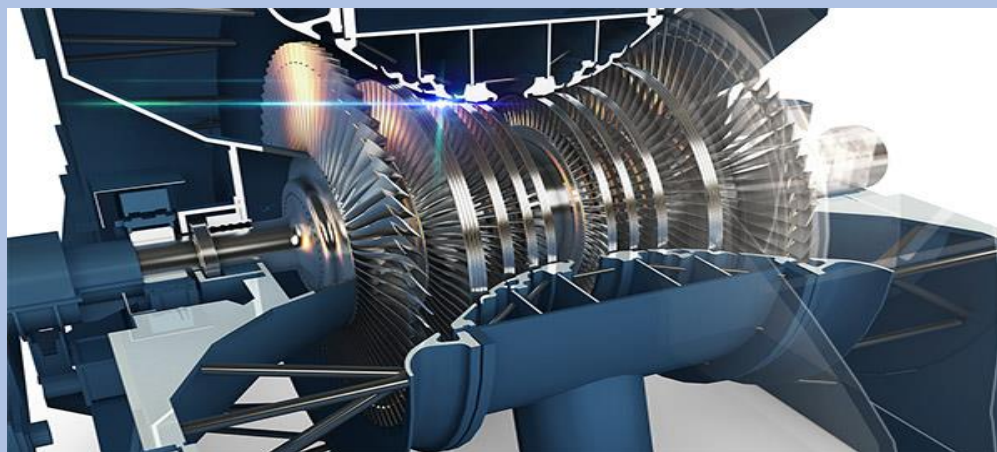




بررسی فناوری‌های پایش آنلاین تنش حرارتی در توربین‌های بخار



مدیر پروژه: مهدی هاشمی

واحد مجری: گروه تجهیزات دوار مکانیکی

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

بررسی فناوری‌های پایش آنالاین تنش حرارتی در توربین‌های بخار

مدیر پروژه:

مهدی هاشمی

گروه پژوهشی پشتیبان: گروه پژوهشی تجهیزات دوار مکانیکی

همکار پروژه:

احسان توکلی

واحد مجری: گروه تجهیزات دوار مکانیکی

انتشارات پژوهشگاه نیرو

مرداد ۱۴۰۱

کد ثبت گزارش: NRI-ER-924-PMEPN41-00-F

DOI: 10.30503/nripress.2020.350

ایران. وزارت نیرو. پژوهشگاه نیرو. گروه پژوهشی تجهیزات دوار مکانیکی
بررسی فناوری‌های پایش آنلاین تنش حرارتی در توربین‌های بخار/مدیر پروژه: هاشمی، مهدی. کارفرما:
پژوهشگاه نیرو، ۱۴۰۱.

۶۵ ص.: مصور، نمودار، جدول

۱. توکلی، احسان، همکار پروژه. ۲. گروه پژوهشی تجهیزات دوار مکانیکی. ۳. طراحی مکانیکی



انتشارات پژوهشگاه نیرو
گروه پژوهشی تجهیزات دوار مکانیکی

کلیه حقوق معنوی اثر متعلق به پدیدآورندگان، کلیه حقوق مادی متعلق به پژوهشگاه نیرو و نشر مطالب در
حدود متعارف، با ذکر منبع بلامانع است.

نشانی: تهران، شهرک غرب، انتهای بلوار شهید دامن، پژوهشگاه نیرو، کدپستی: ۱۴۶۸۶۱۳۱۱۳

تلفن: ۸۸۰۷۹۴۰۱-۹

نمابر: ۸۸۰۷۸۲۹۶

وبگاه: www.nri.ac.ir

پست الکترونیک انتشارات: publications@nri.ac.ir

بررسی وضعیت و روند رشد فناوری‌های مربوط به پایش تنش
حرارتی در واحدهای بخار

فهرست مطالب

پیشگفتار.....	۱
مقدمه.....	ب
۱ رفتار حرارتی توربین‌های بخار.....	۱
۱-۱ مقدمه.....	۱
۲-۱ اختلاف دما در اجزای اصلی توربین بخار.....	۵
۱-۲-۱ عوامل متاثر بر تعیین نواحی دمایی.....	۶
۲-۲-۱ توزیع دما در اجزای اصلی توربین بخار.....	۸
۳-۱ انبساط و تغییر شکل اجزای اصلی توربین بخار.....	۱۳
۱-۳-۱ انبساط آزاد.....	۱۳
۲-۳-۱ خمش آزاد.....	۱۳
۳-۳-۱ انبساط مقید.....	۱۳
۴-۳-۱ خمش روتور.....	۱۴
۵-۳-۱ هاگینگ پوسته‌ها.....	۱۴
۴-۱ بارگذاری حرارتی اجزای اصلی توربین بخار.....	۱۵
۵-۱ ارزیابی بارهای توربین بخار.....	۱۶
۶-۱ راه‌اندازی توربین‌های بخار.....	۱۶
۱-۶-۱ تعاریف اولیه.....	۱۸
۷-۱ نظارت بر رفتار حرارتی توربین‌های بخار.....	۲۳
۲ مروری بر مقالات علمی و اختراعات بین‌المللی در حوزه فناوری پایش تنش‌های حرارتی واحد بخار.....	۲۷
۱-۲ مقدمه.....	۲۷
۲-۲ مروری بر تحقیقات انجام گرفته در خصوص تعیین ضریب انتقال حرارت در توربین‌های بخار.....	۲۸
۳-۲ مروری بر تحقیقات انجام گرفته در خصوص توزیع دما و تنش در توربین‌های بخار.....	۳۰

۴-۲	جمع‌بندی.....	۴۲
۳	شناسایی روش‌ها و مدل‌های محاسباتی تنش حرارتی در توربین بخار.....	۴۳
۱-۳	مقدمه.....	۴۳
۲-۳	چگونگی محاسبه‌ی ضرایب انتقال حرارت.....	۴۶
۱-۲-۳	ناحیه روتور.....	۴۸
۲-۲-۳	ناحیه پوسته بیرونی و داخلی.....	۵۱
۳-۳	مدلسازی ریاضی فرآیند افزایش دمای قطعات توربین بخار.....	۵۲
۴	نتیجه‌گیری.....	۶۰
	فهرست مراجع.....	۶۲

فهرست اشکال

- شکل ۱-۱. دیاگرام مفهومی ایستگاه تولید برق حرارتی [۱]..... ۲
- شکل ۱-۲. جنس مواد بکار رفته در یک توربین بخار سه فشاره شامل فناوری جوش روتور [۲]..... ۳
- شکل ۱-۳. توزیع دما شماتیک در توربین بخار نوع E در حالت پایا [۴]..... ۵
- شکل ۱-۴. تغییرات ضریب رسانایی گرمایی و ظرفیت گرمایی ویژه چند ماده مورد استفاده در توربین بخار با دما [۳]..... ۸
- شکل ۱-۵. پروفایل‌های دمایی در زمان‌های مختلف برای یک ورق در حال گرم شدن و عایق شده در یک طرف [۳] ۱۰
- شکل ۱-۶. نمایش شماتیک توزیع دما در مدل سه بعدی پوسته داخلی توربین بخار نوع E در حالت پایا [۴]..... ۱۱
- شکل ۱-۷. توزیع دمای شبه ثابت در ورق‌ها و استوانه‌ها [۳]..... ۱۲
- شکل ۱-۸. هاگینگ یک نمونه پوسته بیرونی توربین HP در اثر افزایش دما در نیمه‌ی بالایی [۳]..... ۱۵
- شکل ۱-۹. تغییرات دمای ورودی توربین بخار، فشار، بارگیری و سرعت هنگام راه‌اندازی در حالت شروع مجدد سرد با دمای ۵۰ درجه سانتیگراد [۷]..... ۱۷
- شکل ۱-۱۰. مشخصات حالت پایدار موده‌های بهره‌برداری گوناگون توربین‌های بخار [۹]..... ۲۳
- شکل ۱-۱۱. مثالی از پایش بار حرارتی و لاگ‌گیری از میزان خستگی قطعات در یک توربین بخار [۳]..... ۲۵
- شکل ۳-۱. تغییرات دما در اثر انبساط حرارتی و توزیع تنش و کرنش الاستیک در قسمتی از یک پوسته..... ۴۴
- شکل ۳-۲. چگونگی تغییرات دما در زمان‌های مختلف روتور یک نمونه توربین بخار ۴۰ مگاواتی حین راه‌اندازی از حالت سرد [۸۹]..... ۴۵
- شکل ۳-۳. نمودار راه‌اندازی واقعی یک نمونه توربین بخار ۴۰ مگاواتی از حالت سرد [۸۹]..... ۴۶
- شکل ۳-۴. مفهوم و روش استخراج ضرایب انتقال حرارت از شبیه‌سازی سه بعدی نزدیک دیواره [۹۰]..... ۴۷
- شکل ۳-۵. مدلسازی روتور برای تحلیل حرارتی بر اساس نواحی و مقاطع از پیش تعریف شده [۹۰]..... ۴۹
- شکل ۳-۶. تعریف طول مرجع هندسی برای آب‌بندهای پره ثابت ثابت، بالانس پیستون و گلند [۹۰]..... ۴۹
- شکل ۳-۷. تعریف طول مرجع هندسی برای کلریشن ورق صاف [۹۰]..... ۵۰
- شکل ۳-۸. تعریف طول مرجع هندسی در قسمت ریشه-شیار [۹۰]..... ۵۱
- شکل ۳-۹. مدلسازی پوسته درونی و بیرونی برای تحلیل حرارتی بر اساس نواحی و مقاطع از پیش تعریف شده [۹۰] ۵۲

- شکل ۳-۱۰. مدل‌های اجزای محدودی متقارن محوری دو بعدی برای روتورهای توربین بخار (الف) ۳۰۰ مگاواتی و (ب) ۴۰ مگاواتی [۸۹]..... ۵۳
- شکل ۳-۱۱. مدل‌های اجزای برای روتور و پوسته توربین بخار ۴۰ مگاواتی [۸۹]..... ۵۴
- شکل ۳-۱۲. الگوریتم بهینه شده برای تحلیل دمایی گذرا با در نظر گرفتن اثرات چگالش [۸۹]..... ۵۵
- شکل ۳-۱۳. وضعیت دمایی یک توربین بخار ۴۰ مگاواتی حین شروع مجدد از حالت سرد [۸۹]..... ۵۵
- شکل ۳-۱۴. توزیع تنش حرارتی بر حسب زمان در روتور یک توربین بخار ۴۰ مگاواتی حین شروع مجدد از حالت سرد [۸۹]..... ۵۶
- شکل ۳-۱۵. توزیع تنش حرارتی بر حسب زمان در روتور یک توربین بخار ۳۰۰ مگاواتی حین شروع مجدد از حالت سرد [۸۹]..... ۵۶
- شکل ۳-۲۷. (الف) پیک تنش‌های حرارتی داخل حفره یک نمونه روتور توربین بخار حین چرخه شروع مجدد-توقف و (ب) تنش‌های حرارتی در یک نمونه روتور توربین بخار [۸۹]..... ۵۸

فهرست جداول

- جدول ۱-۱. روابط بین دما و فشار ورودی بخار به افزایش نسبی بازدهی [۱]..... ۱
- جدول ۱-۲. بازدهی فشار قوی توربین‌های دما بالا (واحدهای ۷۰۰ مگاواتی زغال سنگ) [۱]..... ۳
- جدول ۱-۳. ضریب رسانایی گرمایی و ظرفیت گرمایی ویژه عایق‌های اسپری و پوششی [۳]..... ۷
- جدول ۱-۴. متغیرهای کنترلی و متغیرهای قابل تنظیم در مودهای بهره‌برداری واحدهای بخاری فسیلی [۹]..... ۲۰

پیشگفتار

پروژه بررسی فناوری‌های پایش آنالاین تنش حرارتی در توربین‌های بخار در اسفند ماه سال ۱۳۹۹ به کارفرمائی پژوهشگاه نیرو در گروه تجهیزات دوار مکانیکی تصویب شد. این گزارش مربوط به فاز اول این پروژه است. فاز اول این پروژه شامل بررسی وضعیت و روند رشد فناوری‌های مربوط به پایش تنش حرارتی در واحدهای بخار می‌باشد. در این گزارش، در ابتدا به بررسی رفتار حرارتی توربین‌های بخار، شناسایی انواع روش‌ها و مدل‌های ریاضی ارائه شده درخصوص چگونگی پیش‌بینی و محاسبه تنش‌های حرارتی در توربین‌های بخار پرداخته خواهد شد. با توجه اهمیت حجم تحقیقات در سطح دنیا، یافتن نرخ رشد آنها طی سالیان و پیش‌بینی آینده با استفاده از این اطلاعات در مباحث آینده پژوهشی، مقالات علمی و اختراعات ثبت شده در خصوص فناوری‌های آنالاین پایش تنش حرارتی بررسی و ارزیابی می‌شوند. سپس روش‌ها و مدل‌های ریاضیاتی محاسباتی تنش حرارتی در توربین بخار شناسایی و معرفی می‌گردند. بدین صورت که ضمن تشریح اهمیت فناوری پایش تنش حرارتی در مدیریت عمر قطعات توربین بخار به بررسی انواع روش‌ها و مدل‌های ریاضیاتی ارائه شده جهت محاسبه تنش‌های حرارتی در توربین‌های بخار پرداخته خواهد شد و بطور کلی نظارت اجمالی بر رفتار حرارتی توربین بخار تبیین خواهد شد.

"این گزارش مربوط به مرحله یک از پروژه بررسی فناوری‌های پایش آنالاین تنش حرارتی در توربین‌های بخار است که پشتیبانی آن، بر عهده گروه پژوهشی تجهیزات دوار و نظارت بر/داوری آن، بر عهده جناب آقای دکتر آیدین غزنوی بوده است."

مقدمه

تقاضا برای بهره‌برداری انعطاف‌پذیر از نیروگاه‌های موجود بدلیل رشد قابل توجه مراکز تولید انرژی‌های تجدیدپذیر در دنیا و مشارکت واحدها در مباحث مربوط به مدیریت شبکه مانند کنترل فرکانس و تغییرات بار در دهه اخیر افزایش چشمگیری یافته است. تنش حرارتی در قسمت‌های جدار ضخیم توربین بخار، بطور خاص روتور و پوسته‌های آن، عامل اصلی محدودکننده بهره‌برداری انعطاف‌پذیر از چنین واحدهایی محسوب می‌شود. چرا که سبب آسیب اجزای جدار ضخیم بدلیل خستگی کم چرخه ناشی از تنش‌های حرارتی گذرا و کاهش عمر آن اجزا در اثر خزش ناشی از قرارگیری در معرض دمای بالا خواهد شد. تنش‌های حرارتی بدلیل تفاوت اختلاف دمای غیرثابت در راستای ضخامت اجزا پدیدار می‌شود. الزامات متناقض برای طراحی توربین بخار در سیکل‌های ترکیبی شامل مواردی همچون شروع بکار (استارت‌های) سریع، برخورداری از قابلیت انعطاف‌پذیری در بهره‌برداری و در عین حال دستیابی به طول عمر بالای قطعات واحد می‌باشد. شایان ذکر است که الزامات مربوط به طراحی عمر توربین بخار بر اساس نمودارهای استارت‌آپ (شروع به کار) آن مشخص می‌شود.

تحقیقات صورت گرفته نشان می‌دهد پارامترهای شروع به کار (استارت‌آپ) واقعی از پارامترهای تئوری متفاوت می‌باشند و در نتیجه تخمین عمر باقی‌مانده قطعات بر اساس روابط تئوری نیازمند بازنگری و اصلاح می‌باشند. الزامات قابلیت انعطاف‌پذیری عملکردی بالا در نیروگاه‌ها و تفاوت بین مقادیر تئوری و واقعی در داده‌های بهره‌برداری شروع مجدد، ضرورت بکارگیری از فناوری‌های جدید پایش و کنترل خرابی اجزای حساس واحد را نمایان می‌کند. پایش پیوسته اختلاف دماهای ایجاد شده در مراحل مختلف بهره‌برداری می‌بایست توسط مدل‌های ریاضیاتی رسانایی روتور بر اساس دماهای بخار اندازه‌گیری شده باشد. به عبارت دیگر، سیستم‌های مربوط به این فناوری‌ها از طریق انجام اندازه‌گیری در بخش‌های مختلف توربین و مدل‌های ریاضیاتی قادرند تنش‌های حرارتی را محاسبه و آن را کنترل نمایند. این روش کنترلی منجر به ارزیابی سطح تنش واقعی در توربین بخار، محافظت آن از تنش‌های حرارتی از طریق پایش دمای بخار و جریان آن، حین کارکرد پایا و گذرا و اطمینان از کمترین زمان ممکنه برای شروع مجدد واحد برای حفظ تعداد استارت‌آپ‌های گارانتی شده آن خواهد شد. فناوری پایش آنالین تنش‌های حرارتی با وجود رشد گسترده در شرکت‌های معتبر دنیا در داخل به اندازه کافی رشد نکرده است و ضرورت هدایت فعالیت‌های صنعتی و دانشگاهی در این راستا کاملاً احساس می‌شود. پژوهش حاضر سعی در بررسی روند رشد این فناوری در دنیا و بررسی توان و پتانسیل داخلی در جهت بکارگیری آن در واحدهای متشکل از توربین بخار دارد. هدف نهایی تحقیق، شناسایی اساس و نحوه‌ی کار سیستم‌های آنالین پایش تنش حرارتی در توربین‌های بخار جهت یافتن پتانسیل‌ها و خلاءهای موجود داخل نسبت به پیشرفت‌های جهانی در این زمینه است.

این گزارش مربوط به فاز اول بررسی فناوری‌های پایش آنالین تنش حرارتی در توربین‌های بخار، شامل بررسی وضعیت و روند رشد فناوری‌های مربوط به پایش تنش حرارتی در واحدهای بخار می‌باشد. در این گزارش، در ابتدا به بررسی رفتار حرارتی توربین‌های بخار، شناسایی انواع روش‌های محاسباتی و مدل‌های ریاضیاتی ارائه شده درخصوص چگونگی پیش‌بینی وضعیت تنش‌های حرارتی در توربین‌های بخار پرداخته خواهد شد. با توجه اهمیت حجم تحقیقات در سطح دنیا، یافتن نرخ رشد آنها طی سالیان و پیش‌بینی آینده با استفاده از این اطلاعات در مباحث آینده پژوهشی، مقالات علمی و اختراعات ثبت شده در خصوص فناوری‌های آنالین پایش تنش حرارتی بررسی و ارزیابی می‌شوند. سپس روش‌ها و مدل‌های محاسباتی

تنش حرارتی در توربین بخار شناسایی و معرفی می‌گردند. بدین صورت که ضمن تشریح اهمیت فناوری پایش تنش حرارتی در مدیریت عمر قطعات توربین بخار به بررسی انواع روش‌ها و مدل‌های ریاضیاتی ارائه شده جهت محاسبه تنش‌های حرارتی در توربین‌های بخار پرداخته خواهد شد و بطور کلی نظارت اجمالی بر رفتار حرارتی توربین بخار تبیین خواهد شد.

۱ رفتار حرارتی توربین‌های بخار

۱-۱ مقدمه

از دیرباز توربین‌های بخار به عنوان مولد اصلی تولید توان در نیروگاه‌های برق حرارتی و یا به عنوان یک پیشران (درایور) مکانیکی بزرگ برای استفاده‌های مختلف صنعتی بکار گرفته شده‌اند. شکل ۱-۱ کل نمودار مفهومی یک نیروگاه حرارتی رایج برای خدمات برق را نشان می‌دهد. در مورد سیکل کل توربین بخار از دیدگاه ترمودینامیکی نظری سیکل کارنو کارآمدترین سیکل (چرخه) محسوب می‌شود، اما نمی‌تواند به عنوان یک سیکل استاندارد مورد استفاده قرار گیرد، زیرا سیکل کارنو شامل بخش چالش برانگیزی از لحاظ ساختاری بخاطر تغییر حالت بخار واقعی و سیکل‌های مختلف حرارتی می‌باشد. از این رو چهار رویکرد سیکلی در خصوص توربین بخار بصورت سیکل استاندارد، شامل موارد زیر، در طراحی نیروگاه‌های متشکل از توربین بخار بکار گرفته می‌شود [۱]:

- ❖ سیکل رانکین
- ❖ سیکل بازتولیدی
- ❖ سیکل بازگرمایش (ری‌هیت)
- ❖ سیکل بازتولیدی بازگرمایش

بطور کلی بازدهی موثر سیکل، زمانی که دمای بخار ورودی در امتداد خط هم‌فشار بیشتر می‌شود، بهبود می‌یابد. علاوه بر این، افزایش دمای ورودی باعث کاهش رطوبت خروجی (در اگزاست) می‌شود که این امر سبب کاهش آسیب در قسمت توربین فشار ضعیف^۱ می‌شود. افزایش دمای ورودی، رطوبت اگزاست مربوط به کاهش افت در قسمت فشار ضعیف را کم می‌کند. همچنین اقدامات لازم جهت تخلیه آب و بخار با افزایش دمای ورودی کاهش می‌دهد، که یک اثر اضافی به غیر از بهبود بازدهی محسوب می‌شود. در

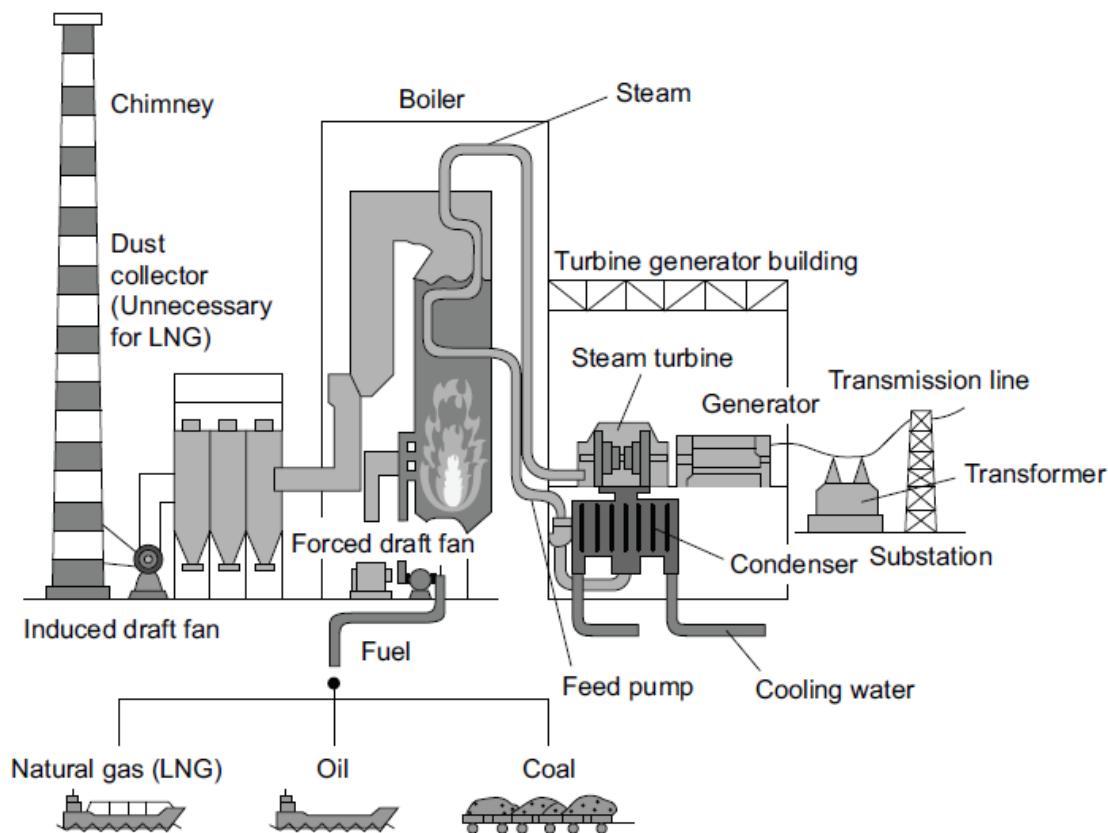
جدول ۱-۱، مقادیر میزان افزایش بازدهی نسبی را با افزایش دما و فشار ورودی برای یک نمونه توربین بخار داده شده است

[۱].

جدول ۱-۱. روابط بین دما و فشار ورودی بخار به افزایش نسبی بازدهی [۱]

Steam temperature (°C)	Steam pressure range (MPa g)	Gross thermal efficiency enhancement (in relative value) (%)
538/538	10–12.5	1.4
538/538	12.5–16.6	1.7
538/566	12.5–24.1	2.0
538/552/566	16.6–24.1	2.2
538/566/566	24.1–31.0	2.0

¹ Low Pressure (LP)



شکل ۱-۱. دیاگرام مفهومی ایستگاه تولید برق حرارتی [۱]

حد بالای دمای بخار ورودی به توربین‌های بخار بستگی زیادی به توسعه مواد بکار رفته در قسمت‌های مختلف توربین از جمله روتور و پوسته داشته و همچنین ارزیابی اقتصادی این افزایش دما تاثیر بسزایی بر این انتخاب دارد. محدودیت استحکام مواد در طراحی قسمت‌ها و قطعات توربین‌های بخاری، از جمله ولوها (شیرها)، لوله‌کشی‌ها، پوسته‌ها، پرده‌ها و روتورها که در معرض دمای بخار بالا قرار دارند، نقش بسزایی در انتخاب بالاترین درجه حرارت ورودی و به طبع آن بازدهی توربین دارد. برای مثال دمای ورودی بخار که در حال حاضر در توربین‌های بخار فوق و مافوق بحرانی اعمال می‌شود، عددی در حدود مابین ۵۶۶ تا ۶۲۰ درجه سانتیگراد است (جدول ۱-۲). با توجه به رابطه‌ی مستقیم افزایش دمای ورودی بخار با افزایش بازدهی آن، دمای ورودی بخار باز به این اعداد محدود نشده و در توربین‌های بخار کلاس‌های جدید از قبیل H و I که در دنیا در حال توسعه می‌باشند، دستیابی به اعداد بالاتر (فراتر از ۷۰۰ درجه سانتیگراد) به عنوان یکی از اهداف پیشرو در نقشه راه توسعه توربین‌های بخار محسوب می‌شود. دستیابی به دماهای بالا سبب شده است تا فناوری‌های دیگری نیز در خصوص تولید توربین‌های بخار در جریان و در حال توسعه باشند. نمونه‌ای از آن‌ها استفاده از فناوری جوشکاری روتورها می‌باشد که بر اساس دما در قسمت‌های مختلف از مواد مقاوم به دمای بالا استفاده شود. در شکل ۱-۲ یک نمونه روتور یک توربین سه فشاره متشکل از قسمت‌های فشار قوی^۱، متوسط^۲ و

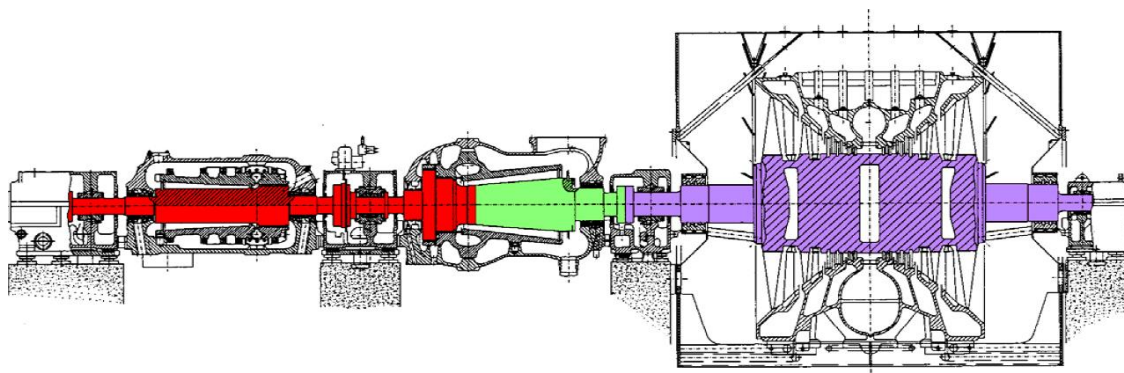
¹ High Pressure (HP)

² Intermediate Pressure (IP)

ضعیف^۱ همراه با جنس‌های بکار رفته در آن که از فناوری جوش روتور در آن استفاده شده است، نمایش داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود در قسمت‌های داغ‌تر از مواد مقاوم به دمای بالا استفاده شده است.

