸ |
| ۳۷ | ۷۵۶,۸۵۹,۷۸۶ | ۸۸,۲۰۴,۸۴۵ |
| ۳۸ | ۶۹۹,۲۳۸,۹۱۷ | ۶۷,۶۲۳,۷۱۵ |
| ۳۹ | ۲۳۲,۷۶۷,۱۷۴ | ۱۹,۶۰۱,۰۷۷ |
| ۴۰ | ۱۵۶,۹۲۶,۸۹۱ | ۱۱,۷۶۰,۶۴۶ |
| ۴۱ | ۴۴,۲۰۸,۰۱۸ | ۲,۹۴۰,۱۶۲ |
| مجموع | ۴,۵۳۴,۸۰۵,۲۶۱ | ۶۸۱,۸۷۲,۸۵۴ |

نتایج برآورد اقتصادی سیستم فاگ

در این فصل، شاخص‌های ارزیابی اقتصادی و تحلیل حساسیت طبق جداول (۵) تا (۷) ارائه می‌گردد

جدول (۵): شاخص‌های اقتصادی

| تورمی (نرخ تورم ۱۲٪) | استاتیک | |
|----------------------|----------------|--------------------------|
| ۲۳,۰۵۴,۶۵۵,۴۶۴ | ۱۳,۰۰۸,۸۷۹,۴۵۹ | NPVe (ریال) |
| ۴.۱۹۲ | ۲.۳۶۵ | نسبت NPV |
| ٪۷۸.۴۲ | ٪۶۶.۶۵ | IRRe (%) |
| ۱.۴۴ | ۱.۴۹ | دوره بازگشت سرمایه (سال) |

جدول (۶): ارزیابی شاخص‌ها بر پایه تغییر هزینه آب

| درصد تغییرات (%) | NPVe | IRRe (%) |
|------------------|----------------|----------|
| ٪۱۰ | ۱۲,۶۶۶,۶۶۳,۲۵۰ | ٪۶۵.۳۸ |
| ٪۵ | ۱۲,۸۳۷,۷۷۱,۳۵۴ | ٪۶۶.۰۲ |
| ٪۰ | ۱۳,۰۰۸,۸۷۹,۴۵۹ | ٪۶۶.۶۵ |
| -٪۵ | ۱۳,۱۷۹,۹۸۷,۵۶۳ | ٪۶۷.۲۸ |
| -٪۱۰ | ۱۳,۳۵۱,۰۹۵,۶۶۷ | ٪۶۷.۹۱ |



جدول (۷): ارزیابی شاخص‌ها بر پایه تغییر هزینه سرمایه گذاری

| درصد تغییرات (%) | NPVe | IRRe(%) |
|------------------|----------------|---------|
| ۱۰٪ | ۱۲,۳۷۶,۰۶۹,۷۷۶ | ۶۰.۱۴٪ |
| ۵٪ | ۱۲,۶۹۲,۴۷۴,۶۱۷ | ۶۳.۲۴٪ |
| ۰٪ | ۱۳,۰۰۸,۱۷۹,۴۵۹ | ۶۶.۶۵٪ |
| -۵٪ | ۱۳,۳۲۵,۲۸۴,۳۰۰ | ۷۰.۴۰٪ |
| -۱۰٪ | ۱۳,۶۴۱,۶۸۹,۱۴۱ | ۷۴.۵۵٪ |

جمع‌بندی

به طور کلی، به منظور خنک‌سازی هوای و روی به فن‌ها دو روش اصلی سیستم‌های پاشش آب (Fog) و روش‌های تبخیری (Media) وجود دارد. مزیت اصلی سیستم فاگ عدم تحمیل افت فشار در مسیر جریان هوا می‌باشد. در مقابل در سیستم‌های تبخیری جریان هوا باید از میان پدهای سلولوزی مرطوب عبور نماید. که این امر سبب ایجاد افت فشار در جریان هوا و کاهش هوای عبوری از فن‌ها خواهد شد. در سیستم‌های تبخیری به سبب آنکه قطرات آب با جریان هوا همراه نمی‌شود مصرف آب صرفاً آب تبخیر شده و افزایش رطوبت نسبی هوا می‌باشد. هر چند در سال‌های اخیر با پیشرفت سیستم‌های فاگ و استفاده از اسپری نازل‌ها و پمپ‌های فشار بالا قطرات آب تا حد ممکن کوچک و اتلاف پاششی قطرات تا حد زیادی کاهش یافته است. بعنوان جمع‌بندی، نتایج بکارگیری سیستم خنک کاری هوای ورودی کندانسور هوایی نیروگاه طوس در جدول ۸ ارائه گردیده است

با توجه به نتایج تحلیل اقتصادی استفاده از سیستم فاگ پیشنهاد می‌گردد. هر چند سیستم فاگ برای خنک‌کاری هوای ورودی به سیستم خنک ACC در ایران دارای سوابق مشابه نمی‌باشد ولیکن پیشتر از این چندین نیروگاه در دنیا از این سیستم برای افزایش کارایی سیستم خنک‌کن استفاده نموده‌اند. لازم به ذکر است استفاده از سیستم فاگ بدون لحاظ نمودن محدودیت در دماهای بالا، سالانه منجر به مصرف ۶۱,۵۰۰ مترمکعب آب دمین در هر واحد خواهد شد. به عبارت دیگر در صورت اجرایی شدن در هر چهار واحد این سیستم سالانه ۲۴۵,۰۰۰ مترمکعب آب دمین مصرف خواهد نمود. این درحالی است که در حال حاضر کل نیروگاه سالانه ۱۳۰,۰۰۰ مترمکعب مصرف آب دمین دارد.



جدول (۸): خلاصه نتایج مطالعه فنی اقتصادی

| | |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------|
| Fog | |
| ۵,۵۰۰,۰۰۰,۰۰۰ | هزینه سرمایه گذاری اولیه (ریال) |
| ۶,۹۷۷ | مگاوات قابل استحصال (MWh) |
| ۴,۵۳۴,۸۰۵,۲۶۱ | درآمد قابل کسب (ریال) |
| ۴۶,۰۰۰ | آب مصرف (مترمکعب در سال) |
| ۶۸۱,۸۷۲,۸۵۴ | هزینه آب مصرف (ریال) |
| ۲۳,۰۵۴,۶۵۵,۴۶۴ | NPVe (ریال) |
| ۴.۱۹۲ | نسبت NPV |
| %۷۸.۴۲ | IRRe (%) |
| ۱.۴۴ | دوره بازگشت سرمایه (سال) |
| <ul style="list-style-type: none"> • راحتی نصب • عدم ایجاد افت فشار در مسیر جریان • هزینه سرمایه گذاری بالا | مزایا |
| <ul style="list-style-type: none"> • اتلاف بیشتر آب • امکان عبور قطرات از فن و ایجاد خوردگی تیوب باندل | معایب |

مراجع

- [1]. THE CLEANING OF AIR COOLED CONDENSERS TO IMPROVE PERFORMANCE, Richard E. Putman Dirk Jaresch Technical Director Managing Director Conco Consulting Corp J & W GmbH Verona, PA Bochum, Germany.
- [2]. A numerical investigation of air-cooled steam condenser performance under windy conditions by Michael Trevor Foxwell Owen. elmio, T. (2002). "Unsteady 1D flow model of compound channel with vegetated floodplains." Journal of Hydrology, 269, pp 89-99.

[۳]. اسناد و مدارک نیروگاه بخاری طوس