جدول ۱-۲. بازدهی فشار قوی توربین‌های دما بالا (واحدهای ۷۰۰ مگاواتی زغال سنگ) [۱]

Steam condition		Turbine type	Gross thermal efficiency (%)
Pressure (MPa g)	Temperature (°C)		
24.1	538/538	T · C	40.5
24.1	538/566/566	T · C	41.3
31.0	566/566/566	T · C	42.2
25.0	600/600	T · C	44.0
31.0 ^a	725/725/725 ^a	T · C	48.0



- ◆ 9-12 % Cr steel for high temperatures > 540 °C
- ◆ 1-2 % Cr steel for steam temperatures < 540 °C
- ◆ 1-2 % Cr low yield strength steel for low pressure applications

شکل ۱-۲. جنس مواد بکار رفته در یک توربین بخار سه فشاره شامل فناوری جوش روتور [۲]

ایمنی، در دسترس بودن و صرفه اقتصادی مهمترین عواملی است که باید در کارکرد نیروگاه‌ها مورد توجه قرار گیرد. برای کارکردن یک واحد تولید برق بر پای این اصول، محدودیت‌های خاصی که توسط طراحی اجزاء تحمیل می‌شود، بایستی رعایت شود. در توربین در حال بهره‌برداری، پایداری به این محدودیت‌ها با استفاده از تضمین دستورالعمل‌های بهره‌برداری و همچنین تجهیزات نظارت، محدودکردن و حفاظت تامین می‌شود. معیارهای محدود کننده می‌تواند [۳]:

- نقطه تسلیم برای بارهای ثابت
- استحکام خزشی مواد و تغییر شکل‌های غیرمجاز
- مدت زمان کارکرد بعد از وجود ترک که به علت بارهای ثابت و بار سیکلیک (چرخه‌ای) به وقوع بپیوندد.
- با توجه به معیارهای محدود کننده، تمایز بین دو حالت زیر می‌بایست صورت گیرد.

¹ Low Pressure (LP)

۱- یک جزء آسیب دیده و یا تغییر شکل یافته است، اما می‌تواند تعمیر شده، بگونه‌ای که تنها در دسترس بودن نیروگاه و اقتصاد آن را تحت تاثیر قرار می‌دهد.

۲- یک جزء بصورت برگشت ناپذیر تغییر شکل یافته به طوری که عملکرد نیروگاه و ایمنی به شدت تحت تاثیر قرار گیرد. در دمای اتاق بارگذاری توسط تنش‌ها یا کرنش‌ها به تنهایی بطور کافی تعریف می‌شوند. اما در دماهای بالای ۲۵۰ درجه سانتی‌گراد این قاعده صادق نیست. بار حرارتی در این حالت تنها وقتی که تنش و دما یا کرنش و دما مشخص شده باشد بطور کامل تشریح می‌شود که این نیز خود به یک زمان مشخص اشاره دارد. بسته به دما و تنش و تغییرات با زمان، بار به تنهایی در تعیین عمر یک قطعه تصمیم گیرنده نیست. تنها در ترکیب با زمان است که بار منجر به افزایش خستگی ماده می‌شود. به منظور ارزیابی اثر بارگذاری، لازم است که که نه تنها بار بلکه مدت زمان بارگذاری، دما و تعداد سیکل بارگذاری نیز شناخته شده باشد. در دماهای بالا، مواد بصورت دائمی بخاطر اثرات تنش‌های وارده دچار تغییر شکل می‌شوند. تغییر شکل پلاستیک با زمان افزایش یافته و به این پدیده خزش می‌گویند. برای فولادهای غیرآلیاژی تغییر شکل قابل ملاحظه‌ای در دمای بالای ۲۵۰ درجه سانتی‌گراد رخ می‌دهد. برای فولادهای رایج در دماهای بالا نقطه شروع خزش بسته به ترکیب شیمیایی و عملیات حرارتی به سمت دماهای بالا تغییر می‌کند. این پدیده در طراحی قطعاتی که تحت تنش ثابت مانند مخازن تحت فشار داخلی یا شفت‌های تحت نیروی گریز از مرکز و قطعات تحت کرنش ثابت مانند اتصالات پیچی و فنری در نظر گرفته شود.

خواص مواد تحت تنش ثابت توسط تست گسیختگی خزشی و برای کرنش ثابت در تست آسودگی تنش انجام می‌شود. نتایج تست گسیختگی تنش نشان می‌دهد که با گذشت زمان بر کرنش دائم در تنش ثابت افزوده می‌شود. تست آسودگی تنش با گذشت از کرنش و تنش الاستیک در کرنش مجموع ثابت کاسته می‌شود. تست گسیختگی تنش با شکست نمونه وقتی که ماده بیشتر قادر به افزایش طول نیست همراه است اما تست آسودگی تنش با کرنش اولیه الاستیک وارده با تغییر به کرنش دائمی داده شده در تست همراه خواهد بود.

قطعات گوناگون توربین از جمله روتور، پوسته و لوله‌ها عموماً برای تنش‌هایی کمتر از نقطه تسلیم در دمای کارکردی اندازه‌بندی شده‌اند. یعنی طراحی بر اساس رفتار الاستیک ماده است. فقط در جایی که اثرات شیار جایی که کرنش‌های دائمی در اثر نیروهای گریز از مرکز، فشار بخار و گرادیان دما ایجاد شود، وجود دارد. از آن‌جا که تنش‌های مربوطه در محدوده غیر الاستیک جهت محاسبه توسط نمودارهای خزش و جریان دشوار هستند، کرنش تشریح بهتری از رفتار ماده در این محدوده فراهم می‌کند. طول عمر قطعات بصورت تابعی از کرنش موجود و دما معرفی می‌شوند. با توجه به موارد مطرح شده، بطور کلی محدودیت‌های توربین بخار یک واحد تولید انرژی برق، وابسته به تعدادی عوامل که مهمترین آن موارد زیر است، می‌باشد [۳]:

سرعت دورانی: بر روی تنش‌های گریز از مرکز و فرکانس‌های طبیعی روتور و پره‌ها تاثیر می‌گذارد

فشار بخار: بر روی تنش‌های پره‌ها، پوسته‌ها و لوله‌ها تاثیر می‌گذارد.

دما: بر روی خواص مواد، انبساط، تنش‌ها و بارهای مجاز اجزای توربین تاثیر می‌گذارد.

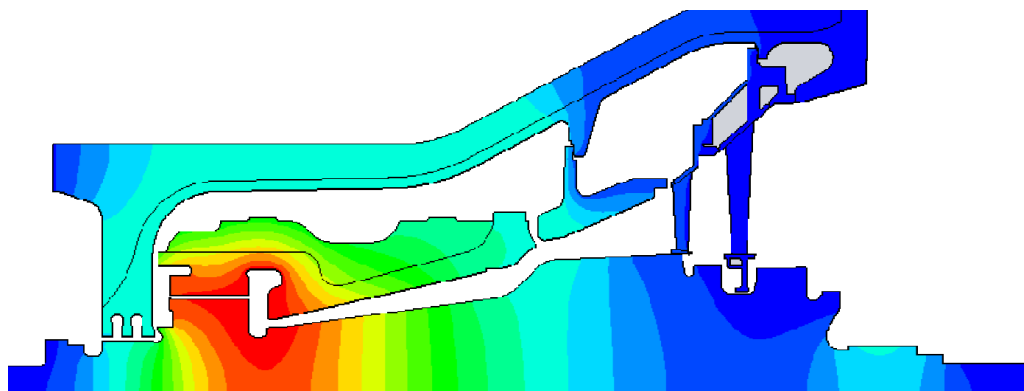
با توجه به بحث افزایش دمای ورودی به توربین بخار در توسعه نقشه راه‌های فناوری توربین بخار به منظور دستیابی به راندمان‌های بالاتر از یکسو و از سوی دیگر پارامتر محدود کننده‌ی دما و پدیدار شدن اختلاف آن در اجزای اصلی در بحث طراحی،

بهره‌برداری و نظارت، بررسی و پایش رفتار حرارتی توربین‌های بخار از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است که در ادامه به تشریح آن پرداخته خواهد شد.

۲-۱ اختلاف دما در اجزای اصلی توربین بخار

هنگامی که یک توربین بخار در حال بهره‌برداری می‌باشد، اختلاف دما بطور غیر قابل چشم‌پوشی در بین اجزای آن با توجه به انبساط حرارتی بخار در دریچه‌ها (ولوها) و طبقات مختلف توربین، اثرات تراشل کردن^۱، آب‌بندهای شفت، انتقال حرارت در قطعات توربین مملو از بخار و اتلاف حرارتی در یاتاقان‌ها رخ می‌دهد. در طول راه اندازی یا خاموش شدن و تغییرات بار، بخار درون توربین، با فرض شرایط گذرا، منجر به نواحی متاثر از تغییر درجه حرارت می‌شود. با این حال، در بهره‌برداری مداوم، نواحی دما ثابت در دیوارهای اجزای تشکیل شده است که با زمان تغییر نمی‌کند. این توزیع دمای بخار موجب شکل‌گیری نواحی دمایی در اجزایی می‌شود که خود باعث انبساط حرارتی، کماتش و تنش‌های حرارتی می‌شوند. آگاهی از توزیع دما پیش نیاز برای تعیین و ارزیابی انبساط حرارتی آزاد، میزان جابجایی‌ها، کماتش و تنش‌های حرارتی و در نهایت بهینه‌سازی فرآیندهای راه‌اندازی (شروع مجدد)، توقف (خاموش شدن) و تغییر بار خواهد شد.

برای مثال در توربین بخار نوع E، پنج حالت بهره‌برداری در خصوص احتمال توزیع دما، علاوه بر شرایط پایا که در توزیع دمای آن در شکل ۳-۱ نمایش داده شده است، در نظر گرفته شده است که بر اساس آن لقی‌های و میزان جابجایی‌ها به منظور جلوگیری از تداخل مورد بررسی قرار می‌گیرد [۴].



شکل ۳-۱. توزیع دما شماتیک در توربین بخار نوع E در حالت پایا [۴]

الف) توقف توربین از حالت پایا با سرمایش (کولینگ) همرفت. در این حالت بخاطر بزرگتر بودن نسبت سطح به جرم پوسته‌ها، معمولاً از شفت سریعتر خنک می‌شوند. لقی و جابجایی محاسبه شده می‌بایست با جابجایی‌هایی که در حالت پایا بدست آمدند، با یکدیگر ترکیب شوند.

ب) نفوذ هوا از طریق گلندها: بعد از توقف توربین از شرایط پایا، خلا ایجاد می‌شود. در صورت وقوع عیب در آب‌بند تغذیه، هوا از طریق گلندها به داخل کشیده می‌شود. این سبب خنک شدن موضعی شفت و منجر به الزامات لقی منفی اضافی می‌گردد. در این حالت نیز، لقی و جابجایی محاسبه شده می‌بایست با جابجایی‌هایی که در حالت پایا بدست آمدند، با یکدیگر ترکیب شوند.

¹ Throttling

ج) شروع مجدد، بصورتی که شفت تنها جز هست که به شرایط پایا نرسیده است. در این حالت پوسته داخلی و خارجی سریعتر از شفت، حین شروع مجدد به حالت پایا رسیده‌اند. در این شرایط، پوسته‌ها در حالت پایا بوده و شفت دارای تاخیر می‌باشد. یک الزام لقی اضافی منفی از این شرایط بارگذاری منتج خواهد شد در این حالت نیز، لقی و جابجایی محاسبه شده می‌بایست با جابجایی‌هایی که در حالت پایا بدست آمدند، با یکدیگر ترکیب شوند.

د) عایق‌بندی شده حرارتی-سرد شدن بدون انتقال حرارت همرفت. اگر به سختی هر گونه انتقال حرارت همرفتی پیرو سرد شدن توربین رخ دهد (بدون خنک کاری اجباری) و انتقال حرارت رسانایی تنها صورت گیرد، دما به تعادل رسیده و جابجایی‌های موجود در ناحیه ورودی جریان بخاطر تاثیر فلنج توربین کم می‌شوند. شفت بخاطر انتقال حرارت در یاتاقان‌ها تا اندازه‌ای خنک‌تر از پوسته داخلی است. محاسبات جابجایی‌ها در این حالت مستقل بوده و نیازی به ترکیب با شرایط پایا را ندارد.

ه) تأمین بخار طولانی مدت آب‌بند در شرایط اسمبل شده سرد. قبل از شروع مجدد، بخار آب‌بند به توربین سرد برای مدت طولانی تزریق می‌شود. این سبب گرم شدن موضعی می‌شود. مشابه حالت قبل در این جا نیز محاسبات جابجایی‌ها مستقل بوده و نیازی به ترکیب با شرایط پایا را ندارد.

۱-۲-۱ عوامل متاثر بر تعیین نواحی دمایی

۱-۱-۲-۱ انتقال حرارت همرفت

در صورتی که انرژی حرارتی به یک جسم منتقل شود یا از آن خارج شود، دمای آن به ترتیب افزایش یا کاهش خواهد یافت. مقدار گرما انتقال داده شده توسط بخار، Φ_1 یا Q_1 ، از طریق سطح A به یک جسم، بستگی به لایه مرزی دما که توسط ضریب انتقال حرارت بخار، α یا h ، به سطح، A ، مشخص می‌شود و همچنین تفاوت دما بین بخار و سطح، $\Delta\theta = \theta_s - \theta_1$ یا $\Delta T = T_s - T_1$ ، و با اندازه سطح A دارد [۳].

$$\Phi_1 = \alpha A \Delta\theta \quad (1-1)$$

اساساً میزان گرمایش و سرمایش اجزای اصلی توربین بخار توسط گرمای جذب و خارج شده توسط بخار و یا اتلاف حرارت توسط سطح فلز تعیین می‌شود. انتقال حرارت به سه روش چگالش (کندانس)، همرفت و تشعشعی امکان پذیر است. تاثیر انتقال حرارت تشعشعی در توربین‌های بخار قابل اغماض بوده چرا که تنها وقتی اهمیت دارد که اختلاف دما بین اجزا بالا (بالتر از ۲۰۰ کلوین) باشد. حرارت توسط بخار به سطح فلز از طریق لایه دمایی که در سطح فلز و بخار تشکیل شده است، منتقل می‌شود. حرکت و دمای بخار در تماس با دیواره توسط عوامل موثر بر شدت انتقال حرارت محسوب می‌شوند. اصول مربوط اعداد بی بعد شامل اعداد رینولدز، پرتل، گرشاف و نوسلت در این میزان انتقال حرارت حاکم می‌باشد. بطور کلی ضرایب انتقال حرارت تابع دمای بخار، فشار و سرعت (θ_s, p_s, w_s) و دمای سطح، θ_1 ، هندسه قطعه و اندازه آن، k_G ، می‌باشند [۳].

$$\alpha = f(\theta_s, p_s, w_s, \theta_1, k_G) \quad (1-2)$$

ضریب انتقال حرارت در درجه اول توسط فشار بخار و سرعت آن تعیین می‌شوند. هر دو متاثر از مود بهره‌برداری می‌باشند. وقتی که بخار در تماس با سطح یک جسم که دمای آن زیر دمای اشباع است، قرار می‌گیرد، بخار چگالیده شده و این حرارت چگالیده شده به جسم منتقل می‌شود. قطرات یک فیلم چگال را تشکیل داده که رشد پیدا می‌کند. در چنین فرآیند انتقال حرارتی،

اندازه ضرایب انتقال حرارت بین $5000 \text{ W/m}^2\text{K}$ تا $15000 \text{ W/m}^2\text{K}$ می‌باشند. بنابراین مقدار زیادی حرارت از لایه مرزی عبور کرده و به جسم ظرف مدت کوتاهی منتقل می‌گردد. بنابراین سطح به دمای بخار اشباع می‌رسد. این فرآیند چگالش توسط فاز انتقال حرارت همرفت که بسته به قطعه و حالت بهره‌برداری و ضریب انتقال حرارت صورت می‌گیرد. اگر بخار خارجی برای شروع و توقف توربین بخار در دسترس نباشد، هوا به درون آب‌بندهای شفت توربین بخار رفته تا با تامین بخار گلند، توربین شروع بکار کند. در چنین حالتی ضرایب انتقال حرارت برای هوا بین $10 \text{ W/m}^2\text{K}$ تا $700 \text{ W/m}^2\text{K}$ برای این فاز بهره‌برداری می‌باشد.

۲-۱-۲-۱ رسانایی گرمایی

در یک جسم، گرما همیشه به سمت مناطق درجه حرارت پایین حرکت می‌کند. فلاکس حرارتی، Φ_2 یا Q_2 ، عبوری از مساحت A ، در یک زمان dt ، متناسب با افت درجه حرارت $d\vartheta/ds$ (گرادیان دمای محلی در طول مسیر ds). این فرآیند بستگی به ضریب هدایت حرارتی، λ یا k ، که یک ویژگی مواد وابسته به دما وابسته است، دارد. این ارتباط از طریق رابطه‌ی زیر تعیین می‌شود [۳].

$$\Phi_2 = \lambda A \frac{d\vartheta}{ds} \quad (1-3)$$

۳-۱-۲-۱ انباشت حرارتی

مقدار گرمایی که اتلاف نشده است، Φ_3 یا Q_3 ، در جسم ذخیره شده و باعث افزایش دمای $d\vartheta$ آن در زمان dt می‌شود. این گرمای ذخیره شده به جرم ماده، m ، و ظرفیت گرمایی ویژه آن، c ، که یک ویژگی وابسته به دما ماده است، وابستگی دارد. بدین ترتیب رابطه‌ی زیر برقرار است [۳]:

$$\Phi_3 = mcd\vartheta \quad (1-4)$$

۴-۱-۲-۱ تاثیر مواد

بطور کلی از فولادهای با ساختار فریتی (بالتر از 580°C درجه سانتیگراد) و آستنیتی در ساخت اجزای اصلی توربین‌های بخار مورد استفاده قرار می‌گیرد. ضریب رسانایی انتقال حرارت و ظرفیت گرمایی ویژه عوامل تعیین کننده برای رسانایی گرمایی و مقدار گرمای ذخیره شده در یک جسم محسوب می‌شوند. این ضرایب و مقادیر با دما تغییر می‌کند (شکل ۴-۱) [۳].

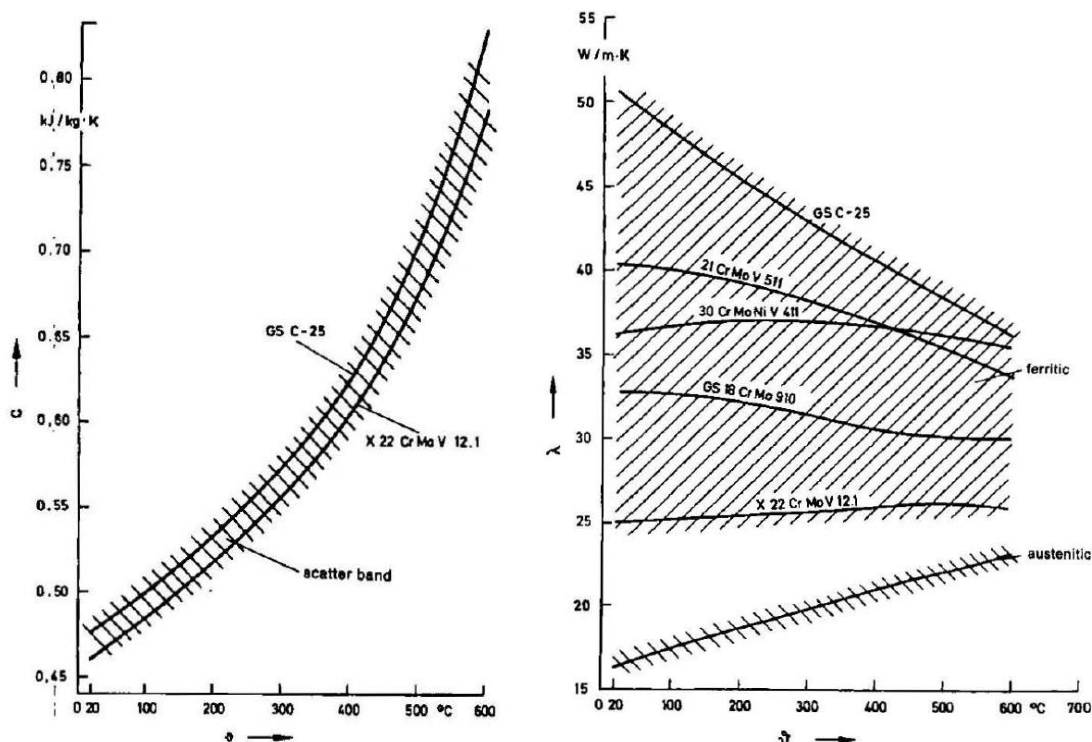
ضریب رسانایی گرمایی مواد فریتی بیشتر از مواد آستنیتی می‌باشد. از آن جا که ظرفیت گرمایی ویژه تقریباً برای این مواد یکسان است اما ضریب رسانایی گرمایی متفاوت، اجزای ساخته شده از مواد فریتی با افزایش حرارت دو تا سه برابر سریعتر از مواد آستنیتی، وقتی مقدار حرارت یکسان را دریافت می‌کنند، گرم می‌شوند.

امروزه عایق‌های توربین معمولاً بر روی آن اسپری می‌شوند. پتوهای عایقی (پوششی) امروزه بندرت برای پوسته‌های توربین بخار بزرگ استفاده می‌شوند، زمینه کاربرد به واحدهای توربین بخار کوچک مثل توربین بخار صنعتی محدود می‌شود. در جدول ۳-۱ مقادیر ضریب رسانایی گرمایی و ظرفیت گرمایی ویژه عایق‌های اسپری و پتویی آورده شده است.

جدول ۳-۱. ضریب رسانایی گرمایی و ظرفیت گرمایی ویژه عایق‌های اسپری و پوششی [۳]

Symbol	Unit	Spray-on insulation	Mat insulation
--------	------	---------------------	----------------

λ	W/(mK)	0.01-0.1	0.15-0.25
c	kJ/(kg.K)	0.8	0.8



شکل ۴-۱. تغییرات ضریب رسانایی گرمایی و ظرفیت گرمایی ویژه چند ماده مورد استفاده در توربین بخار با دما [۳]

۱-۲-۲ توزیع دما در اجزای اصلی توربین بخار

در فرآیندهای ارزیابی انتقال حرارت وابستگی میزان حرارت در شرایط مرزی مختلف می‌بایست در نظر گرفته شود. تغییرات جریان حرارت با زمان و توزیع دمای متوجه در یک جسم را می‌توان با فرض ثابت بودن پارامترهای مادی از طریق رابطه فوریه محاسبه نمود [۵]. برای مثال این رابطه در محورهای مختصات استوانه‌ای به شرح ذیل می‌باشد.

$$\dot{q} = \frac{\partial \theta}{\partial t} = \frac{\lambda}{\rho c} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \theta}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \right) \quad (۱-۵)$$

برای قطعات از نظر هندسه پیچیده توربین (روتور، پوسته، دریچه‌ها) که شرایط مرزی با زمان و موقعیت تغییر می‌کند، یک پاسخ کامل برای رابطه میسر نیست. علاوه بر روش‌های جدید محاسباتی از قبیل روش اجزا محدود که در فصل‌های آتی مورد بحث قرار می‌گیرد، از طریق ساده‌سازی شرایط مرزی و هندسه فرض شده، می‌توان بطور قابل قبولی معادلات انتقال حرارت را که برای ارزیابی شرایط توزیع دما است، را بدست آورد.

توزیع دمای محوری اساساً عامل اصلی برای انبساط آزاد قطعات اصلی توربین بخار بوده، در حالی که توزیع دمای شعاعی علت اصلی تنش‌های حرارتی و تغییر شکل می‌باشند. رابطه فوریه انتقال حرارت (رابطه‌ی ۵-۱) از طریق فرضیات زیر بصورت ساده شده می‌تواند در دستگاه‌های مختصات مورد استفاده قرار گیرد.

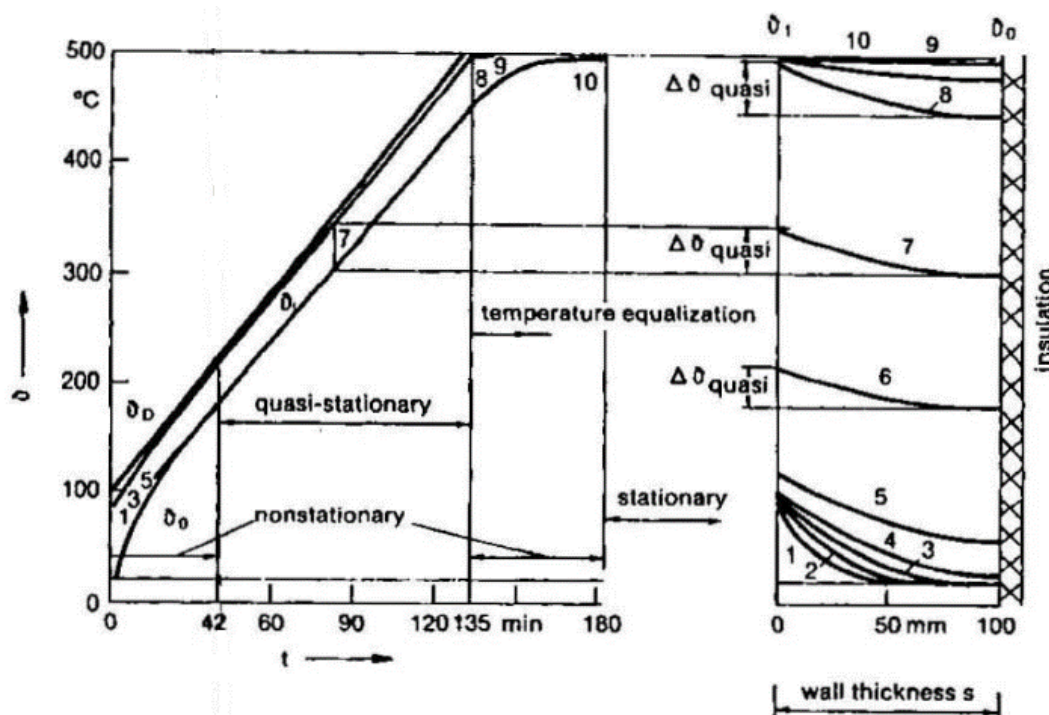
- شفت توربین بصورت جسم استوانه‌ای توپر
- شفت توخالی، پوسته‌های توربین و لوله‌ها بصورت استوانه توخالی
- بدنه ولو بصورت کره‌های توخالی
- فرض فلنج‌ها بصورت ورق
- عدم تاثیر طول قطعه
- جریان حرارت در میان اجسام دوار بصورت متقارن

همچنین، تغییرات دمای بخار با زمان نیز بصورت ایده آل فرض می‌شود. بطور کلی دو منحنی دمای بخار ایده آل فرض می‌شود:

الف) افزایش دمای بخار بصورت خطی و گذرای ثابت

ب) دمای بخار بصورت تابع پله

در شروع توربین بخار، دمای سطح فلز و دمای بخار یکسان نیستند. رفتار دمای بخار حین شروع بکار را می‌توان از طریق اعمال یک تابع پله دمایی بصورت گذرای ثابت تقریباً شبیه‌سازی نمود. با استفاده از مثال یک ورق عایق روی یک طرف، تغییرات پروفیل دمایی در زمان‌های مختلف را وقتی گرما یا حرارت از طریق صفحه میانی منتقل می‌شود را مشاهده نمود (شکل ۵-۱). دمای بخار که در ابتدا بصورت یک تابع پله‌ای و سپس بصورت گذرای ثابت اعمال می‌گردد، باعث می‌شود که دمای سطح افزایش یابد. تاخیر افزایشی در فاز اول تابعی از ضریب انتقال حرارت سطح بخار به سطح فلز می‌باشد. بعد از دادن یک زمان مشخص، یک تفاوت دمای ثابت در قطعه ایجاد می‌شود. این تفاوت دما بین سطح میانی که در تماس با بخار و سطح عایق شده بیرونی است، وجود دارد. این حالت تا نقطه‌ای که دمای بخار دمای سطح میانی بدون تغییر باقی می‌ماند، برقرار است. سپس تفاوت دمایی کمتر شده تا به یک نقطه ثابت می‌رسد.



شکل ۵-۱. پروفایل‌های دمایی در زمان‌های مختلف برای یک ورق در حال گرم شدن و عایق شده در یک طرف [۳]

فرآیند گرم شدن یا افزایش دما را می‌توان به فازهای زیر تقسیم‌بندی نمود.

- فاز غیرثابت^۱ که توسط اختلاف دما، با زمان و موقعیت حین فرآیند گرمایش مشخص می‌شود.
 - فاز شبه ثابت^۲ که توسط اختلاف دمایی بدون تغییر در دو نقطه از جسم مشخص شده اما دماها با زمان تغییر می‌کنند.
 - فاز ثابت شامل پیروی کردن از فرآیند افزایش دما (تعادل گرمایی)
- اگر تغییر دمایی بخار تنها با تابع پله باشد، فاز غیرثابت بطور مستقیم به فاز ثابت تغییر می‌یابد.

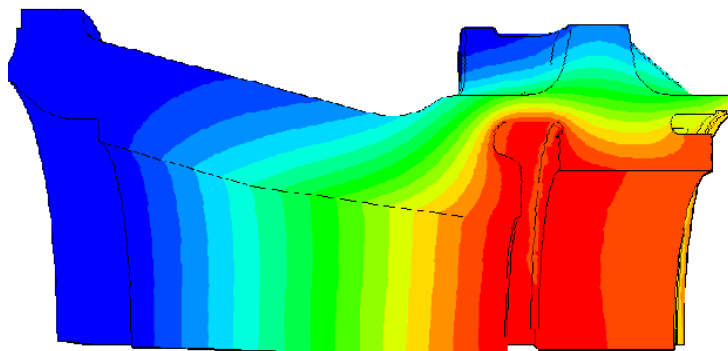
۱-۲-۲-۱ توزیع دمایی ثابت

در حالت تعادل یعنی وقتی که دمای محیط تغییر نمی‌کند، توزیع دمایی ثابت در قطعه محقق می‌شود. تفاوت دمایی بین سطوح و توزیع دما در دیواره به هندسه قطعه و میزان انتقال حرارت بستگی دارد. عایق‌بندی مناسب اختلاف دما را مانند یک ماده با ضریب انتقال حرارت رسانایی بالا، کاهش داده، درحالی که اختلاف دما با افزایش ضخامت بیشتر می‌شود. اگر عایق‌بندی وجود نداشته باشد، اختلاف دما توسط انتقال حرارت که در دو طرف انجام می‌شود، به وجود می‌آید.

¹ Non Stationary

² Qausi Stationary

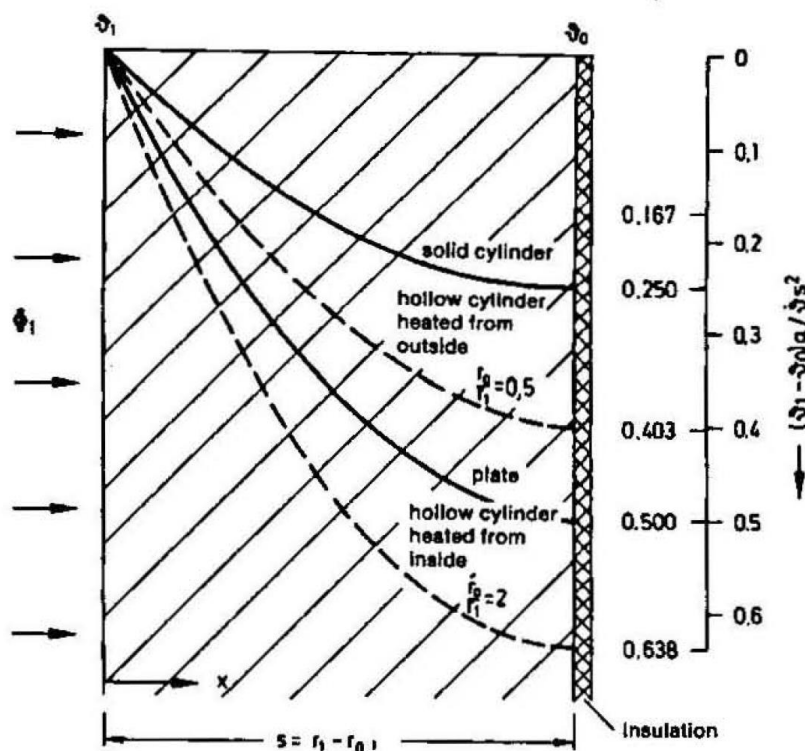
برای پوسته داخلی توربین بخار، انتقال حرارت در بین دو طرف انجام می‌گیرد و بخار با دو سوی سطوح دیواره تماس برقرار می‌کند. اختلاف دمای بالا (در حدود ۲۰۰ درجه کلوین) ممکن است پدیدار گردد (شکل ۶-۱). این در حالی است که پوسته خارجی و دریچه‌ها عایق‌بندی شده‌اند. اختلاف دماهای ثابت در این موارد معمولاً کمتر (در حدود ۴۰ درجه کلوین) می‌باشد.



شکل ۶-۱. نمایش شماتیک توزیع دما در مدل سه بعدی پوسته داخلی توربین بخار نوع E در حالت پایا [۴]

۱-۲-۲-۲ توزیع دمای شبه ثابت

همانطور که اشاره شد، حالت شبه ثابت فاز خاصی از فرآیند خنک شدن و گرم شدن غیر ثابت محسوب می‌شود. با فرض این که سطح غیر گرم شونده عایق‌بندی شده باشد، توزیع دمای شبه ثابت مطابق با شکل ۷-۱ حاصل می‌گردد. تحت شرایط یکسان، حداکثر اختلاف دما در ورق با ضخامت S بیشتر از دو برابر یک جسم استوانه‌ای توپر با شعاع S می‌باشد. هرچه که نسبت بین سطح و حجم گرم شده، بیشتر باشد، اختلاف دمایی کمتر است. اختلاف دما در قطعات متناسب با دمای گذرای بخار، با مربع ضخامت دیواره و بطور عکس با ضریب رسانایی حرارتی دیواره متناسب است. اختلاف دما در حالت گذرای افزایش حرارت و جایی که ابعاد یکسان باشد، در قطعات فریتی بطور قابل ملاحظه‌ای کمتر از است از قطعات ساخته شده از مواد آستینیتی. کمیت مهم دیگر، انتگرال متوسط دمای قطعات می‌باشد که می‌بایست در خصوص آن توجیحات بیشتر ارائه گردد چرا که این کمیت نقش ضروری در تعیین تنش و تغییر شکل ایفا می‌کند.



شکل ۷-۱. توزیع دمای شبه ثابت در ورق‌ها و استوانه‌ها [۳]

۳-۲-۲-۱ توزیع دمای غیر ثابت

حین فاز اولیه فرآیندهای شروع و راه‌اندازی مجدد توربین‌های بخار، معمولاً تغییرات دمایی ناهمگونی اتفاق می‌افتد. مقدار حرارت انتقالی از بخار به سطح قطعه تابع ضریب انتقال حرارت می‌باشد. رفتار دمای قطعه در یک مدت زمانی تابع ضریب رسانایی گرمایی و هندسه آن می‌باشد. قوانین آنالیز ابعاد بی‌بعد در خصوص میزان انتقال حرارت به دو عدد بی‌بعد می‌رسد [۳].

$$Bi = \frac{\alpha s}{\lambda} \quad (1-6)$$

عدد بایوت، Bi ، که یک ضریب انتقال حرارت بی‌بعد است. این عدد فرآیندهای انتقال حرارت شامل انتقال حرارت همرفت و رسانش گرمایی را بطور نزدیکی بهم مرتبط می‌کند.

$$Fo \text{ و } \tau = \frac{\lambda t}{\rho c s^2} \quad (1-7)$$

عدد فوریه، Fo ، یک عدد بی‌بعد زمانی، τ است. هرچه نسبت بین سطح و حجم بزرگتر باشد، فرآیند گرمایش سریع‌تر انجام می‌شود. از روی عدد فوریه برای یک جنس و شکل داده شده، مدت زمان گرمایش بطور معکوس با مربع ضخامت دیواره و بطور مستقیم با ضریب رسانایی حرارتی متناسب است. از این رو زمان افزایش برای یک قطعه با ضخامت $2s$ ، چهار برابر یک قطعه با ضخامت دیواره s می‌باشد. همچنین قطعه فرتی بسیار سریع‌تر از مواد آستینیتی گرم می‌شود.

هرچند که رهیافت بالا برای تشریح فرایندهای گرم شدن نتایج خوبی نسبت به توزیع دمای شعاعی در اجسام ساده از نظر هندسه فراهم می‌کند. لازم است که برای بهینه سازی یا تایید تحلیل نواحی هندسه پیچیده، نواحی دمایی وابسته به زمان چند بعدی محاسبه شود. این تحلیل برای طراحی جزئیات مانند شیار ریشه‌ها، قسمت‌های ورودی محفظه و قسمت‌های آب‌بند روی روتور و همچنین قطعات در معرض شرایط مرزی مختلف بکار گرفته می‌شود. محاسبات عددی مانند روش اجزای محدود برای این منظور می‌تواند در این خصوص مفید واقع شوند. همچنین نتایج تجربی برای صحت گذاری نتایج ریاضیاتی می‌بایست مورد استفاده قرار گیرند.

۱-۳-۱ انبساط و تغییر شکل اجزای اصلی توربین بخار

۱-۳-۱-۱ انبساط آزاد

تغییرات دما در اجزای مربوطه سبب انبساط حرارتی می‌شود که می‌تواند اثرات گوناگونی داشته باشد. برای مثال اگر یک تیر به طول l_0 و ضریب انبساط حرارتی β ، بصورت کاملاً یکنواخت در کل طولش که در دمای ϑ_0 قرار دارد با گرم کردن به دمای ϑ_1 برسد، به میزان زیر دچار انبساط شده است.

$$\Delta l = \beta l (\vartheta_1 - \vartheta_0) \quad (1-8)$$

۱-۳-۱-۲ خمشی آزاد

اگر تیری مشابه قبل گرم شود بطوری که دما در طول ضخامت آن بصورت خطی کاهش یابد، هر یک از لایه‌ها بصورت مختلف بسته به اختلاف دمای لایه‌های تیر انبساط پیدا می‌کنند. وقتی به این گونه تیر گرم شود، تیر با خمشی آزاد با عدم وجود تنش‌های برشی بین لایه‌ها پاسخ می‌دهد.

۱-۳-۱-۳ انبساط مقید

اگر تغییر شکل که توسط گرمایش ناهمگون ایجاد شده بخشی از آن مقید شده باشد، انبساط بصورت مقید شده است و انبساط حرارتی باعث تنش‌های حرارتی در آن قطعه می‌شود. محاسبه انبساط حرارتی و خمشی از اهمیت زیادی برای بدست آوردن لقی شعاعی و محوری برخوردار است. بخاطر شرایط گرم شدن متفاوت، قطعات ثابت و متحرک نسبت به یکدیگر حرکت می‌کنند. اندازه و تاریخچه زمانی حرکت نسبی به دمای بخار، ضرایب انتقال حرارت، شکل و ضخامت دیواره قطعه، خواص رسانش حرارتی ماده مورد استفاده و موقعیت نقاط ثابت بستگی دارد.

در تعاریف منظور از انبساط مطلق، انبساط آزاد نسبت به نقاط ثابت بر روی فونداسیون توربین تعریف می‌شود. این در حالیست که انبساط نسبی میزان تغییر در لقی و جابجایی بین روتور و پوسته می‌باشد. رفتار انبساطی اجزای توربین همانطور که ذکر شد می‌بایست قبل از نهایی کردن لقی‌های شعاعی و محوری برای جلوگیری از تداخل قطعات ثابت و متحرک (مانند آب‌بندهای رو بروی هم روتور و پوسته) مورد محاسبه قرار گیرد. برای انجام این محاسبات عوامل زیر متاثر خواهند بود.

❖ توزیع جرم روتور و پوسته

❖ دمای متوسط بهره برداری قطعات

- ❖ ورودی بخار و رفتار انتقال حرارت
- ❖ چیدمان نقاط ثابت، پوسته به فونداسیون و روتور به پوسته
- ❖ قطر و طول روتور

۱-۳-۴ خمش روتور

خمش روتورها ممکن است توسط اختلافات در شرایط محیطی، گرم شدن در اثر تماس (رایبندگی)^۱، خنک شدن نا همگن بعد از خاموش شدن وقتی که ترنینگ گیر^۲ بدرستی عمل نکند و یا وجود ناهمگنی در ماده، ایجاد شود. روتور انحنادار شده یا تحت خمش سبب افزایش دامنه ارتعاشات در توربین‌ها می‌شود. هنگامی که یک روتور با درجه حرارت بالا متوقف می‌شود و برای مدت زمانی در حالت سکون قرار می‌گیرد، روتور را نمی‌توان به دلیل نابالانسی زیاد دوباره راه اندازی کرد. دلیل روتور انحنادار این است که بخار داغ در سمت بالا روتور جمع شده و روتور به دلیل تفاوت دما بین دو طرف بالا و پایین روتور خم می‌شود. از انحنادار شدن روتور می‌توان با خنک کردن روتور به طور یکنواخت در جهت محوری و با چرخش آن در طول خنک سازی جلوگیری کرد.

۱-۳-۵ هاگینگ پوسته‌ها^۳

هاگینگ پوسته در اثر اختلاف دمای بین نیمه بالایی و پایینی پوسته‌ها ایجاد می‌شود. به هاگینگ به دلیل حرکت پوسته‌های در اصطلاح پشت گربه^۴ نیز گفته می‌شود. در این حالت توزیع دما بصورت نامتقارن بر روی کل طول پوسته می‌باشد (شکل ۸-۱). در عمل اثر هاگینگ پوسته توربین بخوبی شناخته شده است و خمش به سمت بالای پوسته توسط نیمه پایینی پوسته وقتی سریعتر از قسمت بالایی سرد می‌شود، بعد از خاموش کردن توربین ایجاد می‌شود.

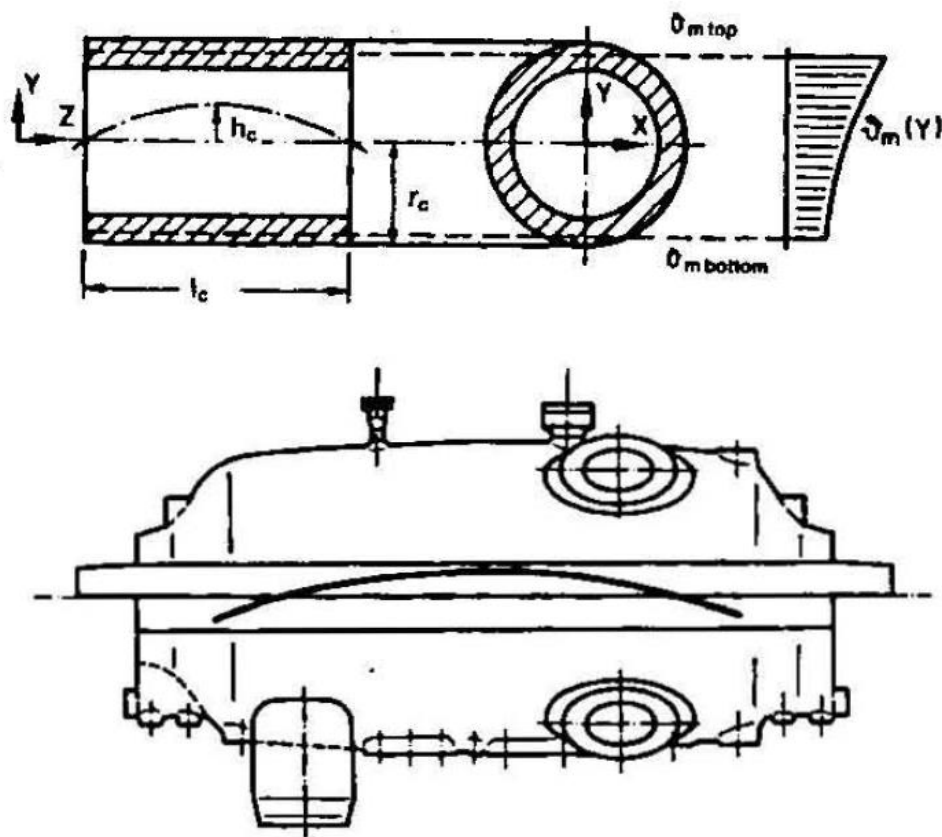
دلایل مشترک هاگینگ پوسته‌های مواردی همچون: هدر رفت حرارت ذخیره شده در پوسته از طریق لوله‌های متصل بصورت نامتقارن، جریان برگشتی بخار خنک شده یا آب، لایه های بخار یا جدایش یا اختلاف بین پوسته درونی و بیرونی، ورودی‌ها و خروجی‌های نشت بخار، کیفیت متغیر عایق می‌باشد. هاگینگ پوسته را می‌توان بواسطه حفظ اختلاف دمای مجاز بالا و پایین پوسته محدود کرد.

¹ Rubbing

² Turning gear

³ Hogging of Casings

⁴ Cats back



شکل ۸-۱. هاگینگ یک نمونه پوسته بیرونی توربین HP در اثر افزایش دما در نیمه‌ی بالایی [۳]

۴-۱ بارگذاری حرارتی اجزای اصلی توربین بخار

تغییرات دمای بخار در توربین باعث ایجاد اختلاف دما در داخل و مابین اجزای توربین بخار می‌شود. تغییرات دما باعث انبساط شده و انبساط اگر مقید نشده باشد به شکل انبساط آزاد یا خمش ظاهر شده و اگر مقید شده باشد، تنش‌های حرارتی پدیدار می‌گردد و بر روی سایر تنش‌های ناشی از نیروهای گریز از مرکز و فشار بخار برهم نهی می‌شوند. در ادبیات بحث بار حرارتی تنها به قرارگیری یک ماده تحت تنش حرارتی محدود نشده بلکه قرارگیری آن ماده تحت دمای بالا را نیز شامل می‌شود. از این رو وضعیت و مقدار تنش‌ها و دماها می‌بایست در قطعه مشخص شده باشند تا این که بتوان بار حرارتی را تشریح نمود.

برای تعیین انواع بارهای وارده به اجزای اصلی توربین بخار، در ابتدا می‌بایست بین بارهای ثابت و غیرثابت تفاوت قائل شد. بارهای ثابت اصولاً توسط طراحی مثلاً ابعاد نشات می‌گیرند، در حالی که بارهای غیر ثابت حین بهره‌برداری از توربین وارد می‌گردند. بارهای غیرثابتی که در توربین بخار بیشتر مد نظر بوده، همان بارهای اولیه حرارتی تشریح شده بر اساس محاسبات توزیع دما می‌باشند.

❖ تنش‌های حرارتی تک جهته و انبساط حرارتی مقید شده: شامل تنش‌های حرارتی ثابت، شبه ثابت، غیرثابت برای یک هندسه ساده می‌باشد.

❖ توزیع تنش چند بعدی (جهته): برای محاسبه از روش‌های عددی مانند اجزا محدود استفاده می‌شود.

تغییرات در سطح مقطع یک قطعه سبب می‌شود که جریان خطوط نیرو تغییر جهت داده و بارهای بیشینه موضعی ایجاد گردد که در اصطلاح به آن اثرات شیپار^۱ گفته می‌شود. در طراحی روتورهای توربین‌های بخار این شیپرها، مانند شیپرهای خطوط آب‌بند، شیپرهای نگهداری ریشه پره‌ها، شانه‌ها و جای خار در روتورهای دیسکی، رایج می‌باشند. از آن‌جا که انبساط عرضی در ریشه این شیپرها مقید شده است، وضعیت تنش‌های چند جهته در آن‌ها پدیدار می‌شود. در حالت تغییر شکل الاستیک با ضرب کردن تنش نامی روتور بدون شیپار در ضریب تمرکز تنش که وابسته به هندسه ابعادی شیپار می‌شود، مقدار تنش در شیپار حاصل می‌شود. اگر مقدار تنش محاسباتی بیشتر از نقطه‌ی تسلیم باشد، در این حالت نیاز است که تحلیل الاستیک-پلاستیک صورت گیرد یا بصورت تخمینی با استفاده از رابطه‌ی نوپر، محاسبه کرنش‌ها و تنش‌های پلاستیک گیرد.

۵-۱ ارزیابی بارهای توربین بخار

رفتار حرارتی یک توربین بخار را زمانی می‌توان بطور مناسبی ارزیابی شده لحاظ کرد که بارهای حرارتی و تنش‌های قطعات جهت تعیین عمر بقای مانده و حوزه‌ی مجاز بهره‌برداری تعیین شده باشند. در این خصوص می‌بایست موارد زیر تعیین گردد:

نقطه تسلیم و دماهای افزایش یافته و نرمال

- ❖ مقاومت خزشی
- ❖ آسودگی تنش
- ❖ رفتار خستگی
- ❖ رشد ترک
- ❖ شکست ترد

معمولاً این خواص بصورت تجربی با استفاده از تست‌های تک محوره، طولی جهت تعیین تنش‌ها و کرنش‌ها تعیین می‌شوند. هر چند که در واقعیت اجزای اصلی توربین بخار تحت تنش‌ها و کرنش‌های چند جهته قرار می‌گیرند. از این رو تنش‌های و کرنش‌های چند جهته می‌بایست در قطعات توسط روش‌های محاسباتی مناسب و بر اساس فرضیات تنش و کرنش مربوطه به تنش‌ها و کرنش‌های طولی معادل برای یک نمونه تست تبدیل شوند.

۶-۱ راه‌اندازی توربین‌های بخار

توربین‌های بخار بر اساس دستورالعمل بهره‌برداری توسعه داده شده توسط سازندگان آن راه‌اندازی می‌شوند. دستورالعمل‌های بهره‌برداری ترتیب اجرای کارهای شروع مجدد را تشریح کرده و مقادیر پارامترهای عملکردی که می‌بایست حین شروع مجددها حفظ گردد را فراهم می‌کنند. پیروی سختگیرانه ترتیب هریک از فازهای شروع مجدد و حفظ حدود مقادیر پارامترهای عملکردی از موارد حیاتی از نگاه ایمنی و قابلیت اطمینان در خصوص بهره‌برداری توربین بخار می‌باشد. فاز شروع مجدد بطور خاص بسیار حساس بوده و از نظر بهره‌برداری توربین بدلیل بهره‌گیری از تجهیزات و سیستم‌های جانبی و همچنین فرآیندهای مکانیکی و حرارتی با ذات گذرا (انتقال حرارت گذرا، تغییرات جریان بخارف شتابگیری روتور و ارتعاشات) پیچیده می‌باشد. اصول راه‌اندازی صحیح در طول مدت زمان زیاد بهره‌برداری توربین بخار و تجربیات حاصله از کار طراحان توربین و بهره‌برداران آن حاصل می‌شود. سه فاز متمایز در فرآیند راه‌اندازی یک واحد توربین بخار شامل موارد زیر می‌شود [۶]:

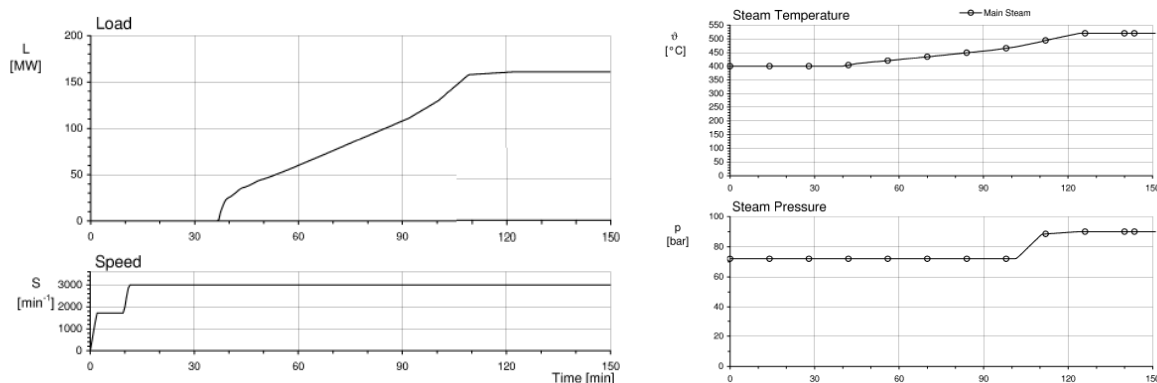
¹ Notching Effects

۱- آماده‌سازی توربین برای شروع مجدد (استارت آپ)

۲- رسیدن به دور نامی و سنکرون شدن

۳- بارگذاری

آماده‌سازی توربین برای شروع مجدد با چرخش روتور توسط ترینگ گیر شروع می‌شود. ترینگ گیر که از طریق چرخ‌دنده به روتور ارتباط پیدا می‌کند، توسط موتورهای الکتریکی یا هیدرولیکی به حرکت در می‌آید. پیش از شروع مجدد، روتور توربین می‌بایست از نظر حرارتی پایدار بوده و خط تغییر شکل آن با خط تغییر شکل منحنی آن در اثر وزن یکسان باشد. بر اساس وضعیت اولیه توربین از نظر حرارتی که در این قسمت تشریح خواهد شد، فرایند شروع مجدد آغاز می‌گردد. برای مثال در توربین بخار نوع E، نمودارهای تغییرات فشار و دمای ورودی توربین بخار همراه با پروفیل‌های بار و سرعت برای یک نمونه از وضعیت اولیه توربین بخار از نظر دمای اولیه در شکل ۹-۱ به تصویر کشیده شده است [۷].



شکل ۹-۱. تغییرات دمای ورودی توربین بخار، فشار، بارگیری و سرعت هنگام راه‌اندازی در حالت شروع مجدد سرد با دمای ۵۰ درجه سانتیگراد [۷]

محدودیت سرعت شروع و میزان تغییرات بار در توربین‌های بخار را می‌توان به دلایل مختلفی نسبت داد. در این خصوص، حین شروع مجدد یا تغییر بار، دماهای بخار داخل توربین تغییر می‌کند و همین طور ضرایب انتقال حرارت بخار به دیواره‌ها، که علت این امر تغییرات سرعت و چگالی بخار می‌باشد. تغییر حاصله از جریان انتقال حرارت اثرات زیر را در پی دارد. اختلافات دمایی ایجاد شده در اجزای اصلی سبب تولید بیشتر و بیشتر انبساط مقید شده و به تبع آن تنش‌های حرارتی که با سایر تنش‌های اولیه ناشی از نیروهای گریز از مرکز و فشار داخلی جمع می‌شود. پله دمایی مجاز تنها به ضخامت دیواره وابسته است و میزان تغییرات دما با مربع ضخامت دیواره کاهش می‌یابد.

بر این اساس می‌توان نتایج زیر را بیان نمود:

پله دمایی مجاز تنها به ضخامت دیواره بستگی دارد، بطوری که میزان تغییر دمای مجاز با مربع ضخامت دیواره کاهش می‌یابد. شایان ذکر است که پله دمای مجاز به میزان کمی به ابعاد وابسته است اما دمای گذرای مجاز بصورت مرتبه چهار با افزایش ابعاد قطعه کاهش می‌یابد. بخاطر تفاوت در دما و ظرفیت‌های گرمایی ویژه در تک تک قطعات بخصوص روتورها و پوسته‌ها، انبساط نسبی و جزئی ایجاد می‌گردد. حد مجاز آن توسط آب‌بندهای شفت و لقی‌های پرها محدود می‌شود. به منظور درک اثرات جریان حرارت بر روی قطعات حین شروع مجدد و تغییر بار برای مودهای بهره‌برداری مختلف، می‌بایست در ابتدا با بعضی از تعاریف اولیه در این خصوص آشنا شد.

۱-۶-۱ تعاریف اولیه

عبارت‌هایی از قبیل وضعیت اولیه، شروع مجدد (شتابگیری تا سرعت نامی)، اعمال بار و تغییرات دما و بار به شرح ذیل تعریف می‌شوند:

۱-۱-۶-۱ وضعیت یا حالت اولیه

حالت اولیه توسط وضعیت دما توربین قبل از شروع مجدد و نه دادن زمانی برای قرارگیری در حالت سکون تعریف می‌شود. بصورت منحصربفرد توسط مشخص کردن دمای قطعات مشخص در سطح مقطع‌های قسمت‌های فشار قوی و متوسط تعریف می‌شود. تعاریف شروع سرد، شروع گرم و شروع داغ بطور معمول در نیروگاه به وضعیت اولیه دمای قطعه بصورت زیر گفته می‌شود [۳]:

توربین‌های بخار اشباع	توربین‌های بخار فوق گرم
بیشتر از ۱۰۰ درجه سانتیگراد	شروع سرد ^۱
بین ۱۰۰ تا ۲۰۰ درجه سانتیگراد	شروع گرم ^۲
بیشتر از ۲۰۰ درجه سانتیگراد	شروع داغ ^۳

در استاندارد مشخصات توربین بخار IEC 60045-1 [۸] که در بخشی از آن به طبقه‌بندی شروع مجدد توربین‌های فوق گرم بر اساس شرایط حرارتی آن‌ها در زمان بهره‌برداری پرداخته است. بر اساس زیر طبقه‌بندی را ارائه داده است.

الف) شروع سرد؛ بعد از گذشت مدت زمان بیش از ۷۲ ساعت از خاموش کردن توربین (دماهای فلز تقریباً ۴۰ درصد مقادیرشان در بهره‌برداری کامل بر حسب درجه سانتیگراد)

ب) شروع گرم؛ بعد از گذشت مدت زمان بین ۱۰ تا ۷۲ ساعت از خاموش کردن توربین (دماهای فلز تقریباً بین ۴۰ تا ۸۰ درصد مقادیرشان در بهره‌برداری کامل بر حسب درجه سانتیگراد)

ج) شروع داغ؛ بعد از گذشت مدت زمان کمتر از ۱۰ ساعت از خاموش کردن توربین (دماهای فلز تقریباً بالای ۸۰ درصد مقادیرشان در بهره‌برداری کامل بر حسب درجه سانتیگراد)

د) شروع مجدد خیلی داغ؛ ظرف یک ساعت بعد از توقف اجباری (تریپ) واحد (دماهای فلز تقریباً نزدیک مقادیرشان در بهره‌برداری کامل می‌باشند).

در عمل، وقتی عمر مورد انتظار تعریف می‌شود، اثبات شده است که مزیت برای تعریف وضعیت‌های خنک شدن (کولینگ) به دامنه شروع گرم تقسیم‌بندی می‌شود (۱۶۰ تا ۴۵۰ درجه سانتیگراد). می‌بایست اشاره شود که در این اتصال محاسبات زمان‌های شروع سرد معمولاً بر اساس دمای اولیه ۳۰ تا ۵۰ درجه سانتیگراد می‌باشد.

¹ Cold Start

² Warm Start

³ Hot Start

۱-۶-۲ شروع یا راه اندازی مجدد

فرآیند شروع وقتی که شیرها (لوله‌های) گاورنر یا لوله‌های گرم‌کننده بطور کامل باز است یعنی وقتی که اولین بخار (بجز بخار گلند) به سمت قسمت HP یا IP جریان می‌یابد، آغاز می‌گردد. به محض این که دمای نامی، بار نامی و سطح فشار نامی در توربین برقرار شد، پایان می‌یابد. مدت زمان فرآیند شروع مجدد، با زمان شروع t_s بیان می‌شود.

الف) سرعت نامی و شتابگیری

شتابگیری به سمت سرعت نامی با اولین عمل کنترلی مشخص برای رسیدن به یک سرعت داده شده انجام می‌گیرد (برای مثال سرعت شتاب گیری).

ب) اعمال بار

اعمال بار زمانی آغاز می‌شود که ژنراتور و سیستم سنکرون شده و زمانی پایان می‌یابد که خروجی به بار نامی می‌رسد.

۱-۶-۳ تغییرات بار و دما

فرآیندهای تغییرات دما و بار فرض می‌شود که حالت‌های ثابت شروع شده و پیش رفت نماید. این فرآیندها وقتی که بار و دمای به سطح نامی‌شان برسند، خاتمه می‌یابد.

۱-۶-۴ مودهای بهره‌برداری توربین بخار

بی‌شک مودهای بهره‌برداری بر روی فرآیند شروع مجدد و تغییرات بار یک واحد توربین و همچنین پارامترهای عملکردی آن تاثیر بسزایی دارد. از این رو نیاز است تا ساختار کنترلی یک واحد بخاری تشریح گردد. ساختارهای کنترل واحدهای بخار بر روی موارد زیر تمرکز دارد [۹]:

کنترل خروجی واحد از جمله محدودیت‌های استاتیکی و دینامیکی از هدف خروجی واحد که توسط کنترل‌های شبکه‌های بالادستی تعیین شده است.

کنترل فشار بخار اصلی، کمیتی که نشان دهنده تعادل تولید بخار و بخار مصرفی توسط توربین بوده

تعیین متغیرهای مرجع برای خروجی حرارتی سوخت (جریان جرم سوخت)، و برای بازشدگی ولو توربین

فرض شده است که تمام مدارهای کنترل زیرمجموعه و تمام کنترل‌های عملکرد تک مطابق با الزامات مربوطه است و هیچ کدام در پیاده‌سازی این دستورالعمل مشکلی ندارند. همچنین فرض شده است که کنترل سرعت توربین به طور دائمی عمل می‌کند، با فیدفورد کردن به کنترل خروجی کنترل فرکانس، به این ترتیب رفتار را که برای شبکه برق الکتریکی مطلوب‌تر است، بیشتر از مواردی است که با کنترل سرعت همراه خواهد بود.

ساختار کنترل واحد یک نیروگاه الکتریکی با سوخت فسیلی از مودهای بهره‌برداری واحد حاصل می‌شود که عمدتاً توسط الزامات کنترلی تعیین شده، توسط واحد تعیین می‌شود. متغیرهای کنترل شده شامل:

خروجی ژنراتور، P_G

فشار بخار زنده، p_{st}

و متغیرهای قابل تغییر شامل موارد زیر می‌شوند.

بازشوندگی ولو توربین، y_T

دبی جریان سوخت، $\dot{m}_F$

ساختار کنترل توان خروجی به مود بهره‌برداری بستگی دارد. مودهای بهره‌برداری هر یک در اختصاص متغیرهای قابل تغییر و متغیرهای کنترلی بایکدیگر فرق می‌کنند (جدول ۴-۱).

جدول ۴-۱. متغیرهای کنترلی و متغیرهای قابل تنظیم در مودهای بهره‌برداری واحدهای بخاری فسیلی [۹]

Operating mode		P_G	p_{St}	Controlled variable
In control	Steam pressure			
Turbine	constant setpoint (fixed-pressure operation)	y_T	$\dot{m}_F$	Manipulated variable
Turbine	setpoint dependent on output (modified sliding pressure operation)	y_T	$\dot{m}_F$	
Steam generator	constant setpoint (initial-pressure operation)	$\dot{m}_F$	y_T	
Steam generator	uncontrolled (natural sliding pressure operation)	$\dot{m}_F$		

همچنین مودهای بهره‌برداری حاصله به شرح زیر می‌باشند، که در ادامه به تشریح هریک پرداخته خواهد شد.

- "توربین در کنترل" ("بویلر یا مولد بخار به دنبال")

- "بویلر یا مولد در کنترل" ("توربین به دنبال")

۵-۱-۶-۱ توربین در کنترل (بویلر یا مولد بخار به دنبال)

مقدار مرجع توان ژنراتور، P_{Gset} ، از مجموع دو مولفه توان تعیین شده توسط بهره‌بردار، P_{GTarg} ، و خروجی متناسب با حلقه کنترل فرکانس، $\Delta P_{GTarg}(F)$ ، محاسبه می‌شود. محدودسازی دامنه و نرخ تغییرات این مقدار مرجع در مقادیر مجاز، حفظ تنش‌های تحمیلی بر روی بویلر و توربین را تضمین خواهد نمود.

ست پوییت نهائی مقدار توان خروجی ژنراتور، P_{Gset} ، پس از مقایسه با مقدار واقعی توان آن، به یک کنترل کننده PI اعمال گردیده و خروجی آن، تعیین کننده ست پوییت y_{Tset} برای میزان بازشوندگی ولو توربین، y_T ، است. تحت این شرایط، هرگونه فرمان تغییر بار در ژنراتور، به شیرهای کنترلی توربین اعمال گردیده و این موضوع، می‌تواند سبب نوسانات فشار بخار گردد. بر این مبنا، بویلر به عنوان عضو پیرو، موظف به تامین الزامات کنترل فشار خواهد بود. و اما بر مبنای تقسیم‌بندی صورت گرفته در بخش گذشته، کنترل فشار توسط بویلر خود می‌تواند به دو شکل متفاوت انجام گیرد.

(الف) کنترل فشار ثابت بخار (ست پوییت ثابت برای فشار بخار زنده)

در این مود عملکردی، فشار بخار توسط بویلر در یک مقدار مرجع ثابت نگاه داشته می‌شود و برای این منظور، خطای کنترل از مقایسه بین مقدار فشار بخار زنده، p_{St} ، و ست پوینت فشار ثابت $p_{St \text{ set fix}}$ ، محاسبه شده و به کنترل کننده PID فشار ارسال می‌شود. خروجی این کنترل کننده به همراه سیگنال تغذیه سوخت $PD-T_1$ ، که از ست پوینت خروجی ژنراتور، P_{Gset} ، مشتق شده است، به عنوان ست پوینت مقدار خروجی حرارتی سوخت، $\dot{Q}_{Fset}$ ، در نظر گرفته می‌شود. به این ترتیب، این مود کنترلی به سبب پاسخ سریع مجموعه توربوژنراتور، از پاسخ‌دهی مناسبی به ورودی‌های با سرعت بالا برخوردار است؛ اما، با توجه به پاسخ کند بخش مولد بخار، منجر به تفاوت حالت گذرا مابین میزان تولید و مصرف بخار خواهد شد که مقدار آن، وابسته به دامنه اغتشاش است. به دلیل وجود پیش‌گرم‌کن (ری‌هیتر)، بخش IP / LP توربین به طور قابل توجهی نسبت به بخش HP از نظر پاسخ زمانی کندتر است؛ در نتیجه، در پاسخ به اغتشاشات وارده، رفتار دبی بخار زنده و توان اکتیو، شامل یک (اورشوت) خواهد شد. به این ترتیب، مواردی نظیر وجود اورشوت دبی در جریان جرمی بخار زنده، پاسخ نسبتاً کند بخش مولد بخار، از جمله چالش‌های اساسی در طراحی و تنظیم این ساختار کنترلی خواهد بود.

ب) کنترل فشار لغزنده اصلاح شده (ست پوینت فشار لغزنده برای فشار بخار زنده)

تفاوت ساختار کنترل "فشار لغزشی اصلاح شده" نسبت به "بهره‌برداری در فشار ثابت" در تعریف ست پوینت فشار، $p_{St \text{ set}}$ ، به عنوان یک متغیر تحت کنترل است. در این ساختار، یک ظرفیت رزرو فوری در محدوده فشار لغزشی در نظر گرفته می‌شود که با استفاده از تراشل کردن مناسب ولوهای توربین، در اختیار توربین قرار خواهد گرفت. عملکرد سیستم در مودهای "بهره‌برداری فشار لغزشی اصلاح شده" و "فشار ثابت" با یکدیگر قابل مقایسه است. با این حال وجود، پاسخ به تغییرات ست پوینت توانی که بیشتر از تغییرات فشار باشد، همراه با تاخیر خواهد بود.

۶-۱-۶-۱ مولد بخار (بویلر) در کنترل (توربین پیرو)

در این مود کنترلی، بجای این که کنترل بویلر برای کنترل فشار بخار اصلی استفاده شود، ولوهای توربین به عنوان ولو اطمینان جهت کنترل فشار استفاده می‌شوند. مگاوات خروجی نه بواسطه دستکاری مستقیم ولوهای توربین تغییر کرده، بلکه با استفاده از تغییرات میزان فایرینگ در بویلر این کار انجام می‌شود. در یک سیستم که این عمل بصورت مناسب انجام شده، جبران فرکانس در برابر هم تقاضای بویلر و هم توربین صورت می‌گیرد. هرچند که در موارد ساده‌تر جبران فرکانس از طریق حذف خودکار حلقه‌های فیدبک سرعت یا استفاده از حلقه کنترل فشار بخار اصلی برای غلبه بر حلقه‌ی فیدبک سرعت کاملاً حذف می‌شود. تمایز دیگر در خصوص واحدهای بخاری بیشتر شامل موارد زیر می‌شود:

❖ تنظیم فشار بخار در یک نقطه (ست پوینت) ثابت ("بهره‌برداری در فشار ثابت")

❖ ست پوینت فشار وابسته به خروجی ("بهره‌برداری فشار لغزنده اصلاح شده") یا

❖ اجازه به تغییر آزادانه فشار در حالی که بازشدگی ولو توربین ثابت باقی می‌ماند ("بهره‌برداری فشار لغزنده طبیعی")

در مود بهره‌برداری توربین پیرو، کنترل توان الکتریکی درخواستی، P_{Gset} ، از طریق فیدفوروارد سیگنال سوخت $PD-T_1$ ساخته شده بر اساس خروجی کنترلر توان، به عنوان ست پوینت خروجی حرارتی سوخت، $\dot{Q}_{Fset}$ ، صورت می‌گیرد. در اینجا نیز، به مانند مود بویلر پیرو، فشار بخار می‌تواند در دو مود فشار ثابت یا فشار لغزشی تحت کنترل قرار گیرد.

الف) ست پوینت ثابت برای فشار بخار زنده (بهره‌برداری فشار اولیه)

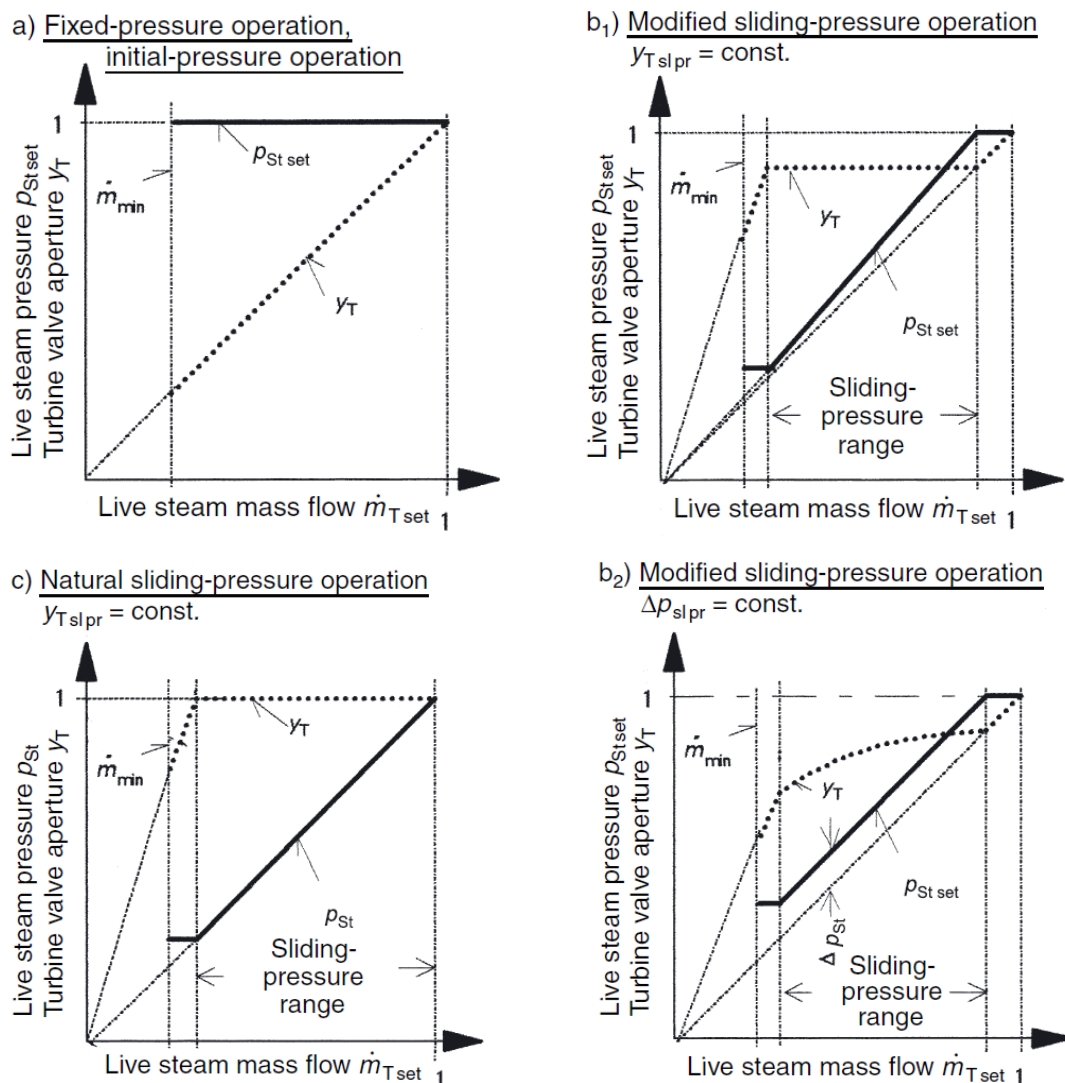
در این مود عملکردی، کنترلر PI، فشار بخار زنده، pSt، را در نقطه ثابت تعیین شده و از طریق تعیین میزان گشودگی شیر کنترلی، تنظیم می‌کند (از طریق کنترل بازشدگی ولو توربین). در این مود عملکردی، سرعت پاسخگوئی به تقاضای توان الکتریکی وارد شده به دلیل کندی فرآیندهای کنترل سوخت تغذیه، تولید گرما و تولید بخار، بسیار کند است؛ این در حالی است که کنترل فشار بخار تقریباً بلافاصله از طریق تنظیم دبی جریان بخار توربین، $\dot{m}_T$ ، نسبت به جریان جرم بخار تولید شده، $\dot{m}_{SG}$ ، توسط شیرهای کنترل توربین، تحت کنترل قرار می‌گیرد.

از دیدگاه مهندسی کنترل، این مود بهره‌برداری در شرایطی که اغتشاشات مختلف عملکرد مولد بخار یا سیستم احتراق و آب آن را محدود کند، بسیار مقاوم است. حال آنکه به دلیل عدم به کارگیری ظرفیت ذخیره‌سازی مولد بخار در این ساختار کنترلی، هیچ گونه پاسخ‌دهی سریع به تقاضای توان الکتریکی وارد شده امکان‌پذیر نخواهد بود و لاجرم، تامین توان الکتریکی با تاخیر همراه خواهد بود.

ب) مود فشار لغزشی

در این مود عملکردی گشودگی ولو توربین، y_T ، عموماً در مقدار کامل، ثابت نگه داشته می‌شود. ببه این ترتیب، فشار بخار "به طور طبیعی" به عنوان تابعی از خروجی تغییر می‌کند. این ساختار کنترلی، به دلیل عدم عملکرد ولوهای توربین، کاملاً مقرون به صرفه است.

خصوصیات حالت پایدار فشار بخار و بازشدگی ولو توربین به عنوان تابعی از دبی جریان جرمی بخار در شکل ۱۰-۱ نشان داده شده است. علاوه بر آن، در چهار مود اساسی را همراه با متغیرهای مربوطه جهت کنترل و تغییر داده شده است.



شکل ۱۰-۱. مشخصات حالت پایدار مودهای بهره‌برداری گوناگون توربین‌های بخار [۹]

۱-۷ نظارت بر رفتار حرارتی توربین‌های بخار

همانطور که ذکر شد حین فرآیند شروع مجدد، دمای بخار جریان بالا دست توربین و داخل آن دست خوش تغییر می‌شود. توزیع دما باعث انبساط (آزاد و محدود شده)، تغییر شکل و تنش می‌شود. بدلیل متفاوت بودن ظرفیت گرمایی ویژه روتور و پوسته، نوسانات دمای بخار سبب توزیع دمای متفاوت در این اجزا شده و بین روتور و پوسته، انبساط صورت می‌گیرد. همچنین توزیع دمای نامتقارن در قطعات متقارن نیز سبب تغییر شکل می‌شود. توزیع دما در قطعات جدار ضخیم بدلیل انبساط مقید شده، تنش بیشتری علاوه بر فشار بخار و نیروهای گریز از مرکز به قطعات وارد می‌کند. به منظور محدود کردن انبساط‌ها، تغییر شکل‌ها و تنش‌ها در سطح قابل قبول، تجهیزات پایش مناسب برای موارد زیر مورد نیاز خواهد بود:

❖ دماهای بخار

❖ دماهای قطعات

❖ انبساط نسبی

❖ انبساط مطلق

❖ تنش‌ها

در واحدهای بخار به منظور اندازه‌گیری دماها بصورت آنلاین از ترموکوپل‌هایی استفاده می‌شود که هم دمای قطعات را در نقاط حساس اندازه‌گیری می‌کند و هم ترموکوپل‌های که دمای خود بخار، دمای بخار اصلی (ورودی به توربین) و خروجی ری‌هیت همواره اندازه‌گیری می‌شود چرا که افزایش دمای بخار ورودی توربین را بخاطر انداخته و عمر آن را بشدت کاهش می‌دهد. اگر دمای بخار از سوی دیگر خیلی کم باشد، بهره‌برداری اقتصادی نخواهد بود و میزان تشکیل رطوبت از حد مجاز فراتر رفته و سبب آسیب زدن به پره‌ها در اثر برخورد قطعات آب خواهد شد. از سوی دیگر دمای بخار می‌بایست با دمای قطعات مقایسه شود تا از اختلاف دمای مجاز فراتر نرفته و تنش‌های حرارتی شدیدی در قطعات ایجاد نکند. علاوه بر آن دمای خروجی بخار نیز همواره اندازه‌گیری می‌شود چرا که دمای بخار خروجی HP بخصوص در حالت بدون بار افزایش می‌یابد. دمای بالای خروجی توربین HP می‌تواند بدلیل زیر ایجاد شود:

❖ فشار بخار خروجی بالا

❖ جریان بخار کم در توربین IP/LP در بار کم که باعث افزایش دما بخاطر پدیده‌ی ویندج^۱ خواهد شد.

❖ کمبود تغذیه آب دی‌سوپرهیتر

دمای بالای خروجی (اگر است)، قسمت نورد شده لوله‌های کندانسور، گلند در ناحیه خروجی بخار و احتمالاً پره‌های مرحله‌ی آخر را بخطر می‌اندازد.

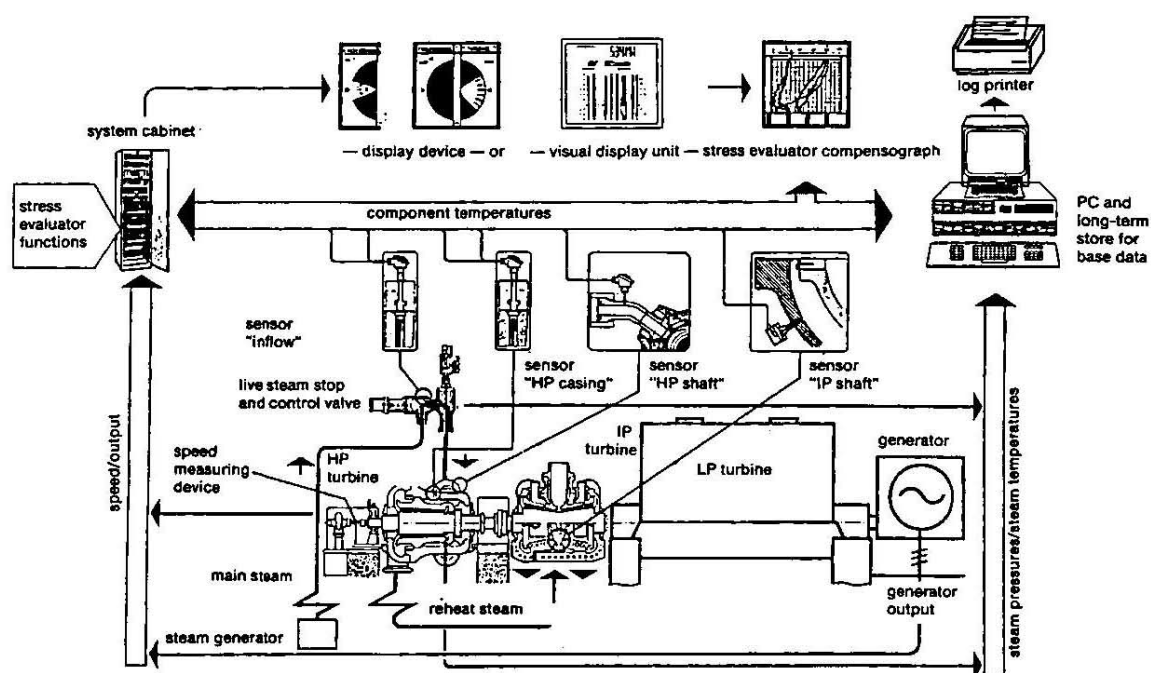
دیگر جایی که دمای بخار در آن اندازه‌گیری می‌شود، دمای بخار گلند توربین بخار است. در بار کم بخار گلند می‌بایست از خطوط سرد (کلد) و داغ (هات) بازگرمایش (ری‌هیت) تغذیه شده و در شروع فرآیند استارت آپ از یک منبع خارجی تامین گردد. می‌بایست همیشه این اطمینان حاصل شود که این بخار همواره فوق گرم می‌ماند.

دمای قطعات بیانگر استحکام قطعه می‌باشد. بار حرارتی نیز توسط اختلاف دمای اندازه‌گیری شده در قطعات تخمین زده می‌شود. دماهای قطعات نه تنها برای دستیابی به اطلاعاتی بر روی رفتار حرارتی آن قطعه مورد استفاده قرار می‌گیرد، بلکه تولید سیگنالی خواهند نمود که باعث خاموش شدن ترنینگ گیر روتور خواهد شد به این منظور که نشان دهند قطعه به حد بالای دمایی خود رسیده است. همچنین برای تشخیص اتمام فاز چگالش در قطعه مورد استفاده قرار می‌گیرد. بدین صورت که با مقایسه دمای قطعه با دمای بخار اشباع، سیگنالی به کنترل ولو تخلیه ارسال نماید. معمولاً دمای بدنه ولوها، پوسته‌های توربین و روتور آن برای پایش اندازه‌گیری می‌شوند.

همانطور که ذکر شد انبساط آزاد قطعات ثابت و متحرک به منظور جلوگیری از تداخل و همچنین تغییر شکل قطعات در اثر تغییر دما همواره توسط حسگرهای نصب شده بر روی توربین مورد ارزیابی قرار می‌گیرند تا از تداخل و تغییر شکل مانند هاگینگ پوسته جلوگیری نمایند.

¹ Windage

اندازه‌گیری دما توسط ترموکوپل‌هایی که در عمق‌های دیواره پوسته‌های مختلف چیده شده و یا توسط حسگرهای دیگری که به عنوان اساس و پایه محاسبه حدود مجاز در اتاق کنترل می‌باشند، صورت می‌گیرد. بسته به نوع توربین و نوع تحلیل، حدود برای دما یا توان داده می‌شود. این موارد در اتاق کنترل ثبت و نمایش داده می‌شود و به عنوان متغیرهای دستوری مورد استفاده قرار می‌گیرند. واحدهایی که برای تعیین حدود بکار می‌روند، واحدهای پایش آنالین تنش حرارتی با عنوانی از قبیل SPPA-R3000 یا Turbomax، ارزیاب تنش حرارتی^۱ (TSE) و وسایل کنترل دما شناخته می‌شوند (شکل ۱۱-۱). بارهای حرارتی توسط تحلیل‌های پیوسته خستگی بر اساس ارزیابی داده‌های بهره‌برداری محاسبه می‌شوند. از این طریق عمر مفید قطعات نیز مورد پایش قرار می‌گیرد. وسایل برای پایش عمر، در سیستم‌های کنترلی توربین برنامه‌ریزی شده تا عمر مفید باقی مانده را ارزیابی کنند.



شکل ۱۱-۱. مثالی از پایش بار حرارتی و لاگ‌گیری از میزان خستگی قطعات در یک توربین بخار [۳]

اهمیت سیستم‌های پایش تنش حرارتی بخصوص بدلیل تقاضا برای بهره‌برداری انعطاف‌پذیر از نیروگاه‌های موجود بدلیل رشد قابل توجه مراکز تولید انرژی‌های تجدیدپذیر در دنیا و مشارکت واحدها در مباحث مربوط به مدیریت شبکه مانند کنترل فرکانس و تغییرات بار در دهه اخیر افزایش چشمگیری یافته است. همانطور که ذکر شد تنش حرارتی در قسمت‌های جدار ضخیم توربین بخار، بطور خاص روتور آن، عامل اصلی محدودکننده بهره‌برداری انعطاف‌پذیر از چنین واحدهایی محسوب می‌شود. چرا که سبب آسیب اجزای جدار ضخیم بدلیل خستگی کم چرخه ناشی از تنش‌های حرارتی گذرا و کاهش عمر آن اجزا در اثر خزش ناشی از قرارگیری در معرض دمای بالا خواهد شد. تنش‌های حرارتی توسط تفاوت اختلاف دمای غیرثابت در بین ضخامت اجزا پدیدار می‌شود. الزامات متناقض برای طراحی توربین بخار در سیکل‌های ترکیبی شامل مواردی همچون استارت‌های سریع، برخورداری از قابلیت انعطاف‌پذیری در بهره‌برداری و در عین حال دستیابی به طول عمر بالای قطعات واحد می‌باشد. الزامات مربوط به طراحی عمر توربین بخار بر اساس نمودارهای استارت‌آپ (شروع به کار) آن مشخص می‌شود.

¹ Turbine Stress Elevator (TSE)

تحقیقات صورت گرفته نشان می‌دهد پارامترهای استارت‌آپ واقعی از پارامترهای تئوری متفاوت می‌باشند و در نتیجه تخمین عمر باقی‌مانده قطعات بر اساس روابط تئوری نیازمند بازنگری و اصلاح می‌باشند. الزامات قابلیت انعطاف‌پذیری عملکردی بالا در نیروگاه‌ها و تفاوت بین مقادیر تئوری و واقعی در داده‌های بهره‌برداری استارت‌آپ، ضرورت بکارگیری از فناوری‌های جدید پایش و کنترل خرابی اجزای حساس واحد را نمایان می‌کند. پایش پیوسته اختلاف دماهای ایجاد شده در مراحل مختلف بهره‌برداری می‌بایست توسط مدل‌های ریاضیاتی رسانایی روتور بر اساس دماهای بخار اندازه‌گیری شده باشد. به عبارت دیگر، سیستم‌های مربوط به این فناوری‌ها از طریق انجام اندازه‌گیری در بخش‌های مختلف توربین و مدل‌های ریاضیاتی قادرند تنش‌های حرارتی را محاسبه و آن را کنترل نمایند. این روش کنترلی منجر به ارزیابی سطح تنش واقعی در توربین بخار، محافظت آن از تنش‌های حرارتی از طریق پایش دمای بخار و جریان حین کارکرد پایا و گذرا و اطمینان از کمترین زمان ممکنه برای استارت واحد برای حفظ تعداد استارت‌آپ‌های گارانتی شده آن خواهد شد. فناوری پایش آنالاین تنش‌های حرارتی با وجود رشد گسترده در شرکت‌های معتبر دنیا در داخل به اندازه کافی رشد نکرده است و ضرورت هدایت فعالیت‌های صنعتی و دانشگاهی در این راستا کاملاً احساس می‌شود.

در این پروژه بررسی روند رشد این فناوری در دنیا و بررسی توان و پتانسیل داخلی در جهت بکارگیری آن در واحدهای متشکل از توربین بخار دارد. هدف نهایی تحقیق، شناسایی اساس و نحوه کار سیستم‌های آنالاین پایش تنش حرارتی در توربین‌های بخار جهت یافتن پتانسیل‌ها و خلاءهای موجود داخل نسبت به پیشرفت‌های جهانی در این زمینه است.

۲ مروری بر مقالات علمی و اختراعات بین‌المللی در حوزه فناوری پایش تنش‌های حرارتی واحد

بخار

۱-۲ مقدمه

مسئله کنترل بارهای حرارتی بر اجزای حیاتی توربین بخار در هنگام شروع و تحت شرایط عملیاتی مختلف بسیار مهم است، زیرا بار چرخه‌ای (سیکلیک) حرارتی منجر به خستگی حرارتی انباشته می‌شود که به نوبه خود می‌تواند باعث ایجاد ترک در دمای بالا حین بهره‌برداری شود. بنابراین تنش‌های حرارتی و تغییر شکل نشان‌دهنده نگرانی عمده در طراحی اجزای ساختاری توربین بخار مانند پوسته و روتور است. از این رو لازم است که برنامه‌های شروع مجدد مناسب برقرار شده و رفتار گرمایی توربین مورد تحلیل قرار گیرد.

سیستم‌های پایش و ارزیابی تنش حرارتی^۱ برای مانیتورینگ و ثبت تنش‌های حرارتی در قطعات جدار ضخیم توربین بخار حین فرآیندهای گرم شدن و خنک شدن مورد استفاده قرار می‌گیرند. در این سیستم‌ها، تنش حرارتی از اختلاف دمای بین دیواره قطعات اصلی استخراج می‌گردد تا تنش‌های حرارتی واقعی با مقادیر مجاز مشخص شده در حین فرآیندهای گرم شدن و خنک شدن مورد مقایسه قرار گیرد. نتیجه این اختلاف به عنوان حاشیه دمایی^۲ شناخته می‌شود که محدوده بالا و پایین آن بصورت پیوسته به سیستم کنترلی توربین بخار ارسال می‌گردد. در صورتی که اختلاف حاشیه دمایی کم باشد، کنترلر توربین بخار تنش حرارتی را کاهش خواهد داد. نکته مهم در خصوص این سیستم‌ها تعیین گام‌های دقیق در خصوص افزایش دما حین شروع بکار توربین بخار و در زمان بهره‌برداری می‌باشد. این کار مستلزم تعیین توزیع دمای واقعی و محاسبه تنش‌های حرارتی حاصله بر اساس معیارها و مدل‌های محاسباتی در زمان‌های شروع مجدد و بهره‌برداری می‌باشد. تا از این طریق، نقاط تنظیم^۳ دمایی بهینه برای بخار اصلی و بخار ری‌هیت به منظور شروع مجدد سریع توربین بخار با لحاظ نمودن مقادیر تنش حرارتی مجاز تعیین گردد.

اولین قدم در تخمین تنش حرارتی، تعیین توزیع دما در زمان مشخص پس از تغییر دمای اطراف آن است. هنگامی که این توزیع دما به دست آید، تنش‌ها می‌توانند مطابق با فرمول‌های برگرفته شده از تئوری الاستیسیته مشخص شوند. میدان دمایی با حل معادله رسانایی گرمایی تعیین می‌شود. شرایط مرزی در این اتصال مستلزم آگاهی از ضریب انتقال حرارت بر روی سطح قطعه مورد نظر است. یکی از مشکلات اصلی که در این زمینه با آن مواجه شد مقدار دقیق ضریب انتقال حرارت می‌باشد. از این رو تحقیقاتی و مطالعاتی که در این خصوص انجام شده، در این فصل مورد بررسی و ارزیابی قرار خواهند گرفت. علاوه بر آن تعیین و محاسبه دقیق توزیع دمای متغیر با زمان با توجه به پیچیدگی‌های هندسی قطعات اصلی مختلف توربین بخار با استفاده از روش‌های ساده نمی‌تواند برآورد صحیحی برای محاسبه تنش‌ها فراهم آورد. به همین دلیل در ادامه این فصل نیز این روش‌ها و تحقیقاتی که در این خصوص تاکنون صورت گرفته نیز مورد بررسی قرار خواهند گرفت.

¹ Temperature Stress Evaluator (TSE)

² Temperature Margin (DDT)

³ Setpoint

۲-۲ مروری بر تحقیقات انجام گرفته در خصوص تعیین ضریب انتقال حرارت در توربین‌های بخار

اولین تحقیقات در خصوص تعیین ضریب انتقال حرارت در توربین بخار از دهه‌های ۵۰ و ۶۰ میلادی شروع گردید و مربوط به مطالعه شرایط انتقال حرارت به طور ریاضی و تجربی در دو استوانه هم مرکز با شرایط جریان متفاوت می‌باشد. این نتایج می‌تواند برای تعیین ضرایب انتقال حرارت در روتور و پوسته‌های توربین بخار در این مناطق اعمال شود، که در شکل ساده شده شامل دو استوانه هم مرکز با استوانه خارجی ثابت و استوانه‌ی داخلی دوار است. بخش عمده کارهای منتشر شده به مطالعاتی در مورد هیدرودینامیک و انتقال حرارت برای دو مورد محدود کننده، یعنی عدد رینولدز و تیلور صفر اختصاص دارد [۱۰-۱۳]. علاوه بر آن با توجه به پیچیدگی فرایندها و اشکال هندسی بی‌قاعده قطعات توربین، فرمول‌های شناخته‌شده ساده نمی‌توانند مورد استفاده قرار گیرند. از این رو محققان زیادی در این خصوص به تحقیق و پژوهش پرداخته‌اند.

تتراکیف^۱ [۱۴] در سال ۱۹۶۷ میلادی، سه روش مختلف برای محاسبه ضریب میانگین انتقال حرارت پیشنهاد کرد. محاسبات از درجه حرارت بخار اندازه‌گیری شده و سه نقطه دمای فلز صورت گرفت. تمام این سه روش براساس این حقیقت هستند که در هر فاصله زمانی، دیواره با بخار در دمای ثابت گرم می‌شود، برابر با دمای نهایی بخار در بازه زمانی داده شده است. از آنجایی که در این فاصله، درجه حرارت بخار با زمان فرق می‌کند، این مساله در محاسبه دمای نهایی با یک عامل اضافی در نظر گرفته شده است. وی پیشنهاد داد که مقدار میانگین ضریب انتقال حرارت از طریق ایجاد تعدادی از اندازه‌گیری‌ها تحت شرایط یکسان با روش‌های مختلف باید برای بررسی تنش‌های حرارتی در توربین‌ها مورد استفاده قرار گیرد و همبستگی خاصی را پیشنهاد داد.

در سال ۱۹۷۱ میلادی، پلاتکین و همکارانش^۲ [۱۵] شرایط انتقال گرما را در یک توربین بخار ۲۰۰ مگاواتی با مقیاس کامل حین راه‌اندازی مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها دو روش را توسعه دادند و در هر دو مورد ضرایب انتقال حرارت براساس بخار اندازه‌گیری شده و دمای فلز در طول شروع مجدد توربین‌ها محاسبه شدند. در این روش‌ها فرض شده است که دمای بخار، دمای فلز نزدیک سطح گرم شده و توزیع دما بر روی ضخامت دیواره در زمان صفر از اندازه‌گیری‌های تجربی مشخص شده‌است. دو نسخه از این محاسبات توسعه یافت. در نسخه اول، آن‌ها گرم شدن یک صفحه نسبتاً ضخیم با شرایط مرزی در هر دو طرف سطح بصورت درישله در نظر گرفتند. از توزیع دما صفحه، دما و شیب آن بر روی سطح داخلی دیوار تخمین زده شد. در نسخه دوم، محاسبه توسط روش تقریب‌های متوالی انجام شد. در یک فاصله زمانی مشخص، گرم شدن صفحه با شرایط مرزی نوع سومین روی سطح گرم شده محاسبه شد. با فرض این که ضریب انتقال حرارت در طول بازه زمانی ثابت بوده، مقدار دما در نزدیکی سطح گرم محاسبه شده و با مقادیر تجربی مقایسه شده است. اگر اختلاف بین آن‌ها بیشتر از مقدار معینی باشد محاسبه با مقدار دیگری از ضریب انتقال حرارت تکرار می‌شود. مقدار ضریب انتقال حرارت از آخرین تخمین به عنوان یک مقدار متوسط در طول بازه زمانی مورد نظر اتخاذ شده است. تکنیک تست مدل، توسط CEGB [۱۶] برای شبیه‌سازی روال‌های بهره‌برداری روی یک مدل ریخته‌گری فشرده از پوسته توربین بخار ۵۰۰ مگاواتی برای تخمین ضرایب انتقال حرارت مورد بررسی قرار گرفته است. در این مقاله تاثیر چرخش شفت در نظر گرفته نشده است.

¹ Tretyakov

² Plotkin et al.

در سال ۱۹۸۱ میلادی، زابزینسکی و همکارانش^۱ [۱۷] شرایط انتقال گرما را در پوسته‌های توربین با سیستم حلقه جریان بخار بررسی کرده و برخی همبستگی بدون بعد برای ضرایب انتقال گرما ارائه کردند. با این حال، آن‌ها مشاهده کردند که اتخاذ یک میدان دمایی تک‌بعدی در مدل آن‌ها باعث ایجاد خطا در تعیین ضریب انتقال حرارت شده است.

در سال ۱۹۹۶ میلادی، ادریانیا و ساستری^۲ [۱۸] برای ضرایب انتقال حرارت یک نمونه نوربین بخار صنعتی، همبستگی برای عدد نوسلت بصورت تابعی از مکان و زمان از طریق تئوری عمومی تحلیل ابعادی پیشنهاد دادند. سپس آزمایشاتی برای تعیین تجربی ضرایب انتقال حرارت ترتیب دادند. آن‌ها ضرایب انتقال حرارت بالا در آغاز شروع مجدد بدست آوردند و دلیل آن را به چگالش بخار در مراحل اولیه نسبت دادند. مقدار ضریب انتقال با گذشت زمان کاهش یافت و تغییر آن به طور قابل توجهی در طول زمان کاهش یافت. علاوه بر این، نشان دادند که ارزش مقدار ضریب انتقال حرارت همرفت بیشتر با موقعیت متغیر است و نه در زمان. تغییرات مشاهده شده در مقدار این ضریب را به پیچیدگی فرآیند انتقال حرارت مربوط خواندند. علاوه بر این نشان دادند که فرمول‌های نیمه تجربی، مانند آن چه که در مرجع [۱۰] ارائه شده است، برای بکارگیری در توربین‌های بخار دقیق نیستند. نتایج حاکی از آن است که مطالعات بیشتری باید بر روی مدل‌هایی از توربین‌های بخار اجرا شود تا داده‌های مناسب ایجاد شود که براساس آن یک همبستگی جدید برای ضریب انتقال حرارت برای فاز شروع مجدد بهره‌برداری بتوان پیشنهاد داد.

در سال ۲۰۱۰ میلادی، شی و همکارانش^۳ [۱۹] روشی برای محاسبه ضریب انتقال حرارت برای شیارهای توربین بخار فوق بحرانی، با استفاده از مدل استوانه تک لایه، دیواره سیلندر چندلایه و دیواره صفحه چند لایه ارائه کردند. پس از آن مقاومت کل ضریب انتقال حرارت برای ریشه‌های پره‌ها با استفاده از اصل سری مقاومت حرارتی محاسبه شده است و سپس ضریب انتقال حرارت شیار پره‌ها با استفاده از مقاومت حرارتی بین ریشه پره و سطح تماس آن در شیار پره با روتور که تحت نیروهای گریز از مرکز می‌باشد. روش محاسبه ضریب انتقال حرارت برای شیار پره تی-شکل، دابل تی-شکل، شیار چنگال مانند و شیار پره کاجی شکل ارائه شده است. سپس نتایج محاسبه ضریب انتقال حرارت برای شیارهای پره‌های قسمت فشار قوی توربین بخار ۶۰۰ مگاواتی پیشنهاد شده است. روش پیشنهادی مبنایی برای تعیین مرز انتقال حرارت از شیار پره در روتور برای آنالیز آلمان محدود میدان‌های تنش حرارتی و دمایی توربین بخارهای فوق بحرانی و بخار مافوق بحرانی فراهم می‌کند.

با توجه به اهمیت شرایط مرزی دقیق برای محاسبه دمای محلی و ضریب انتقال حرارت به منظور دریافت اطلاعات دقیق و فهم فیزیک تنش‌های حرارتی در توربین‌های بخار برون و همکارانش^۴ در سال ۲۰۱۶ میلادی [۲۰] در شرکت جنرال الکتریک از طریق روش‌های مدل‌سازی پیچیده حرارتی از قبیل دینامیک سیال محاسباتی و انتقال حرارت مزدوج به این امر پرداختند. کاربرد صحیح قوانین محاسبه و روش‌ها در رابطه با تعیین تنش‌های حرارتی، انبساط حرارتی، طول عمر و یا خزش حیاتی است. هدف، بهره‌برداری در طول توسعه توربین و محدودیت‌های طراحی با مواد انتخاب شده می‌باشد. تلاش بسیار زیادی به خصوص در اعتبار سنجی و درک این روش‌ها با بررسی‌های عددی مفصل همراه با مطالعات گسترده اندازه‌گیری در توربین‌های محل در عملیات انجام شده است. این مقاله بر روی اعتبار سنجی مدل‌های عددی مبتنی بر محاسبات انتقال حرارت مزدوج در برابر داده‌های تجربی

¹ Zabezhinskii et al.

² Adinarayana & Sastri

³ Shi et al.

⁴ Born et al.

بخش فشار متوسط توربین بخار در رابطه با توزیع دما در پوسته داخلی و خارجی برای بار اسمی و همچنین بهره‌برداری گذرا تمرکز دارد.

تیم تحقیقاتی متشکل از لوزینسکی^۱، توبن^۲، پهل و همکارانش^۳ [۲۱-۲۷] از سال ۲۰۱۹ تا ۲۰۲۱ میلادی به بررسی بحث انتقال حرارت و تحلیل سازه‌ای توربین بخار که توسط سیستم هوای داغی که شرکت جنرال الکتریک برای گرم نگهداشتن قسمت‌های فشار متوسط و قوی این توربین‌ها توسعه داده است، پرداختند. به منظور بهینه‌سازی عملیات گرم نگه داشتن و کسب اطلاع در مورد پدیده‌های انتقال حرارت غالب و ساختار جریان، نیاز به بررسی‌های عددی دقیق می‌باشد. از این رو این تیم تحقیقاتی به منظور بررسی فرآیند گرم نگه داری، مدل‌های عددی تک مرحله‌ای و چند مرحله‌ای تهیه کردند. علاوه بر این، یک روش محاسباتی نوین به نام مقیاس زمانی متوازن برای مدلسازی انتقال حرارت مزدوج ناپایدار به کار گرفته شد. در ادامه تحقیقات، استفاده از این روش مورد بررسی قرار گرفت. با استفاده از روش مقیاس زمانی متوازن، سرعت جریان جرمی و سرعت دورانی برای تولید یک پایگاه داده از نقاط بهره‌برداری و راه‌اندازی گرم استفاده شد. هدف اصلی این تحقیقات تمرکز بر ارائه دانش جامع از میدان جریان و انتقال حرارت در گستره وسیعی از عملیات نگهداری گرم توربین و مشخص کردن الگوهای جریان مشاهده شده در این نقاط بهره‌برداری می‌باشد. برای مقادیر مختلف ضریب جریان و زاویه برخورد جریان به پره، پدیده جریان ثانویه از سیستم‌های گردابی تغییر می‌یابد در فرآیند طراحی به منظور ایجاد اثرات شبیه به الگوی ورتکس‌های متناوب (ویندییج) و جریان برگشتی قوی مورد بررسی قرار گرفته است. علاوه بر این، الگوهای جریان شناسایی شده با سیستم‌های گردابی توصیف شده در ادبیات ذکر شده مقایسه شده و در نمودار ورتکس‌های آن خلاصه شده‌اند. تحلیل انتقال حرارت در عملیات نگهداری گرم توربین نیز ارائه شده است. آن‌ها مجموعه تست برای بررسی آزمایشگاهی مقاومت حرارتی تماس در محل اتصال ریشه پره در شیار روتور در توربین‌های بخار نیز ارائه کردند. از آنجایی که روش‌های محاسباتی شناخته شده از ادبیات برای این مورد مناسب نیستند، یک همبستگی انتقال حرارت تحلیلی توسعه داده شده است. همبستگی انتقال حرارت داده شده، انتقال حرارت همرفتی به طور جداگانه در پره و همچنین سطوح آب‌بندی را توصیف می‌کند. همبستگی‌ها براساس مدل انتقال حرارت مزدوج از سه مرحله توربین بخار تکراری هستند. شبیه‌سازی رفتار مشابهی از عدد نوسلت در مراحل متوالی را نشان می‌دهد. از این رو، همبستگی مربوط به انتقال حرارت، مستقل از موقعیت طبقه است. در نهایت، همبستگی‌ها در یک مدل اجزا محدود و در مقایسه با شبیه‌سازی‌های دینامیک سیالات ارزیابی می‌شوند.

۲-۳ مروری بر تحقیقات انجام گرفته در خصوص توزیع دما و تنش در توربین‌های بخار

در اواسط دهه شصت میلادی مساله پایش و کنترل تنش حرارتی در توربین‌های بخار مورد توجه قرار گرفت [۲۸]. در ابتدا سیستم‌های کنترل تنش حرارتی که مدل‌های فیزیکی حرارتی از روتورهای توربین بخار با استفاده از پروب‌های راه‌اندازی شده، تحت نظارت و پایش قرار می‌گرفت. تنش‌های اعمالی نیز براساس اختلاف دمای اندازه‌گیری شده بین سطح پروب و دمای متوسط آن محاسبه می‌شد [۲۹، ۳۰].

¹ Luczyński

² Toebben

³ Pehle et al.

موقعیت‌های بحرانی در روتورهای توربین بخار ممکن است منوط به اثرات ترکیبی آسیب چرخه‌ای ناشی از حالت‌های گذرای ناشی از تغییر شکل ایجاد شده در طول شروع مجدد و خاموش کردن و خزش ثانویه ناشی از تنش‌های اولیه و ثانویه در طول بهره‌برداری باشد. معمولاً خطر ترک خستگی حرارتی در چنین مکان‌هایی با استفاده از نتایج آزمایش‌ها ایزوترمال انجام شده در دماهای بالاتر (یا نزدیک به آن) مورد ارزیابی قرار می‌گیرد [۳۰-۳۳]. فولاد ضدزنگ 1CrMoV به طور گسترده برای روتورهای توربین بخار بخش فشار قوی و متوسط مورد استفاده قرار می‌گیرد که در دماهای بالاتر تا ۵۶۵ درجه سانتی گراد بهره‌برداری صورت می‌گیرد از این رو دانش گسترده‌ای شامل خواص کم چرخه تعیین شده در شرایط ایزوترمال مورد نیاز است، که این کار توسط هلزورث و همکارانش^۱ [۳۴] در سال ۲۰۰۱ میلادی بر روی این ماده انجام گرفته است. همچنین بررسی رفتار آسیب خستگی کم چرخه روتورهای با جنس 30CrMoV نیز توسط مائو و همکارانش^۲ [۳۵] انجام گرفت. بارلا و همکارانش^۳ [۳۶] نیز مکانیزم‌های شکست روتورهای توربین بخار ساخته شده از CrMoNiV را در سال ۲۰۱۱ میلادی بررسی کردند.

در سال ۱۹۸۱ میلادی، مژنولف و همکارانش^۴ [۳۷] ویژگی‌های انعطاف‌پذیری نیروگاه‌های توربین بخار با ظرفیت بالا را بر اساس مدل‌های مبتنی بر وضعیت حرارتی آن‌ها بررسی شده کردند. مدل ریاضی تحلیلی آن‌ها شامل معادله دیفرانسیل هدایت (رسانایی) حرارتی در شرایط ناپایا در میدان دمایی تک‌بعدی با شرایط مرزی نوع سوم است.

با توجه به افزایش واحدهای تولید برق حرارتی که برای بیش از یکصد هزار ساعت کار کرده‌اند، در دهه‌ی ۹۰ میلادی، فن‌آوری ارزیابی عمر برای بررسی روش‌های افزایش عمر برای این نیروگاه‌ها که دراز مدت هستند، اهمیت بیشتری پیدا کرد. در این خصوص در سال ۱۹۹۰ میلادی، اوندا و سوگیتا^۵ [۳۸] دما و فشار پوسته خارجی فشار قوی و میانی یک نمونه توربین بخار ۳۷۵ مگاواتی را با یک سیستم آنالیز اندازه‌گیری کرده و با استفاده از آن تنش‌های حرارتی حین بهره‌برداری را محاسبه و با نتایج بدست‌آمده از آنالیز المان (اجزا) محدود مقایسه کردند. اندازه‌گیری تنش، توسط یک سیستم اندازه‌گیری تنش حرارتی آنالیز که با استفاده از کرنش‌سنج از نوع درجه حرارت بالا ساخته شده بصورت تجربی، انجام می‌گرفت. نتایج به‌دست‌آمده از اندازه‌گیری دما و فشار عبارتند از :

۱- ضریب کرنش ظاهری همراه با افزایش حرارت کابل و همچنین تغییر در نرخ کرنش‌سنج با نوسان دما را می‌توان با اعمال مقادیر بازرسی و نشان داده شده توسط تولید کننده ابزار را بدست آورد.

۲- کرنش ظاهری از تفاوت ضریب انبساط خطی بین کرنش‌سنج و تغییرات پوسته با چرخه حرارتی و هستریزس دمایی ایجاد می‌شود.

۳- مقادیر اندازه‌گیری شده تنش بر روی واحد در حال بهره‌برداری با مقادیر تحلیلی از روش اجزای محدود منطبق است. در سال ۱۹۹۳ میلادی، الوار و سرینیواسارو^۶ [۳۹] یک نمونه توربین بخار ۱۴ مگاواتی را با استفاده از یک سری پارامترهای فلنچ و شرایط انتقال حرارت با مدل‌های سه‌بعدی و دو بعدی، به منظور یافتن تنش‌های حرارتی در طول بهره‌برداری بصورت گذرا

¹ Holdsworth et al.

² Mao et al.

³ Barella et al.

⁴ Mezhlunov et al.

⁵ Onda & Sugita

⁶ Alwar & Srinivasarao

مورد تحلیل قرار دادند. تنش‌های حرارتی نیز با فرمول‌های تحلیلی ساده که در ادبیات موجود است، محاسبه شدند. نتایج دو بعدی و تحلیلی با نتایج سه بعدی مقایسه شده‌اند و برخی از عوامل اصلاحی پیشنهاد شده است. این عوامل تصحیح می‌تواند به منظور دستیابی به راه‌حل‌های سریع و ساده مورد استفاده قرار گیرد.

همانطور که ذکر شد، یکی از نکات مهم که در فرآیند بهینه‌سازی برنامه شروع برای توربین‌های بخار در نظر گرفته می‌شود، تخمینی از تنش‌های حرارتی در طول حالت‌های گذرا است. این به نوبه خود نیازمند پیش‌بینی میدان‌های دمایی گذرا است. در مورد پوسته‌ی توربین، این روش‌ها به لحاظ شکل هندسی نامنظم آن، پیچیده هستند از این رو تحلیل المان محدود دید بهتری را در این زمینه ارائه می‌دهد. بر این اساس راثو و همکارانش^۱ [۴۰] در مقاله‌ای توزیع دمای گذرا سه بعدی در یک نمونه پوسته فلزی توربین بخار محاسبه کردند. نتایج بدست آمده از یک کد توسعه یافته برای نوع خاصی از پوسته‌های توربین با مقادیر اندازه‌گیری شده توسط آزمایش مقایسه شده است و برای اعتبار سنجی کد یافته توسعه یافته بکار گرفته شده است. همچنین تاریخچه‌ی دما برای دو مکان نمونه در داخل پوسته فلزی بدنه ارائه شده و سطوح هم دما روی فلز در یک لحظه معین روی پوسته در یک لحظه مشخص نشان داده می‌شود. همین محاسبات دمایی برای یک نمونه پوسته فشار قوی توربین بخار توسط جان پن و همکارانش^۲ [۴۱] انجام گرفت.

در سال ۱۹۹۵ میلادی، ژیانگ و وی‌دان^۳ [۴۲] روشی برای مدل‌سازی تنش حرارتی در روتور توربین بخار با استفاده از روش پاسخ فرکانسی ارائه کردند. بر اساس سازوکار تشکیل تنش حرارتی و با کمک نظریه سایبرنتیک، یک مدل ریاضی از طریق ایجاد رابطه بین نرخ تغییر دمای بخار و تنش بر سطح داخلی روتور و همچنین سطح خارجی آن، صورت گرفته است. این کار در حوزه فرکانس و با روش ایجاد رابطه ریاضی بین نرخ تغییر دمای بخار و اختلاف دمای روتور وزن دار و تنش حرارتی بر سطح داخلی و خارجی روتور، انجام شده است. چنین مدلی برای تحلیل فرآیند محاسبه تنش حرارتی با استفاده از نظریه سایبرنتیک خطی بسیار مفید است. بکارگیری این مدل ساده شده در زمان واقعی بر روی سیستم کنترل و پایش با مفهوم روش سایبرنتیکی امکان پذیر است. نتایج شبیه‌سازی کامپیوتری نشان می‌دهد که روش فرکانس راه بهتری برای حل تضاد بین دقت مدل ریاضی تنش حرارتی و نیازمندی‌های زمانی واقعی ارائه می‌دهد.

در سال ۱۹۹۶ میلادی، گانگ و ژانگ^۴ [۴۳] در مقاله‌ای یک مدل جداسازی شده دو بعدی از تنش حرارتی برای روتور توربین بخار بزرگ ارائه کردند. میدان‌های دمایی روتورهای فشار قوی و متوسط برای تخمین تنش‌های حرارتی و انبساط حرارتی محوری در شرایط گذرا با روش المان محدود گلرکین محاسبه شده است. تفاوت انبساط بین روتور و پوسته نیز همچنین با این مدل تخمین زده شده است. محاسبه تنش حرارتی نشان می‌دهد که خطرناک‌ترین بخش در ریشه اولین دیسک روتور فشار متوسط و بخش خطرناک دیگری در ریشه دیسک طبقه اول در طول بهره‌برداری گرم و سرد است. این مدل می‌تواند به عنوان پایه‌ای برای پایش تنش حرارتی و انبساط حرارتی روتور توربین بخار مورد استفاده قرار گیرد.

ژی و همکارانش^۵ [۴۴] در سال ۱۹۹۷ میلادی، یک روش تحلیلی برای محاسبه تنش‌های حرارتی در یک توربین بخار با یک سوراخ مرکزی توسعه دادند. این تجزیه و تحلیل تاثیر تغییرات ضریب انتقال حرارت همرفتی را بررسی می‌کند. روش برهم‌نهی

¹ Rao et al.

² Jun-pn et al.

³ Xian & Wei-don

⁴ Guang & Zhang

⁵ Zhi et al.

خطی بخش‌بندی شده برای دمای بخار غیرخطی بکار گرفته می‌شود. این روش سریع بوده و فضای ذخیره‌سازی را به حداقل می‌رساند که برای پایش آنالاین و سریع توربین بخار بسیار مهم است. این روش می‌تواند برای محاسبه تنش و آنالیز قطعات داغ با یک حفره مرکزی با تغییرات دمای پیچیده و انتقال حرارت در مرز مورد استفاده قرار گیرد.

با توجه به این که تنش‌های حرارتی اجزای جدار ضخیم در نیروگاه‌ها، عوامل محدودکننده برای شروع سریع، خاموش شدن یا تغییر بار می‌باشند، تنش‌های حرارتی بصورت آنالاین از اندازه‌گیری‌های دمای دیفرانسیلی محاسبه می‌شوند. لاستر^۱ [۴۵] در سال ۱۹۹۷ میلادی روشی برای محاسبه این تنش‌های حرارتی از اندازه‌گیری‌های قابل دسترس در نیروگاه ارائه نمود. به منظور کاهش هزینه‌های تجهیز و بهبود کیفیت محاسبات تنش حرارتی، از مدل‌های ریاضی اجزای جدار ضخیم بحرانی در نیروگاهی در کشور آلمان استفاده شد. تجربه بهره‌برداری نشان داده است که دماهای داخلی و متوسط تخمینی دقیق‌تر از مقادیر اندازه‌گیری شده قبلی هستند.

جینگ و همکارانش^۲ [۴۶] در سال ۲۰۰۱ میلادی یک مدل مکانیک محیط پیوسته آسیب غیرخطی برای ارزیابی چرخه عمر خستگی یک توربین بخار که در آن اثرات تنش متوسط در نظر گرفته می‌شود و آسیب انباشته می‌شود، پیشنهاد دادند. این مدل برای یک توربین بخار ۲۰۰ مگاواتی تحت شروع مجدد سرد و توقف پارامتر لغزشی اعمال می‌شود. در این مقاله توزیع تنش حرارتی در این حالت بهره‌برداری در توربین بصورت پیش فرض در نظر گرفته شده است. همچنین نتایج حاصله با نتایج حاصل از تئوری تجمع خطی که در ارزیابی عمر روتورهای توربین بخار در حال حاضر غالب است، مقایسه شده‌اند. نتایج مقایسه نشان می‌دهد که مدل غیر خطی پیشنهادی تجمع و توسعه آسیب را بهتر از تئوری تجمع خطی توصیف می‌کند. در همین سال استفاده از انتگرال دوهمال^۳ در سیستم‌های نظارت بر چرخه عمر توربین‌های بخار توسط راسین و همکارانش^۴ [۴۷] پیشنهاد گردید. دو سال بعد بر این اساس آن‌ها به بهینه‌سازی پارامترهای توربین بخار برای شروع مجدد پرداختند [۴۸].

لی یمین و همکارانش^۵ [۴۹] یک تحلیل اجزای محدود سه بعدی میدان دمایی و تنش‌های حرارتی مربوط به یک سیلندر فشار قوی یک توربین بخار ۵۰ مگاواتی نیروگاهی تحت شرایط بهره‌برداری مختلف انجام دادند. نتایج این تحلیل نشان می‌دهند که موقعیت حداکثر تنش محاسبه‌شده به طور کامل با یک استوانه ترک دار منطبق است و این می‌تواند مبنای فنی مهمی برای ارزیابی ایمنی سیلندرهای بخار و محاسبه عمر باقی مانده گردد.

در سال ۲۰۰۳ میلادی نبوری^۶ [۵۰] در اختراعی، روشی برای پایش لقی‌های شعاعی در توربین بخار حین بهره‌برداری توربین ارائه نمود. اساس این روش بر مبنای اندازه‌گیری دماهای روتور، پره، پوسته در دو زمان مختلف و همچنین محاسبه آن‌ها در زمان‌های متناظر می‌باشد. سپس اختلاف آن را محاسبه نموده و با معیارهای مجاز ارزیابی می‌کند.

در سال ۲۰۰۵ میلادی، لی و همکارانش [۵۱] تنش‌های پوسته‌های ولوهای اصلی استاپ و کنترل توربین‌های بخار مورد استفاده در نیروگاه‌های را روش اجزا محدود تحلیل می‌شوند. شدت تنش برای بررسی نتایج براساس معیارها و کدهای طراحی ASME بویلر و مخازن تحت فشار حاصل شده است. برای تایید صحت تحلیل اجزای محدود، تنش‌های تحلیل شده با نتایج

¹ Lausterer

² Jing et al.

³ Duhamel's Integral

⁴ Rusin et al.

⁵ LI Yi-min et al.

⁶ Namburi

اندازه‌گیری تست فشار هیدرواستاتیک مورد مقایسه قرار گرفته است. نقشه‌های دسته‌بندی تنش‌ها که نقش مهمی در ارزیابی عیوب ریخته‌گری ایفا می‌کنند، از نتایج تجزیه و تحلیل بدست آمده و نقاط مهم ریخته‌گری پوسته ولو مورد بحث قرار گرفته است. گازویچ و همکارانش^۱ در سال‌های متمادی به بررسی مشخصات تنش‌های حرارتی ناپایا در توربین‌ها بخار پرداختند [۵۲-۵۵]. الگوریتم فرآیند انجام این فعالیت‌ها با استفاده از بسته نرم‌افزاری توسعه داده شده توسط آنها برای مدل‌سازی تنش‌های حرارتی ناپایا در توربین بخار صورت می‌گیرد. در مرجع [۵۳]، گازویچ و همکارانش به بررسی مشخصات تنش‌های حرارتی این روتورها با وجود سوراخ محوری پرداختند. معمولاً در روتورهای توربین بخار، سوراخ محوری به منظور بررسی و کنترل وضعیت ماده روتور در طول چرخه عمر توربین زده می‌شود. برای این منظور اندازه‌گیری‌ها و بررسی‌های مختلف روی مقاطع طولی منفرد می‌گیرد. هر چند که امروزه استفاده از روش‌های غیر مخرب متداول اندازه‌گیری وضعیت مواد، نیاز به ایجاد چنین سوراخ‌های محوری در مرکز روتور را از بین برده است. نتایج بررسی گازویچ و همکارانش نشان می‌دهد که حالت تنش حرارتی در طول محور روتور توربین بخار توسط سه ناحیه مشخص می‌شود که دو ناحیه آن از نظر حساسیت به مقادیر مکانیکی و حرارتی (دما، شار حرارتی؛ تغییر شکل‌ها و تنش‌ها) فاقد آن بوده و ناحیه مرکزی بین این دو ناحیه فاقد حساسیت، به تغییر فشار خروجی توربین بستگی دارد. لی و همکارانش^۲ [۵۶] از نرم افزار الگور^۳ برای تغییر تنش حرارتی روتور توربین بخار ۳۰۰ مگاوات از طریق تحلیل اجزا محدودی استفاده کردند. با نظارت بر تغییر دما در سطح مقطع روتور توربین بخار، حداکثر سطح مانیتور تنش حرارتی روتور توربین بخار را تعیین کرده و سپس این نتیجه از سطح مانیتور شده مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت. سرانجام، برتری این نرم افزار در فرآیندهای انجام محاسبات و نتیجه آن مورد مقایسه قرار گرفته است.

در سال ۲۰۰۶ میلادی، ژوکو^۴ [۵۷] در اختراعی روش محاسبه و کنترل آنالین بر روی تنش معادل روتور توربین فشار متوسط را ارائه نمود. در این روش با انتخاب یک مقدار از پیش تعیین شده می‌توان، سرعت تغییر دمای بخار اصلی و تغییر بار را به صورت آنالین، برای بهبود تنش معادل و افزایش طول عمر، کنترل نمود. اگر ضریب به مقدار هشدار برسد، هشدار داده می‌شود و در زمان از پیش تعیین شده متوقف می‌شود تا تنش معادل را کنترل کرده و عمر مفید را افزایش دهد.

ژانگ^۵ [۵۸] در سال ۲۰۰۹ میلادی، در مقاله‌ای به بررسی مکانیزم شکست عمومی روتورهای درجه حرارت بالای توربین بخار و رویکردهای مهندسی به پیش‌بینی عمر باقی مانده آن‌ها پرداخت. در رشد ترک ناشی از خستگی در مرکز روتور، ترک‌های ناشی از نقص ساخت اولیه یا ایجاد شده در طول عمر آن در اثر بهره‌برداری طولانی مدت ممکن است به اندازه بحرانی آن رشد کرده و منجر به شکستگی سریع شود. در تعامل خستگی - خزش بر روی سطح شفت، آسودگی تنش شدید تنش باقی مانده در دمای عملیاتی بالا باعث شروع ترک خزشی شود. سپس ترک‌ها ممکن است تحت ترکیب بارهای چرخه‌ای و دمای بهره‌برداری بالا رشد کنند. خزش در مرکز روتور در زمانی که کرنش خزشی با گذشت زمان به سطح آستانه بحرانی آن برسد. گسیختگی ناشی از خزش می‌تواند در محل‌های دیگر مانند سطح خارجی شفت در دیسک‌ها یا شعاع شفت یا محل اتصال پره رخ دهد. تحلیل اجزا محدود برای آنالیز تنش‌ها، مقادیر گذرای دمایی، کرنش خزشی و تنش مرجع برای گسیختگی خزش در این مقاله انجام شده است. تحلیل مکانیک شکست با دو رویکرد مختلف برای تخمین میزان شروع ترک و نرخ رشد آن، اندازه ترک بحرانی و نوع شکست مورد

¹ Guzović et al.² Lee et al.³ ALGOR⁴ Zhokou⁵ Zhang

استفاده قرار گرفته است. همچنین روابط پاریس و نورتون برای تحلیل خستگی و رشد ترک خزش مورد استفاده قرار گرفته‌اند. بسته به مکانیزم شکست، عمر باقی مانده روتور به صورت شروع مجدد و ساعت کارکرد معادل تعریف شده است.

بعضی از توربین‌های بخار هستند که در اصل برای تراتل کردن طراحی شده‌اند و زمانی که توربین بخار بصورت پارت لود (نیم‌بار) کار می‌کنند، بازدهی آن‌ها کاهش می‌یابد. برای اینکه عملکرد اقتصادی این توربین‌ها افزایش یابد، باید مجهز به گاورنر نازل گاورنر شوند. با این تغییر، تغییرات دمای بخار گلند سیل و طبقات آغازین میزان زیاد می‌شود. دمای بالاتر باعث می‌شود که آن‌ها خطرناک‌ترین اجزا شده و امنیت و سرعت تغییر بار را تحت تاثیر قرار می‌دهد. برای این منظور سان و لی^۱ [۵۹] در مقاله‌ای در سال ۲۰۱۰ میلادی، به تحلیل تنش حرارتی روتور فشار قوی و متوسط یک نمونه توربین بخار ۶۰۰ مگاواتی در این خصوص پرداختند. توزیع دمای هوا و تنش حرارتی در طبقه اول پوسته فشار قوی بصورت دو بعدی محاسبه شده است. تغییرات دما و تنش با در مودهای مختلف، تجزیه و تحلیل شده است. نتیجه محاسبات پایه معتبری برای پایش آنلاین تنش‌های حرارتی که ایمنی و بهره‌برداری اقتصادی واحدهای توربین بخار را تضمین می‌کند، فراهم می‌کند.

سونگ و همکارانش^۲ [۶۰] تحلیل‌های خستگی که نشان‌دهنده نتایج شبیه‌سازی تنش حرارتی در طول راه‌اندازی و خاموش شدن توربین بخار است را انجام دادند. شبیه‌سازی سریع و ساده در طول شروع مجدد توربین با بکارگیری توابع گرین توسعه داده شده است. توابع گرین انتقال دما و تنش در موقعیت‌های بحرانی روتور اعمال شده است. تابع گرین تنش حرارتی با تغییر درجه حرارت واحد بخار است. این روش برای شبیه‌سازی تنش حرارتی در ابتدا مفید است. بنابراین پیش‌بینی می‌شود که طرح پیشنهادی بکارگیری تابع گرین و تاریخچه‌های بهره‌برداری را می‌توان برای ارزیابی عمر باقی مانده از روتور توربین مورد استفاده قرار داد. با افزایش پارامتر بخار توربین بخار و مشارکت در تنظیم بار پیک شبکه برق بیشتر و بیشتر، تنش روتور به طور فزاینده‌ای پیچیده می‌شود و تنش حرارتی متناوب به عامل اصلی کاهش زندگی آن تبدیل شده است. ژانگ و همکارانش [۶۱] در مقاله‌ای در سال ۲۰۱۱ میلادی، یک توربین بخار فوق بحرانی ۶۰۰ مگاواتی را مورد مطالعه و تحلیل از نظر تغییرات تنش حرارتی در فرآیند آغاز گرم، قرار داده‌اند. در این مقاله، تجزیه و تحلیل براساس داده‌های اندازه‌گیری شده از بهره‌بردار واقعی و محاسبه تغییرات میدان دمایی و میدان تنش در طول فرآیند آغاز گرم با روش تحلیل تعامل مستقیم سازه-حرارت در نرم‌افزار انسیس انجام شده است. با تجزیه و تحلیل نتایج، نشان داده شده است که حداکثر تنش روتور در طبقه اول پوسته فشار میانی رخ داده و عامل اصلی محدود کردن سرعت فرآیند راه‌اندازی توربین بخار است. این نتیجه که توسط روش اجزای محدود محاسبه و آنالیز شد می‌تواند پایه نظری برای عملکرد بهینه و پایش آنلاین واحدهای توربین باشد.

در سال ۲۰۱۲ میلادی، بوکار و ونالکار^۳ [۶۲] تلاشی برای تخمین اثرات گرمای گذرا در روتور توربین با استفاده از تحلیل اجزای محدود انجام دادند. یک روتور توربین معمولی برای تحلیل حرارتی گذرا با استفاده از نرم‌افزار مدل‌سازی سه بعدی و نرم‌افزار انسیس صورت گرفته است. روتور توربین بخار توربین بخار در دوره‌های کوتاه‌مدت به دلیل شروع مجدد و توقف توربین، تحت تغییرات دمایی قرار می‌گیرد. این امر موجب تغییرات ناگهانی در دما با تنش‌های حرارتی گذرا در روتور توربین می‌شود. اثرات گذرا بر روی تغییرات خواص مواد مانند چگالی، گرمای ویژه و مدول یانگ متاثر است. تخمین تنش‌های حرارتی القا شده در روتور توربین به دلیل تغییر در دما اهمیت دارد. ماده روتور مورد مطالعه 30Cr است و خواص ماده به مدل به روز می‌شوند. شرایط مرزی

¹ Sun & Lee

² Sung et al.

³ Bhorkar & Vanalkar

مناسب، محیط واقعی توربین بخار توربین بخار را نشان می‌دهد. تنش‌های حرارتی ناشی از گرادیان‌های دمایی زیاد، بیشتر از تنش‌های ثابت است. تنش‌های حرارتی بزرگ قبل از رسیدن به مقدار حالت پایدار رخ می‌دهند.

هولزورث و همکارانش^۱ [۶۳] در مقاله‌ای به ارائه روش‌شناسی اتخاذ شده برای طراحی مشخصات، ویژگی‌ها و پارامترهای چرخه خستگی حرارتی - مکانیکی مورد نیاز برای شبیه‌سازی دقیق بهره‌برداری توربین‌های بخار در معرض بارهای چرخه‌ای پرداختند. پیاده‌سازی این شرایط در شرایط آزمایشگاهی، شاخصی عملی از اثربخشی پیش‌بینی‌های صورت گرفته در خصوص تحمل تغییر شکل و پیش‌بینی شروع ترک، به‌ویژه در حالت شروع سریع توربین، ارائه می‌دهد. بازرسی جامع پس از تست همچنین شواهدی را برای نشان دادن نزدیکی به واقعیت فیزیکی شبیه‌سازی‌های آزمایشگاهی برحسب آسیب خستگی ناشی از تست‌های محک نشان می‌دهد.

در سال ۲۰۱۲ میلادی، مائو و همکارانش^۲ [۶۴] به صورت عددی به بررسی آسیب یک روتور با دمای بالا پرداختند. در این راستا، یک توربین بخار با دمای بالا در توربین بخار فوق بحرانی ۱۰۰۰ مگاواتی برای مطالعه انتخاب شده است. مدل مکانیک محیط پیوسته خرابی که تعامل خستگی - خزش را به تصویر می‌کشد، در مقاله حاضر توسعه داده شده است. در طول فرآیند راه‌اندازی و خاموش شدن، تاثیر برهم کنش خستگی - خزش چند محوری بر مقاومت روتور برحسب تنش، کرنش و آسیب بررسی شده است. مقایسه نتایج حاصل از مدل انباشت آسیب خطی و محیط پیوسته خرابی نشان داده است که مدل محیط پیوسته خرابی در پیش‌بینی طول عمر روتور به دلیل اثر متقابل خستگی - خزش چند محوری منطقی‌تر است.

همانطور که ذکر شد خنک کاری توربین تاثیر قابل توجهی بر عمر خستگی سیکلی آن دارد. یک دمای اولیه پایین‌تر پس از توقف، منجر به اختلاف دمای بالاتر در طول راه‌اندازی بعدی می‌شود. به طور کلی، دماهای اولیه پایین‌تر باعث افزایش تنش در شروع مجدد می‌شود. به منظور بهینه‌سازی توربین بخار برای بهره‌برداری چرخه‌ای، لازم است که کولینگ (سرمايش) که به ویژه برای روتور چالش برانگیز شناخته شود. در این خصوص ماریسکو و اهرسام^۳ [۶۵، ۶۶] یک روش عددی دوبعدی برای ارزیابی رژیم حرارتی در طول سرمايش طبیعی شامل روتورها، پوسته‌ها، ولوها و لوله‌های اصلی ارائه کردند. مفهوم محاسبات کولینگ، جایگزینی شناوری ناخالص بخار در طول فاز کشش بخار گلند با رسانایی معادل سیال است که اثر حرارتی یکسانی بر روی قطعات فلزی می‌گذارد. رسانایی معادل سیال براساس اندازه‌گیری‌ها محاسبه می‌شود. این روش با داده‌های آزمایشگاهی کالیبره شده‌است. در نهایت، ماهیت بسیار حساس طول عمر چرخه‌ای برای تکامل سرمايش پیش‌بینی‌شده نشان داده شده است. در مقاله‌ی دیگری از ماریسکو و همکارانش [۶۷] که در سال ۲۰۱۴ میلادی ارائه شد، کاربرد پروب‌های اپتیکی اندازه‌گیری حرارت در این خصوص مورد بررسی قرار گرفته است.

رژیم‌های گذرا که در طول راه‌اندازی، خاموش شدن، بارگیری باعث افزایش توزیع دمای ناپایا با زمان در پوسته فشار قوی توربین بخار شده و منجر به کرنش غیر یکنواخت و توزیع تنش می‌شود. از این رو رامش و همکارانش^۴ [۶۸] با استفاده از روش اجزای محدود، مسائل مربوط به خوردگی تنش، ترک خوردگی و خستگی پوسته توربین بخار را مورد بررسی قرار دادند. در این مقاله، توزیع تنش و دما برای پوسته داخلی توربین توسط تحلیل اجزای محدود محاسبه شده‌است. مدل سه‌بعدی پوسته توربین

¹ Holdsworth et al.

² Mao et al.

³ Marinescu & Ehram

⁴ Ramesh et al.

بخار با استفاده از نرم‌افزار کتیا ساخته شده است و مدل با استفاده از نرم‌افزار هایپر مش مش‌بندی شده و با اعمال شرایط مرزی در نرم‌افزار المان محدود انسیس مدل‌سازی تحلیل‌ها انجام گرفته است. در این مقاله همچنین دمای گذرا و توزیع تنش‌ها درون یک پوسته داخلی توربین از داده‌های واقعی بهره‌برداری در زمان شروع سرد استفاده شده است. فرآیند خزش، تنش گریز از مرکز در دمای بالا در شرایط تنش حرارتی در حین راه‌اندازی و خاموش شدن توربین تحلیل شده و نقاط حساس از این نظر که نزدیک شیار ریشه پره‌ها می‌باشد، شناسایی شده است.

توربین‌های بخار در نیروگاه‌های حرارتی خورشیدی تعداد بسیار زیادی از فرآیند راه‌اندازی و شروع مجدد را تجربه می‌کنند. برای حفظ طول عمر توربین و در عین حال امکان شروع مجدد سریع، یافتن راه‌هایی برای حفظ دمای توربین در طول دوره‌های عدم بکارگیری بسیار مهم است. از این رو در سال ۲۰۱۲ میلادی اسپلینگ و همکارانش^۱ [۶۹] یک مدل دینامیکی از توربین بخار خورشیدی جهت شبیه‌سازی هدایت حرارتی درون آن و تبادل حرارت با بخار گلند، بخار اصلی و محیط که امکان پیش‌بینی دمای داخل توربین در طول عملیات خارج از طراحی و آماده به کار را می‌دهد، ارائه شده است. اعتبارسنجی مدل با استفاده از داده‌های اندازه‌گیری شده به مدت ۹۶ ساعت از یک سایت با دقت ۱/۲ درصد برای نقاط کلیدی صورت گرفته است. سپس از مدل اعتبارسنجی شده برای ارزیابی تعدادی از اصلاحاتی که می‌تواند برای حفظ دمای توربین در دوره‌های عدم بهره‌برداری استفاده شود، پیشنهاد شده است. نشان داده شده که پتوی گرم موثرترین معیار برای گرم نگه داشتن پوسته توربین هستند، در حالی که افزایش دمای بخار گلند بیش‌ترین تاثیر را در حفظ دمای روتور دارد. با استفاده از ترکیبی از این سنج‌ها، قابلیت دیسپاچینگ توربین را می‌توان به طور قابل توجهی بهبود داد، خروجی الکتریکی را می‌توان تا ۹/۵ درصد بعد از خنک شدن طولانی و تا ۹/۸ درصد بعد از خنک شدن کوتاه افزایش داد. علاوه بر آن، توپل و همکارانش^۲ [۷۰] بطور مشابه در سال ۲۰۱۵ میلادی به بررسی بهبودهایی در خصوص بهره‌برداری برای کاهش زمان شروع مجدد توربین بخارهای خورشیدی پرداختند.

ونکاتش و همکارانش^۳ [۷۱] تغییرات تنش حرارتی را در فرآیند گرم کردن گرم و سرد یک روتور توربین بخار فوق بحرانی ۶۰ مگاواتی را مورد بررسی قرار دادند. در این مقاله تحلیل براساس داده‌های بهره‌برداری اندازه‌گیری شده از عملیات واقعی و محاسبه تغییرات میدان دمایی و تنش در طول فرآیند شروع مجدد و خاموش شدن طی یک دوره ۴۰۰ دقیقه‌ای بصورت اندرکنش مستقیم سازه-حرارت با نرم‌افزار انسیس صورت گرفته است.

در سال ۲۰۱۳ میلادی، سان و همکارانش [۷۲] به تخمین عمر آنلاین روتور توربین بخار پرداختند. برای این منظور از تحلیل اجزا محدود که می‌تواند تقریباً جواب‌های کامل در محاسبات میدان دمایی و تنش در روتور توربین بخار حین بهره‌برداری فراهم کند، استفاده کردند. در این مقاله از داده‌های ورودی و خروجی تحلیل اجزا محدود تحت فرآیند شروع مجدد سرد استفاده شده است تا مدل پایش آسیب آنلاین روتور توربین بخار فراهم شود. حساسیت تابع تبدیل تنش حرارتی با استفاده از نمودار ناپکویست تحلیل شده است. مقایسه مدل اجزا محدودی و این مدل پیشنهادی دقت کار حاضر در ارزیابی آسیب خستگی کم چرخه را نشان می‌دهد. همچنین روش شناسی پایش آسیب آنلاین ممکنه روتور توربین بخار در مهندسی معرفی شده است.

¹ Spelling et al.

² Topel et al.

³ Venkatesh et al.

در سال ۲۰۱۳ میلادی، وگت و همکارانش^۱ [۷۳] از شرکت آلستوم روشی پیشرفته برای ارزیابی عمر توربین‌های بخار توسعه دادند که میزان عمر باقی مانده از داده‌های بهره‌برداری را بصورت اتوماتیک و نتایج واقعی را فراهم می‌کند. داده‌های بهره‌برداری برای محاسبه توزیع دمایی گذرا و ضرایب انتقال حرارت در طول روتور برای هر چرخه شروع و توقف مورد استفاده قرار می‌گیرد. توزیع تنش متناظر در روتور توسط تحلیل اجزا محدود مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. در نهایت تعداد سیکل باقی مانده از موقعیت‌های با بیشترین حساسیت با استفاده از خواص مواد استخراج می‌شود. با ترکیب کردن آسیب خزشی عمر باقی مانده مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. تمامی این فرآیند اتوماتیک بوده و همچنین پایش توسط مهندس عمر باقی مانده را با استفاده از نتایج گرافیکی محاسبه شده تجهیز می‌کند. با استفاده از روش پیشرفته تخمین عمر، عمر باقی مانده نزدیک به مقدار واقعی خواهد بود و از این رو کمک شایانی جهت برنامه ریزی اورهال‌ها و تعویض قطعات فراهم نموده و ریسک از کار افتادگی یا از سرویس خارج شدن اجباری را به حداقل می‌رساند. استفاده از عمر باقی مانده می‌تواند همچنین امکان بهینه‌سازی در خصوص بهره‌برداری انعطاف‌پذیر برای مثال شامل پارت لود کار کردن و شروع مجدد سریع یا افزایش عمر برای نیروگاه‌های سیکل ساده و ترکیبی حرارتی بخار را فراهم کند. رژیم‌های بهره‌برداری انعطاف‌پذیر جدید با شروع مجدد و چرخه‌های بار سریع برای توربین بخار نیازمند روش‌های محاسباتی برای تعیین دفعات استارت آپ بهینه به منظور عدم فراتر رفتن از حدود تنش‌های حرارتی برای قطعات توربین بخار هستند. از این رو در سال ۲۰۱۵ میلادی بیر و همکارانش^۲ [۷۴] از شرکت زیمنس محاسبات زمانی شروع مجدد برای انواع توربین‌های بخار صنعتی ارائه نمودند. رهیافت تحلیلی برای تخمین بار حرارتی بهینه از یک توربین تحت شرایط شبه پایا و پایا توسعه داده شد. هندسه قطعات توربین، تغییرات پارامترهای بخار و انتقال حرارت که حین شروع مجدد اثر می‌گذارند لحاظ شدند، در حالی که خواص مواد و حدود تنش‌ها مشاهده می‌شوند. توزیع دما قطعات توربین بخار با الگوریتم عددی یک بعدی از معادله انتقال حرارت فوریه محاسبه شدند. تأثیرات سه بعدی هندسه و شار حرارتی به صورت تحلیلی با تنظیم راه‌حل‌های عددی برای هندسه‌های ساده شده (به عنوان مثال صفحه یک بعدی) در نظر گرفته شده است. محاسبه زمان شروع در گام‌های کوچک برای تضمین پایداری راه‌حل عددی انجام شده است. تحلیل فشار ناپایا برای روند راه‌اندازی به طور منحصر به فرد یک جز بحرانی را تشخیص نمی‌دهد. این محاسبه باید برای هر مرحله زمانی تکرار شود تا قطعاتی که شیب شروع را محدود می‌سازد، شناسایی کند. دیگر شرایط مرزی، مانند محدوده سرعت روتور با حداقل اثرات گذار و زمان برای سنکرون شدن با شبکه برق در مدل نیز در نظر گرفته می‌شود و می‌تواند گرادین شروع مجدد را محدود کرده و منجر به رویه‌های شروع کندتر شود. مدل‌های محاسبه‌ای یک بعدی با استفاده از تحلیل اجزا محدودی سه بعدی پوسته و یک تحلیل اجزا محدودی متقارن محوری روتور تایید می‌شوند. نتایج برای توزیع دما ارایه و در مقایسه با نتایج یک بعدی نشان داده شده است. نتیجه نهایی این روش تحلیلی برای محاسبه زمان راه‌اندازی بهینه با دو محاسبات، یکی برای توربین بخار و یکی برای توربین بخار موتور محرک مکانیکی تایید شده است.

بروزون و همکارانش^۳ [۷۵] از شرکت آنسالدو به تحلیل ترمو-مکانیکی روتور بر اساس داده‌های بهره‌برداری پرداختند. رهیافت توسعه داده شده بر اساس محاسبات مختلف حرارتی و اجزا محدودی ارزیابی تنش بر روی قطعات روتور استوار است. علاوه بر آن ردی^۴ [۷۶] نیز به بررسی، طراحی و تحلیل روتور توربین بخار با استفاده از روش اجزا محدود پرداخت. همچنین هو و همکارانش^۵

¹ Vogt et al.

² Beer et al.

³ Bruzzone et al.

⁴ Reddy

⁵ Hu et al.

[۷۷] از شرکت شانگهای الکتریک به تخمین عمر پوسه یک نمونه توربین بخار با استفاده از روش اجزا محدودی حین شروع مجدد و خاموش شدن پرداختند.

دومینزاک و همکارانش [۷۸] از شرکت آلتوم در سال ۲۰۱۵ میلادی از طریق روش شبکه‌های عصبی به پیش‌بینی دما و تنش بصورت آنالین در قطعات توربین بخار پرداختند. برای این منظور از شبکه‌های عصبی اتورگراسیون غیرخطی با ورودی‌های خارجی به عنوان یک مدل ریاضی از روتور توربین بخار که برای پیش‌بینی آنالین مستقیم دمای توربین و تنش مورد استفاده قرار گرفته است. پیش‌بینی خطی براساس یک موقعیت بحرانی در روتور توربین بخار فشار قوی، با توجه به اندازه‌گیری‌های معمول نیروگاه در خصوص سرعت، بار توربین و فشار قبل از کنترل ولو توربین ارائه شده است. برای به دست آوردن شبکه‌های عصبی که متناظر با دما و تنش نقطه بحرانی روتور باشند، مدل اجزا محدودی روتور ایجاد شده است. شبکه‌های عصبی آموزش‌دیده با استفاده از مدل روتور، نه تنها دارای دقت بوده، بلکه شامل غیرخطی بودن مربوط به انبساط توربین بخار، تبادل گرمایی غیرخطی داخل توربین و خواص غیرخطی روتور در شرایط گذرا می‌باشند. شبکه‌های عصبی همزمان الگوریتم‌هایی هستند که می‌توانند در کنترل‌کننده‌های توربین پیاده‌سازی شوند. این امر امکان کاربرد شبکه‌های عصبی را برای کنترل تنش توربین بخار در نیروگاه‌های صنعتی فراهم می‌سازد.

همانطور که ذکر شد نیاز به انعطاف‌پذیری عملیاتی بالا در نیروگاه‌های برق، نیاز به استفاده از سیستم‌های خطی برای پایش و کنترل آسیب اجزای بحرانی روتور توربین بخار را ایجاد می‌کند. چنین سیستم‌هایی از اندازه‌گیری‌های مختلف و مدل‌های ریاضی برای محاسبه تنش‌های حرارتی و کنترل مداوم آن‌ها استفاده می‌کنند. در سال ۲۰۱۶ میلادی، باناسکویچ^۱ [۷۹] عناصر کلیدی این سیستم پیشنهادی مورد بررسی قرار داده و از دیدگاه ترمودینامیک، انتقال حرارت و مکانیک جامدات این سیستم‌ها را بررسی می‌کند. روابط ترمودینامیکی که در محاسبات طراحی به خوبی اثبات شده، برای محاسبه دمای بخار در مکان‌های بحرانی با استفاده از اندازه‌گیری‌های استاندارد توربین به عنوان سیگنال‌های ورودی به کار می‌روند. پیش‌بینی‌های مدل با داده‌های بهره‌برداری یک نیروگاه واقعی در طول راه‌اندازی گرم مقایسه شده و دقت خوبی نشان می‌دهند. تاثیر ضریب انتقال حرارت متغیر و خواص ماده بر تنش‌های حرارتی با استفاده از روش اجزای محدود بر روی مدل استوانه مورد بررسی قرار گرفته و مفهوم تابع گرین معادل برای این تغییرات در مدل تنش حرارتی براساس انتگرال "دوهامل"^۲ ارائه شده است. این روش با مقایسه تنش‌های حرارتی موجود در شیار پره روتور، نتایج صحیحی را برای هندسه‌های پیچیده‌تر با استفاده از اجزا محدود و انتگرال دوهامل فراهم می‌کند. در نهایت، با استفاده از روش نویر و گلینکا-ملسکی برای مدل ماده الاستیک ایده‌آل و دوخطی جهت تخمین کرنش‌های الاستو - پلاستیک در شیار روتور با روش اجزا محدود مورد بررسی قرار گرفته است.

علاوه بر آن، باناسکویچ [۸۰] در سال ۲۰۱۷ میلادی در مقاله‌ای یک الگوریتم جدید برای محاسبه مقاوم تنش‌های حرارتی در اجزای توربین بخار در شرایط عملیاتی گذرا ارائه نمود. محاسبات تنش در دو مرحله انجام می‌شود: در مرحله اول یک توزیع دمای شعاعی ناپایدار در مدل اجزا محدود محاسبه و براساس این تنش‌ها در نقاط بحرانی در مرحله دوم تعیین می‌شود. توزیع دمای شعاعی با حل معادله کیرشهف برای یک استوانه یا کره با روش تفاضل محدود به دست می‌آید. تنش‌های حرارتی با استفاده از معادله انتگرالی "دوهامل" و توابع گرین محاسبه شده با ضریب انتقال حرارت ثابت محاسبه می‌شوند.

¹ Banaszkiwicz

² Duhamel's Intergral

موروز و همکارانش^۱ [۸۱] در سال ۲۰۱۷ میلادی در مقاله‌ای به تحلیل حرارتی و سازه‌ای یک توربین بخار ۳۰ مگاواتی برای روتور ترکیبی از فشار قوی و متوسط در طول یک سیکل شروع مجدد سرد پرداختند. توجه ویژه‌ای به فاز راه‌اندازی اولیه با حالت چگالش در شرایط مرزی پرداخته شده است. کلیه مراحل طراحی روتور و آماده‌سازی مدل حرارتی با استفاده از پلتفرم نرم‌افزار اکستریم^۲ انجام شده است که آن‌ها در آنجا مشغول بکار است. این مدل شامل توسعه یک مدل دوبعدی از روتور، نواحی حرارتی و شرایط مرزی حرارتی متناظر (ضریب انتقال حرارت و دمای بخار) در طول راه‌اندازی توربین و توقف بهره‌برداری است. به منظور بررسی رفتار ترمو - کرنش - تنش روتور توربین، شبیه‌سازی حرارتی و سازه‌ای روتور توسط یک نرم افزار اجزا محدودی انجام شده است. محاسبات و اعتبارسنجی وضعیت حرارتی و ساختاری روتور با استفاده از چرخه راه‌اندازی واقعی و داده‌های اندازه‌گیری شده از یک نیروگاه انجام شده و تطابق خوبی بین داده‌های اندازه‌گیری شده و محاسبه شده برقرار است. براساس نتایج آنالیز حرارتی - سازه‌ای، ارزیابی طول عمر روتور با استفاده از روش خستگی ککم چرخه انجام و در این مقاله ارائه شده است.

پاتیل و مودی بیپال^۳ [۸۲] تحلیل حرارتی پوسته توربین بخار در حالت پایا را مورد مطالعه قرار دادند. در این بررسی که توسط نرم افزار اجزا محدود انسیس انجام شده، خواص مواد نیز با دما تغییر می‌کند. پوش و همکارانش [۸۳] نیز با استفاده از روش اجزا محدود گذرا از روتور توربین بخار فشار متوسط به تخمین دما و میدان تنش الاسنیک توربین حین بهره‌برداری شروع مجدد، تغییرات بار و خاموش کردن پرداختند. داده‌های بهره‌برداری پارامترهای بخار و ترموکوپل داخل دیواره پوسته داخلی برای صحنه گذاری مدل اجزا محدودی استفاده شده است. سپس یک مطالعه حساسیت احتمالی برای شناسایی تاثیر پراکندگی یا شرایط مرزی شناخته شده بر طول عمر محاسبه شده روتور توربین بخار در طول یک شروع سرد انجام شده که می‌تواند صحت تحلیل‌ها را پیش‌بینی کند. نتایج حاصل از مطالعه حساسیت نیز به بهبود دقت مدل با شناسایی شرایط مرزی با بیش‌ترین تاثیر بر عدم قطعیت پیش‌بینی طول عمر کمک خواهد کرد.

توپل و همکارانش^۴ [۸۴] بحث حساسیت انبساط دیفرانسیلی توربین بخار حین راه‌اندازی و شروع بکار مجدد را دنبال کردند. چرا که لقی‌های بین قطعات دوار و ثابت جهت جلوگیری از تماس حین شروع مجدد از اهمیت زیادی جهت پایش برخوردار هستند. این تحقیق با استفاده از یک مدل ساده شده حرارتی توربین از کار این محققان انجام شده است. اولین گام در این تحقیق گسترش و پالایش ابزار مدل‌سازی به منظور انجام تحلیل ترمومکانیکی می‌باشد. سپس دامنه کاربرد مدل با مقایسه با مدل عددی المان محدود مرتبه بالاتر و داده‌های اندازه‌گیری شده از یک توربین نصب شده، اعتبارسنجی شده است. در نهایت با هدف شناسایی فرضیات مدل‌سازی که بیش‌ترین تاثیر را در تسخیر رفتار صحیح حرارتی توربین دارند، مطالعات حساسیت انجام شده است. نتایج نشان می‌دهد که فرضیات مربوط به دماهای حفره داخلی پوسته و روغن یاتاقان دارای تاثیر زیادی در حدود ۲۵ درصد است. علاوه بر این، مطالعات حساسیت نیز افزایش دمای اولیه پوسته را به منظور کاهش پیک انبساط تفاضلی نشان می‌دهد. بهبود تا ۳۰ درصدی به این معیار مورد محاسبه قرار گرفته است. این مطالعات به عنوان مبنایی برای درک بیشتر انبساط دیفرانسیلی در حین شروع و ایجاد راهبردهای کنترل لقی‌ها در طول عملیات گذرای توربین عمل می‌کنند. توپل و همکارانش [۸۵] در سال ۲۰۱۸ میلادی محدودیت‌های توربین بخار را مورد بررسی قرار گرفت.

¹ Moroz et al.

² AXStream

³ Patil & Muddebihal

⁴ Topel et al.

به منظور جلوگیری از شکست اتصالات پیچی استفاده شده در پوسته‌های داخلی مافوق بحرانی توربین بخار، رفتار مکانیکی آن‌ها باید به شدت مورد ارزیابی قرار گیرد. برای این منظور هانگ و همکارانش^۱ [۸۶] یک پوسته داخلی را با استفاده از نرم‌افزار اجزای محدود آباکوس مدل‌سازی کردند. مدل رفتاری نورتون-بیلی^۲ و معادله مبتنی بر عمر مان‌سون - کفین^۳ برای بررسی رفتار مکانیکی پوسته داخلی پیچ‌دار در شرایط سرویس اعمال شده‌است. نتایج نشان می‌دهد که پوسته داخلی می‌تواند با هدایت، محدودیت ساختار و اختلاف انبساط حرارتی مواد، تاثیر بسزایی بر پیچ‌ها داشته باشد. دما و تنش فون میاسز برای پیچ و مهره با توجه به تغییر مداوم دما و فشار بخار، تنش‌ها نوسانات مداوم منجر به آسیب خستگی ماده می‌شود. نوسانات دمای بخار و فشار بخار عمر خستگی این پیچ‌های با دمای بالا را در عملیات بلند مدت کاهش می‌دهند که باید در طراحی لحاظ شود.

در سال ۲۰۱۹ میلادی، کولیادیوک و شولژنکو^۴ [۸۷] در مقاله‌ای به تعیین پرتنش ترین مناطق و ارزیابی احتمال تغییر شکل پلاستیک پوسته شیر کنترل در مناطق تشکیل ترک حین بهره‌برداری یک نمونه توربین بخار در حالت‌های پایا پرداختند. این مسئله در دو مرحله حل شده است. ابتدا، مشخصه‌های جریان بخار در سیستم توزیع بخار و دمای پوسته تعیین شده است. سپس حالت کرنش الاستیک پوسته ولو (شیر) یکی از دو واحد (که از طریق آن مصرف بخار همیشه بیشتر از دیگری است) با استفاده از مقادیر میدان دمای پوسته تخمین زده می‌شود. خصوصیات جریان بخار در سیستم توزیع بخار و وضعیت حرارتی پوسته شیر کنترل به صورت عددی با روش اجزای محدود مشخص می‌شوند. سرعت جریان بخار، دما و فشار روی دیوار پوسته بر مبنای راه‌حل معادله نویر-استوکس در یک فرمول‌بندی سه بعدی تعیین می‌شوند. ثابت شده‌است که دمای بخار قبل از ولو کنترل توربین عملاً مشابه قبل از ولو توقف است. در بدنه خود، بعد از ولو کنترل، با ولو نیمه باز، افت قابل توجه در دمای بخار ممکن است به علت خفگی (چوکینگ)^۵ رخ دهد. یک کاهش قابل توجه در درجه حرارت بخار در ولو کنترل (۱۰۰ درجه سانتی گراد) در توان کم با فشار بخار اسمی بعد از دیگ بخار مشاهده شده است. محاسبه وضعیت کرنش الاستیک پوسته ولو کنترل با استفاده از روش المان محدود براساس مدل ریاضی سه بعدی برای تغییر شکل پوسته انجام شده است. در نتیجه وضعیت تنش بدنه ولو برای حالت‌های بهره‌برداری مختلف توربین بدست آمده است. نشان داده شده است که تفاوت در تنش‌ها برای حالت‌های مختلف با تغییرات در وضعیت حرارتی بدنه ولو و توزیع فشار بر روی دیواره‌های آن مرتبط است. منطقه‌های با امکان پلاستیک شدن در پوسته ولو تشکیل می‌شوند. در آن مناطق، تنش‌های الاستیک از استحکام تسلیم ماده فراتر می‌روند. نتایج بدست آمده به وضوح نشان می‌دهد که خطرناک‌ترین حالت از نظر دستگاه کنترل استحکام استاتیک پوسته ولو کنترل، حالت اسمی توربین با قدرت ۳۲۰ مگاوات نیست، بلکه یک حالت بهره‌برداری پارت لود است که در ۱۸۰ مگاوات قرار دارد.

در سال ۲۰۱۹ میلادی، کوستنکو و همکارانش^۶ [۸۸] روش پیش گرم کردن الکتریکی توربین‌های بخار را به منظور افزایش دفعات شروع مجدد آن را در نیروگاهی حرارتی مورد بررسی قرار دادند. این مود ایستا و آماده بکار توربین بخار به بهره‌برداری انعطاف پذیر توربین بخار که بخشی از برنامه ارتقا خدمات فلکس پاور بر می‌گردد. مود ایستا داغ از طریق تامین گرما بوسیله سیستم گرمایش ردیابی الکتریکی بعد از خاموش شدن، از خنک شدن قطعات توربین جلوگیری می‌کند. هدف این مود آن است که زمان

¹ Haung et al.

² Norton-Billy

³ Manson-coffin

⁴ Koliadiuk & Shulzhenko

⁵ Chocking

⁶ Kostenko et al.

شروع مجدد را سریع‌تر پس از حالت نسبتاً سکون توربین بخار فعال کند. کوستنکو و همکارانش در ابتدای بررسی این طرح، جنبه‌های عمومی بهره‌برداری نیروگاه فسیلی انعطاف‌پذیر را مورد مطالعه قرار می‌دهند و مزایای مود ایستا داغ را ذکر می‌کند. سپس فناوری سیستم گرمایش ردیابی و کاربرد آن بر روی توربین‌های بخار توضیح می‌دهند. در گام بعدی، فرآیند پایش گرم گذرا مورد تحلیل قرار داده و با استفاده از روش‌های اجزا محدود، دینامیک سیالات محاسباتی و محاسبات تحلیلی شامل ملاحظات مربوط به اعتبار سنجی فرآیند بهینه‌سازی صورت می‌گیرد. از این رو، همبستگی انتقال حرارت برای عملکرد گذرای انعطاف‌پذیر این مود توسعه داده شده است و محاسبات و بررسی‌ها برای یک توربین بخار بزرگ معمولی با خروجی ۳۰۰ مگاوات انجام شده است و در نهایت نتایج به طور خلاصه و یک چشم‌انداز ارائه شده است. نتایج انتقال حرارت و هدایت بین قطعات داخل توربین به منظور امکان راه‌اندازی سریع پس از حالت سکون و با استفاده از مصرف حداقل انرژی ارائه شده است.

۴-۲ جمع‌بندی

سیستم‌های پایش آنالین تنش‌های حرارتی که نقش بسزایی در خصوص راه‌اندازی بهینه و بهره‌برداری مناسب توربین‌های بخار جهت حداقل کردن میزان کاهش عمر قطعات اصلی دارند، نیازمند پایش دقیق داده‌های اندازه‌گیری شده با مقادیر مجاز تنش حرارتی محاسبه شده دارند. محاسبه دقیق تنش‌ها جهت تعیین محدوده‌ی مجاز نیز خود وابسته استفاده از مدل‌های محاسباتی که بدرستی رفتار حرارتی قطعات بخار را حین شروع بکار و بهره‌برداری پیش‌بینی نماید، دارد. در خصوص مدل‌های محاسباتی برای ضریب انتقال حرارت بخار طی دهه‌های اخیر، روش‌های تجربی و محاسباتی زیادی برای بررسی دقیق این امر توسط محققان مختلف، همانطور که در این فصل مورد بررسی قرار گرفت، ارائه گردید.

محاسبات تنش‌های حرارتی قطعات اصلی توربین بخار که در ابتدا توسط مدل‌های ترمو-فیزیکی انجام می‌گرفت، از دهه ۱۹۹۰ میلادی به تدریج با مدل‌های ریاضیاتی که به عنوان جایگزینی برای دمای میانگین بکار گرفته می‌شدند، ارائه شدند. مدل‌های ریاضیاتی سعی داشتند تا بر اساس دماهای مشخص شده بر سطح فلز، وضعیت تنش در حالت پایا و گذرا در قطعات جدار ضخیم را از حل معادلات ترموالاستیسیته، پیش‌بینی نماید. توسعه بعدی سیستم‌های نظارت بر تنش حرارتی، شامل حذف کامل سیستم پروب دما و جایگزین نمودن مدل‌های محاسباتی تنش‌های حرارتی بر اساس اندازه‌گیری‌های با استفاده از روش‌های استاندارد بود. تا این که روش مدلسازی تنش‌های حرارتی در روتور توربین را با استفاده از توابع گرین و انتگرال دوهمال و همچنین اندازه‌گیری دمای بخار در نقاط و موقعیت‌های بحرانی را پیشنهاد شد. نیاز به محاسبه دقیق‌تر تنش‌های حرارتی برای هندسه‌های پیچیده‌تر روتور و پوسته‌های ضخیم توربین‌های بخار از یک سو و از سوی دیگر توسعه سخت‌افزاری سیستم‌های محاسباتی، استفاده از روش‌های عددی مانند روش اجزای محدود که در نرم‌افزارهای تجاری ارائه شده را در سال‌های اخیر بطور قابل ملاحظه‌ای افزایش داده است. بر این اساس با اندازه‌گیری مقادیر دما در قسمت‌های مختلف توربین و پیش‌بینی دما بر روی سطح روتور، توزیع دما در هر لحظه محاسبه شده و سپس با استفاده از روش اجزا محدود توزیع تنش در قطعه تعیین می‌گردد. با تشخیص مقدار و مکان بیشینه تنش در زمان‌های مختلف و داشتن سیکل بارگذاری، می‌توان عمر باقی مانده قطعه مورد مطالعه را با استفاده از روابط توسعه داده شده برای خستگی تعیین نمود. شایان ذکر است که پایش تنش‌های حرارتی تنها محدود به روش‌های بالا نبود و در سال‌های اخیر روش‌های دیگری در این خصوص توسعه یافته و یا در حال توسعه می‌باشد که از میان آن‌ها می‌توان به شبکه عصبی و روش‌های یادگیری ماشین اشاره نمود.

۳ شناسایی روش‌ها و مدل‌های محاسباتی تنش حرارتی در توربین بخار

۱-۳ مقدمه

همانطور که در فصل‌های قبل اشاره گردید، تنش‌های حرارتی در اجزاء جدار ضخیم در توربین بخار در طول راه اندازی سریع، خاموش کردن یا تغییرات بار رخ می‌دهند. این تنش‌ها بسته به ماده مورد استفاده و وضعیت ولوهای فشار و دما نباید از مقادیر از پیش مشخص شده تجاوز کنند. به حداقل رساندن انحرافات دمایی در طول حالت‌های گذر نیروگاهی هدف نخست سیستم‌های کنترل و پایش پیشرفته جهت بهینه‌سازی زمان راه اندازی، خاموش کردن یا تغییرات بار است. کنترل اقتصادی این بهره‌برداری ناپایا، نیاز به نزدیک شدن به حداکثر تنش‌های مجاز و نگهداری در بالاترین درجه حرارت را دارد. برای رسیدن به این هدف، پویایی یا دینامیک نیروگاه باید به خوبی درک شود.

تقاضای همیشه در حال رشد در انعطاف پذیری توربین‌های بخار شامل توانایی آنها برای شروع سریع تر و میزان تغییرات بار سریع تر وجود دارد. افزایش تنش حرارتی است که به علت ایجاد یک تفاوت دمایی بالا رخ می‌دهد به طور سنتی راه اندازی سریع تر را محدود می‌کند. راه اندازی در توربین‌ها معمولاً در سه منطقه درجه حرارت طبقه بندی می‌شوند:

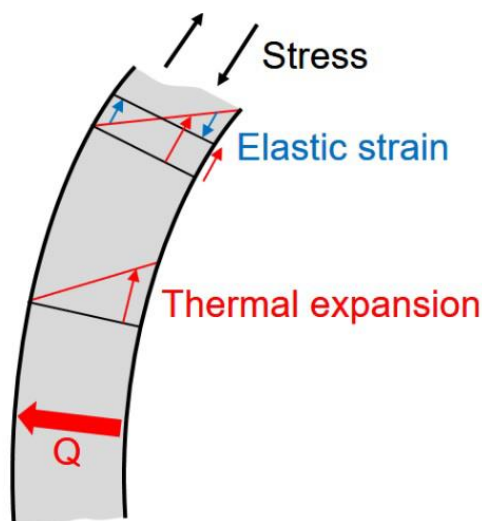
- شروع سرد: با قطع بیش از ۷۲ ساعت توربین بخار یا دمایی فلزی که بیش از ۱۶۰ درجه سانتیگراد نیست

- شروع گرم: با قطع بین ۱۰-۷۲ ساعت توربین بخار یا دمایی فلزی بین ۱۶۰ تا ۴۰۰ درجه سانتیگراد

- شروع داغ: با قطع کمتر از ۱۰ ساعت توربین بخار یا دمایی فلزی بیش از ۴۰۰ درجه سانتیگراد

شروع داغ اغلب برای مواردی است که توربین در طول شب در نیروگاه‌های با بار غیر پایه شده همراه است، در حالی که شروع گرم در طول تعطیلات آخر هفته معمولاً رخ می‌دهد. برای قرارگیری در محدوده مجاز از تنش‌های حرارتی، شروع بکار از شروع سرد، طولانی‌ترین زمان در حدود ۷۵ تا ۱۵۰ دقیقه برای نیروگاه سیکل ترکیبی ۴۵۰ مگاوات، ۷۵ تا ۱۰ دقیقه برای شروع گرم و ۴۰ تا ۵۰ دقیقه برای شروع گرم ۴۰ تا ۵۰ دقیقه می‌تواند زمان ببرد.

اهمیت تفاوت در دمایی فلزی در توربین به دلیل منبع تنش‌های حرارتی است که می‌تواند متناسب با تفاوت دما در بخش‌های جدار ضخیم از توربین باشد. در طول بهره‌برداری، روتور توربین گرم شده و به درجه حرارت تقریباً برابر با دمایی بخار در قسمت ورودی می‌رسد. زمانی که توربین متوقف شده یا باربرداری می‌شود، روتور خنک خواهد شد. هنگامی که بخار در هنگام شروع راه اندازی مجدد وارد سیستم می‌شود، تفاوت بین بخار ورودی داغ و روتور خنک شده باعث ایجاد تنش‌های حرارتی بالا در فلز روتور می‌شود. همین اتفاق در سایر قسمت‌ها و اجزای جدار ضخیم توربین مانند پوسته (کیسینگ) می‌افتد که اغلب به عنوان عامل اصلی محدود کننده در رابطه با راه اندازی توربین دیده می‌شود. با نگاهی به پوسته توربین تحت یک گرادیان درجه حرارت (شکل ۱-۳)، پوسته تحت انبساط حرارتی قرار می‌گیرد و بنابراین تنش کششی در قسمتی که درجه حرارت بالاتر از میانگین دمایی متوسط است و فشار در قسمتی که درجه حرارت پایین تر از میانگین است، رخ می‌دهد. این چیزی است که باعث کرنش حرارتی می‌شود.



شکل ۱-۳. تغییرات دما در اثر انبساط حرارتی و توزیع تنش و کرنش الاستیک در قسمتی از یک پوسته

تعیین وضعیت حرارتی اجزای توربین حین حالت‌های گذرا مهمترین و حیاتی‌ترین مورد در پایش و ارزیابی تنش‌های حرارتی در آن‌ها محسوب می‌شود. برای مدلسازی ریاضی فرآیند گرم‌شدن روش‌های مختلفی استفاده می‌شود که بطور خلاصه این روش‌ها و گام‌ها شامل موارد زیر است:

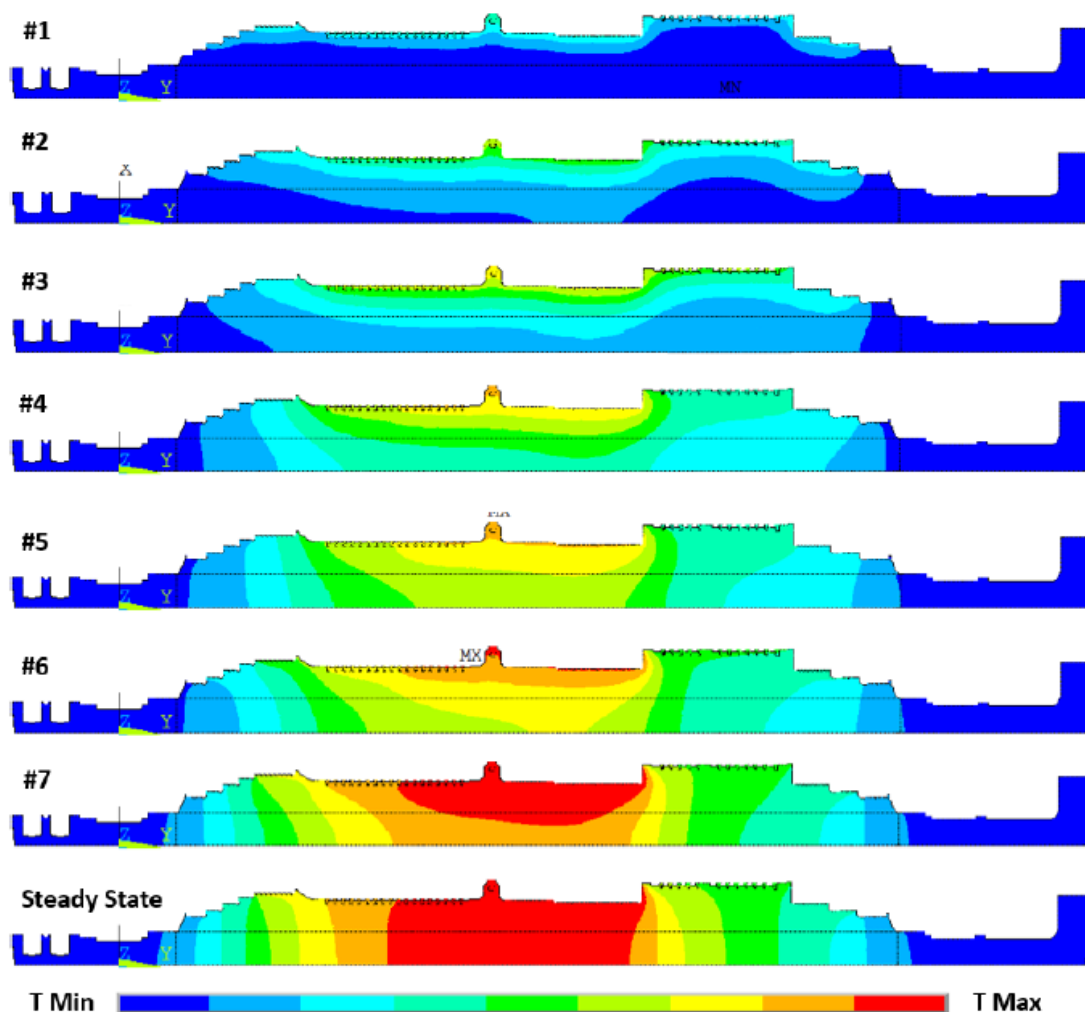
حل عددی یا تحلیلی معادله انتقال حرارت همرفت

شبیه‌سازی با استفاده از ابزارهای مشابه (مشابه‌سازی با المان‌های الکتریسیته)

مدل‌سازی ریاضی:

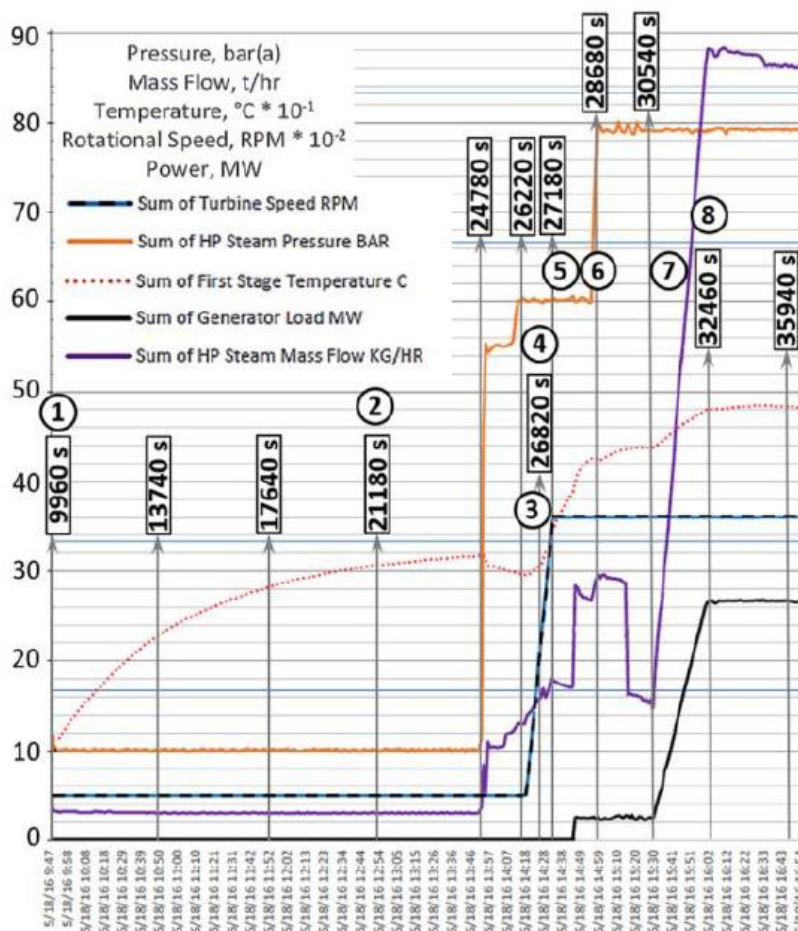
- ❖ تابع تبدیل
- ❖ روش تفاضل محدود
- ❖ روش اجزای محدود
- ❖ تجربی و آزمایشگاهی

برای مثال توزیع دما در روتور HP-IP یک توربین بخار ۴۰ مگاواتی در زمان‌های مختلف شروع مجدد از حالت سرد بعد از حل اجزای محدودی در شکل ۲-۳ نمایش داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، تا زمان رسیدن به حالت تعادل توزیع دما در طول روتور تغییرات زیادی خواهد کرد که این امر سبب توزیع تنش‌های حرارتی در هر لحظه می‌شود. با در دسترس داشتن این توزیع دما که تابعی از دمای بخار، ضریب انتقال حرارت و خصوصیات حرارتی روتور در زمان‌های مختلف راه‌اندازی می‌باشد، می‌توان تنش‌های حرارتی را در هر لحظه محاسبه نمود. سپس با دانستن این مقادیر تنشی در هر لحظه و مقایسه آن با مقادیر مجاز تنش در دماهای مختلف و در قسمت‌های مختلف، توسط سیستم پایش آنالین تنش حرارتی نمودار راه‌اندازی را برای یک واحد بدست آورد (شکل ۳-۳).



شکل ۲-۳. چگونگی تغییرات دما در زمان‌های مختلف روتور یک نمونه توربین بخار ۴+ مگاواتی حین راه‌اندازی از حالت سرد [۸۹]

در ادامه این فصل، در ابتدا مقادیر کلریشن که برای محاسبه ضریب انتقال حرارت در جاهای مختلف توربین بخار شده ارائه شده است پرداخته خواهد شد و سپس به بررسی روش اجزای محدود که بطور معمول برای محاسبه توزیع دما و تنش حین بهره‌برداری در فرآیند گذرا استفاده خواهد شد پرداخته خواهد شد.



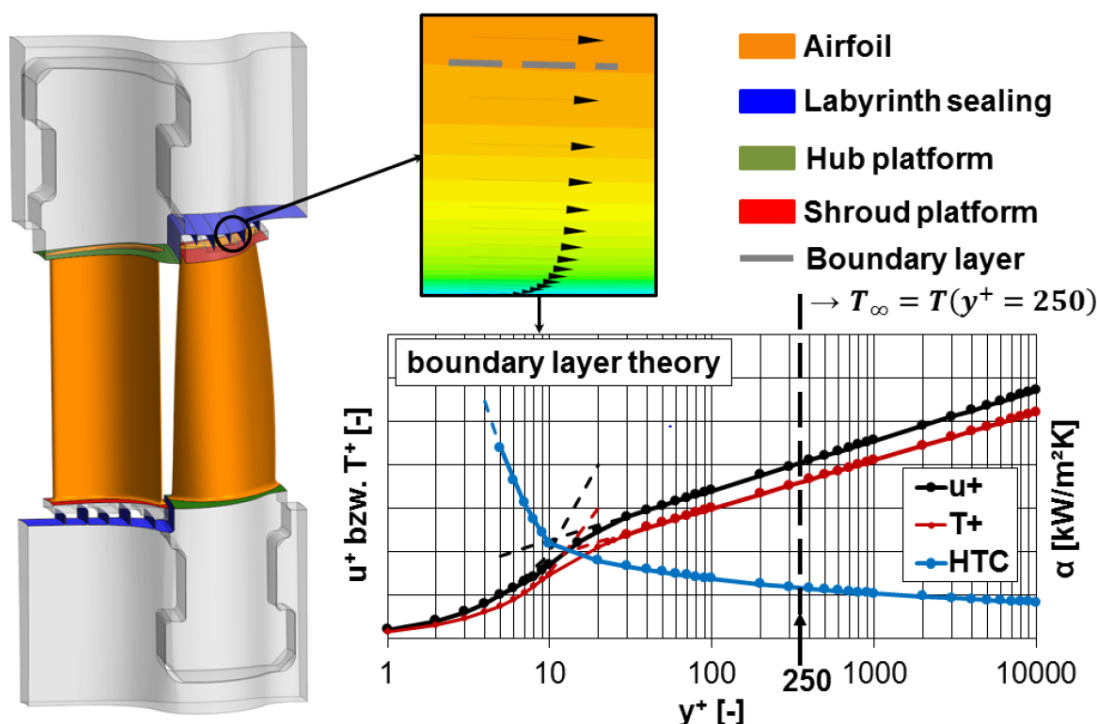
شکل ۳-۳. نمودار راه‌اندازی واقعی یک نمونه توربین بخار ۴۰ مگاواتی از حالت سرد [۸۹]

۳-۲ چگونگی محاسبه ضرایب انتقال حرارت

به طور کلی، برای هر سطح در نظر گرفته شده در حوزه محاسباتی، یک جفت ضریب انتقال حرارت و دمای مرجع اعمال می‌شود. ویژگی‌های جریان محلی از قبیل دبی جریان، سرعت، دما و فشار، که برای همبستگی‌ها (کلریشن) ضروری هستند، می‌توانند از خط متوسط یک بعدی خط میانی، دو بعدی منحنی خط جریان یا سه بعدی حاصل از نتایج دینامیک سیالات محاسباتی^۱ برای جریان توربین بدست آیند.

در مورد شبیه‌سازی سه بعدی دینامیک سیالات سه بعدی، پیشنهاد شده است خواص سیال و مقادیر بیرون لایه مرزی ائرو ترمال در نظر گرفته شود. بنابراین، یک صفحه ارزیابی موازی با هر دیوار مربوطه مورد نیاز است. این روش در شکل ۳-۴ نشان داده شده است. صفحه مورد ارزیابی به رنگ خاکستری در نمای نزدیک لایه مرزی مشخص شده است. به منظور محاسبه دمای مرجع متناظر سیال T_∞ ، روش مبتنی بر فاصله دیواره بی‌بعدی y^+ با توجه به مرجع [۹۰] انتخاب می‌شود. مقدار y^+ برابر ۲۵۰ برای جریان‌های توربین بخار مناسب می‌باشد. این روش برای همه سطوح قابل استفاده است.

¹ Computational Fluid Dynamics (CFD)



شکل ۳-۴. مفهوم و روش استخراج ضرایب انتقال حرارت از شبیه‌سازی سه بعدی نزدیک دیواره [۹۰]

اگر شبیه‌سازی سه بعدی انجام نشد، کلریشن (همبستگی) می‌تواند با مقادیر میانگین، وابسته به حالت طراحی استفاده شود. از این رو، با توجه به نتایج یک بعدی خط میانگین جریان و منحنی خط جریان دوبعدی، همبستگی می‌تواند با میانگین مقادیر متوسط بین دو لبه بالا و پایین به کار رود.

همانطور که در مرجع [۹۱] توضیح داده شده، همبستگی برای جریان صفحه تخت یا جریان داخل داکت مغشوش یا فرمول‌های خاص (که ترکیب تابش، همرفت اجباری و آزاد در نظر گرفته شده) را می‌توان اعمال کرد.

در ادامه، برای هر منطقه ویژه در شکل ۳-۴ و اتصال شیار به ریشه پره رابطه ضریب انتقال حرارت مربوطه و همچنین تمام داده‌های ورودی با فرمول‌های ریاضی تشریح خواهند شد. این آنالیز شامل روتور، پوسته داخلی و نیز ریشه‌های پره ثابت و متحرک می‌باشد. سطوح ایرفویل به منظور کاهش پیچیدگی و اندازه محاسباتی مدل اجزا محدود مدلسازی نمی‌شوند. این ساده‌سازی یک روش رایج در طول فرآیند طراحی، بهره‌برداری، تحلیل سازه و حرارت است. با این حال، در مرجع [۹۲] ضریب انتقال حرارت کامل با در نظر گرفتن سطوح ایرفویل پره‌های ثابت و متحرک در روابط زیر داده شده است.

$$Nu_{Vane} = a Re^{0.66} S^{-0.58} Pr \quad (3-1)$$

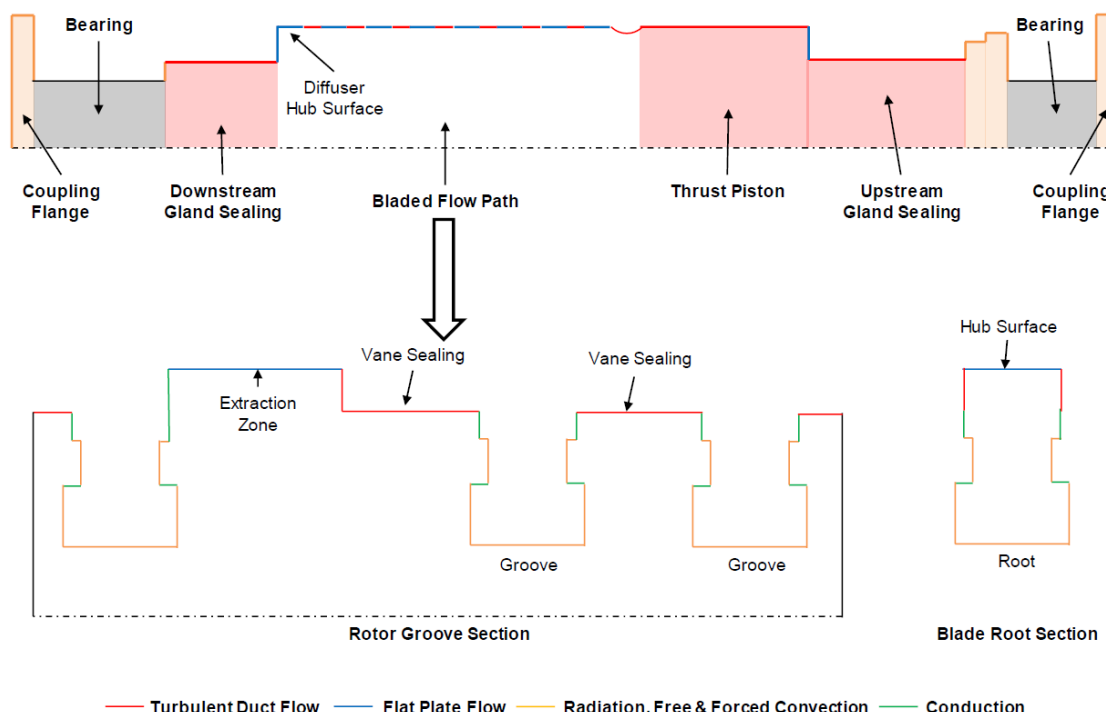
$$Nu_{Blade} = a (1 + 0.8 S_{rot}^{0.42}) Re^{0.66} S^{-0.58} Pr \quad (3-2)$$

مشخصه S یکی از توابع مثلثاتی است که زوایای جریان ورودی و خروجی پره ثابت و متحرک مربوطه را در نظر می‌گیرد. Re عدد رینولدز معرف میدان سرعت و ابعاد هندسی را به صورت سرعت خروجی سیستم مرجع منفرد و طول وتر ایرفویل نشان می‌دهد. برای کنترل اضافی چرخش پره پارامتر S_{rot} معرفی شده است.

۳-۲-۱ ناحیه روتور

شرایط مرزی برای تحلیل حرارتی یک روتور توربین بخار در به صورت شماتیک در شکل ۳-۵ نشان داده شده است. از آن جا که سطوح ایرفویل مدل سازی نشده‌اند. بنابراین، ایرفویل‌ها شامل شروود در سطوح هاب برای هر پره حذف شده است. همانطور که در شکل ۳-۵ نمایش داده شده است، سطح روتور به چندین زیر سطح برای محاسبه انتقال حرارت تقسیم بندی شده است. برای هر کدام مقدار میانگین ضریب انتقال حرارت سطح محاسبه می شود [۹۰].

در آب بند پره ثابت، آب بند بالانس پیستون و سطوح آب بند گلند، یک کلریشن جریان داکت توربولانس بکار می رود (خطوط قرمز). در سطوح هاب ریشه پره ها و همچنین اکستراکشن و سطوح هاب دیفیوزر، کلریشن صفحه صاف برای جریان توربولانس لحاظ می شود (خطوط آبی). در شیارها و سطوح ریشه، کلریشنی که ترکیبی از تاثیر تابش، جریان همرفت آزاد و اجباری می باشد، در نظر گرفته می شود (خطوط نارنجی). در سطوح تماس بین ریشه های پره و شیارهای متناظر سطوح باند پیشنهاد می شود که باعث محاسبه اتوماتیک فلاکس حرارتی رسانایی در شبیه سازی اجزای محدودی خواهد شد (خطوط سبز). با فرض ریشه تی-شکل در شکل ۳-۵، تمامی چهار سطح تماس (دوتا شعاعی و دوتا محوری) برای هر ساختار ریشه و شیار فرض می شود. در سطوح یاتاقان روتور (خطوط سیاه/خاکستری)، شرایط مرزی دما ثابت بر اساس دمای کارکرد روغن لحاظ می گردد. برای تمامی سطوح روتور که توسط جریان هوا احاطه شده است و نه بخار مرطوب، ضریب هدایت ثابت به میزان $12 \text{ W/m}^2\text{K}$ با دمای معمول ۲۵ درجه سانتی گراد در نظر گرفته می شود.



شکل ۳-۵. مدلسازی روتور برای تحلیل حرارتی بر اساس نواحی و مقاطع از پیش تعریف شده [۹۰]

۱-۲-۳ ناحیه روتور-آب‌بندهای پره ثابت، بالانس پیستون و گلند

فرمول‌های کلریشن برای جریان داکت توربولانس و مقادیر متناظر مرجع آن بر اساس طول و سرعت برای محاسبه اعداد بی بعد (رینولدز و نوسلت) بطور خلاصه در روابط زیر آورده شده است و همچنین تعاریف مقادیر هندسی آن در شکل ۳-۶ نمایش داده شده است [۹۰].

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{l_{ref}} \text{ (Heat Transfer Coefficient),} \quad (3-3)$$

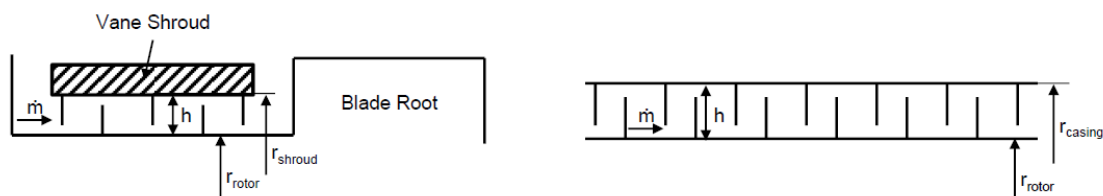
$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.333} \text{ (Nusselt-Number Correlation)}$$

$$Re = \frac{\rho l_{ref} c_{ref}}{\eta} \text{ (Reynolds-Number)}$$

$$Pr = \frac{\eta c_p}{\lambda} \text{ (Prandtl-Number)}$$

$$c_{ref} = \sqrt{c_{ax}^2 + w_u^2} \text{ (Reference Velocity)} \quad (3-4)$$

$$l_{ref} = 2h \text{ (Reference Length)}$$



شکل ۳-۶. تعریف طول مرجع هندسی برای آب‌بندهای پره ثابت ثابت، بالانس پیستون و گلند [۹۰]

بطور کلی کلریشن جریان داکت توربولانس، انتقال حرارت را از طریق انتقال حرارت همرفت اجباری بصورت تابعی از سرعت دورانی روتور (سرعت بخار مماسی نسبی w_u) و میزان جریان جرمی آب‌بند لیبرنت $\dot{m}$ (سرعت بخار طولی c_{ax}) تشریح می‌کند. نیروی پیشرو جریان نشتی در این جا اختلاف فشار در طول کانال لیبرنت می‌باشد.

۲-۱-۲-۳ ناحیه روتور- سطح هاب پره، ناحیه اکستراکشن و سطح هاب دیفیوزر

فرمول‌های کلریشن برای یک جریان کاملاً توربولانس و مقادیر متناظر مرجع آن بر اساس طول و سرعت برای محاسبه اعداد بی بعد (رینولدز و نوسلت) بطور خلاصه در روابط زیر آورده شده است و همچنین تعاریف مقادیر هندسی آن در شکل ۳-۷ نمایش داده شده است [۹۰].

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{l_{ref}} \text{ (Heat Transfer Coefficient),} \quad (3-5)$$

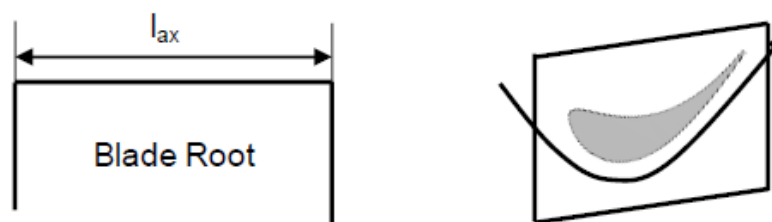
$$Nu = 0.036 Re^{0.8} Pr^{0.333} \text{ (Nusselt-Number Correlation)}$$

$$Re = \frac{\rho l_{ref} c_{ref}}{\eta} \text{ (Reynolds-Number)}$$

$$Pr = \frac{\eta c_p}{\lambda} \text{ (Prandtl-Number)}$$

$$c_{ref} = \sqrt{w_{ax}^2 + w_u^2} \text{ (Reference Velocity)} \quad (3-6)$$

$$l_{ref} = \frac{l_{ax}}{\cos(\beta - 90^\circ)} \text{ with } \beta = \begin{cases} 90 - a \tan\left(\frac{w_u}{w_{ax}}\right) & \text{if } w_{ax} \neq 0 \\ 180 & \text{if } w_{ax} = 0 \end{cases} \text{ (Reference Length)}$$



شکل ۳-۷. تعریف طول مرجع هندسی برای کلریشن ورق صاف [۹۰]

به منظور محاسبه انتقال حرارت همرفتی به وسیله انتقال اجباری پایه تحلیل، طول موثر l_{ref} مسیر جریان منحنی در سطح هاب که توسط زاویه جریان متوسط β نشان داده می‌شود، باید در ترکیب با سرعت مطلق بخار نسبت به سطح اعمال شود. در مورد سطح هاب پره، طول محوری l_{ax} به عرض ریشه در جهت محوری اشاره دارد، در حالی که l_{ax} معرف طول محوری دیوار روتور در مورد دیفیوزر یا اکستراکشن می‌باشد.

۳-۱-۲-۳ ناحیه روتور-ساختار ریشه/شیار

فرمول‌های کلریشن برای یک ترکیب تابش، انتقال جریان همرفت آزاد و اجباری و مقادیر متناظر مرجع آن بر اساس طول و سرعت برای محاسبه اعداد بی بعد (رینولدز و نوسلت) بطور خلاصه در روابط زیر آورده شده است و همچنین تعاریف مقادیر هندسی آن در شکل ۳-۸ نمایش داده شده است [۹۰].

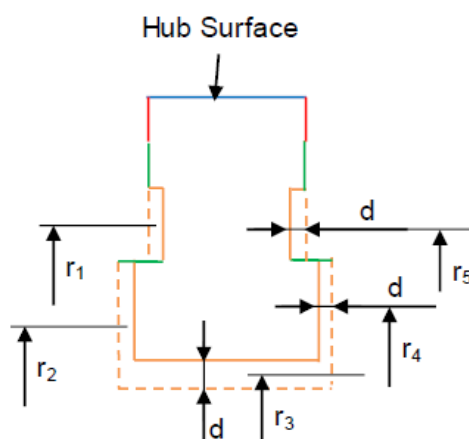
$$\alpha = \alpha_{\text{Radiation}} + \alpha_{\text{Convection}} \text{ (Heat Transfer Coefficient)}, \quad (3-7)$$

$$\alpha_{\text{Radiation}} = 2.742 \times 10^{-9} T^3 + 2.962 \times 10^{-6} T^2 + 1.094 \times 10^{-3} T + 0.1378$$

(Heat Transfer Coefficient Radiation)

$$\alpha_{\text{Convection}} = \begin{cases} \sqrt{\left(\frac{3.5\lambda}{d}\right)^2 + \left(\frac{7.541\lambda}{2d}\right)^2} & \text{Re} < 2300 \\ \frac{0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.3} \lambda}{d} & \text{Re} > 2300 \end{cases}$$

(Heat Transfer Coefficient Convection)

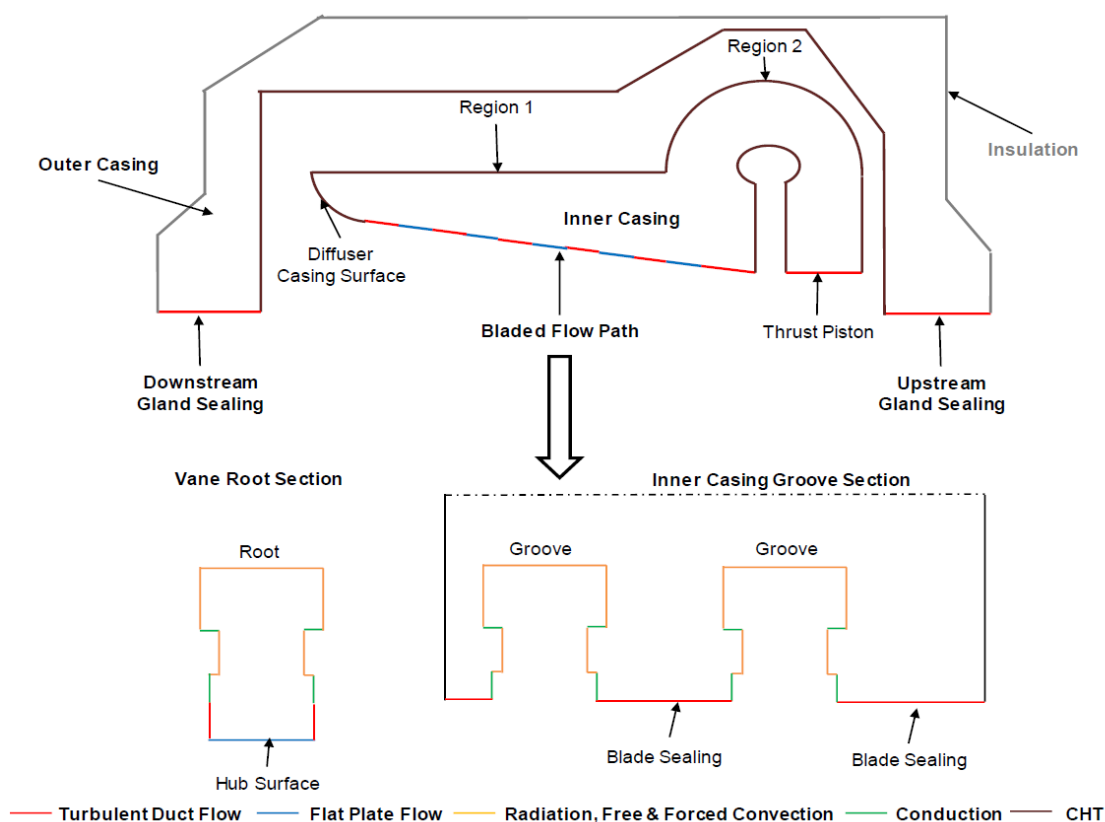


شکل ۸-۳. تعریف طول مرجع هندسی در قسمت ریشه-شیار [۹۰]

به طور کلی، مشخص است که میدان جریان درون حفره‌های شیار-ریشه در ریشه‌های پره‌ها با اثرات گذرا قوی و سیستم‌های ورتکسی ناشی از پدیده انتقال حرارت جابجایی آزاد مشخص می‌شود. براساس عدد رینولدز ۲۳۰۰، یک تفاوت موردی در نظر گرفته می‌شود، در زیر ی مقدار ۲۳۰۰، انتقال حرارت جابجایی اجباری و برای بیش از ۲۳۰۰ عدد انتقال حرارت با همرفت اجباری و تابشی تعیین می‌شود. بنابراین، همرفت آزاد می‌تواند نادیده گرفته شود. تابش گرمایی در بخش شیار-ریشه براساس یک تابع چندجمله‌ای با توجه به دمای بخار T مدل‌سازی می‌شود.

۳-۲-۲ ناحیه پوسته بیرونی و داخلی

شرایط مرزی برای تحلیل حرارتی پوسته داخلی توربین بخار در شکل ۹-۳ به صورت شماتیک نشان داده شده‌است. از آن جا که سطوح ایرفویل مدل‌سازی نشده‌اند. بنابراین، ایرفویل‌ها شامل شرو در سطوح هاب برای هر پره حذف شده‌است. در این جا نیز مشابه قسمت روتور سه زیر ناحیه مشابه قبل تعریف می‌شود که بر اساس روابط متناظری که ناحیه روتور داده شده‌است، ضریب انتقال حرارت محاسبه می‌شود.



شکل ۹-۳. مدل‌سازی پوسته درونی و بیرونی برای تحلیل حرارتی بر اساس نواحی و مقاطع از پیش تعریف شده [۹۰]

۳-۳ مدل‌سازی ریاضی فرآیند افزایش دمای قطعات توربین بخار

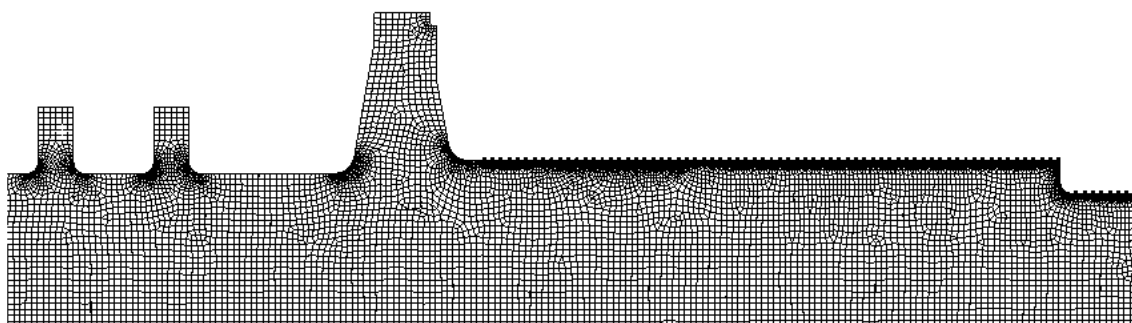
همانطور که ذکر شد برای مدل‌سازی ریاضی افزایش دمای قطعات اصلی توربین بخار با توجه به پیچیدگی

هندسی آن بصورت معمول از روش عددی اجزای محدود استفاده می‌شود. برای این منظور پوسته‌ها را با

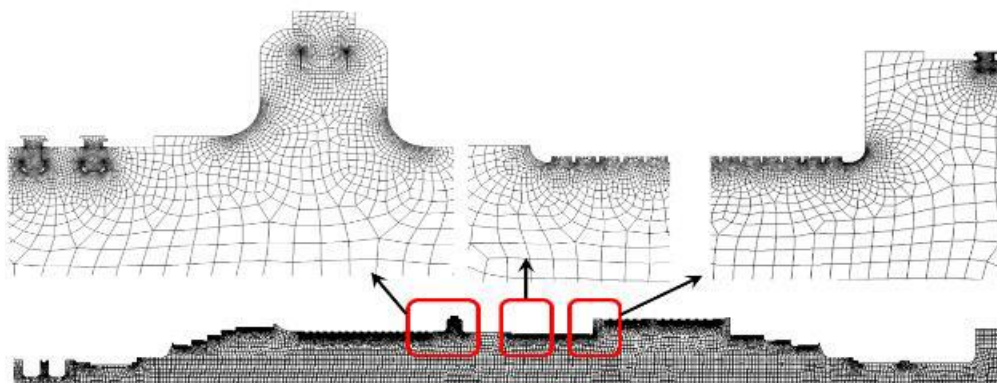
استفاده از مدل‌های سه بعدی و روتورها را بصورت مدل متقارن محوری دو بعدی مش‌بندی می‌کنند (شکل

۱۰-۳ و

شکل ۱۱-۳). سپس مطابق الگوریتمی که در شکل ۱۲-۳ نمایش داده شده است و تاثیرات چگالش در نظر گرفته شده حل دمای گذرا صورت می‌گیرد. بر این اساس نتایج توزیع دما برای یک نمونه توربین بخار ۴۰ مگاواتی در زمان‌های مختلف تا رسیدن به حالت پایا در شکل ۱۳-۳ گام به گام به تصویر کشیده شده است.

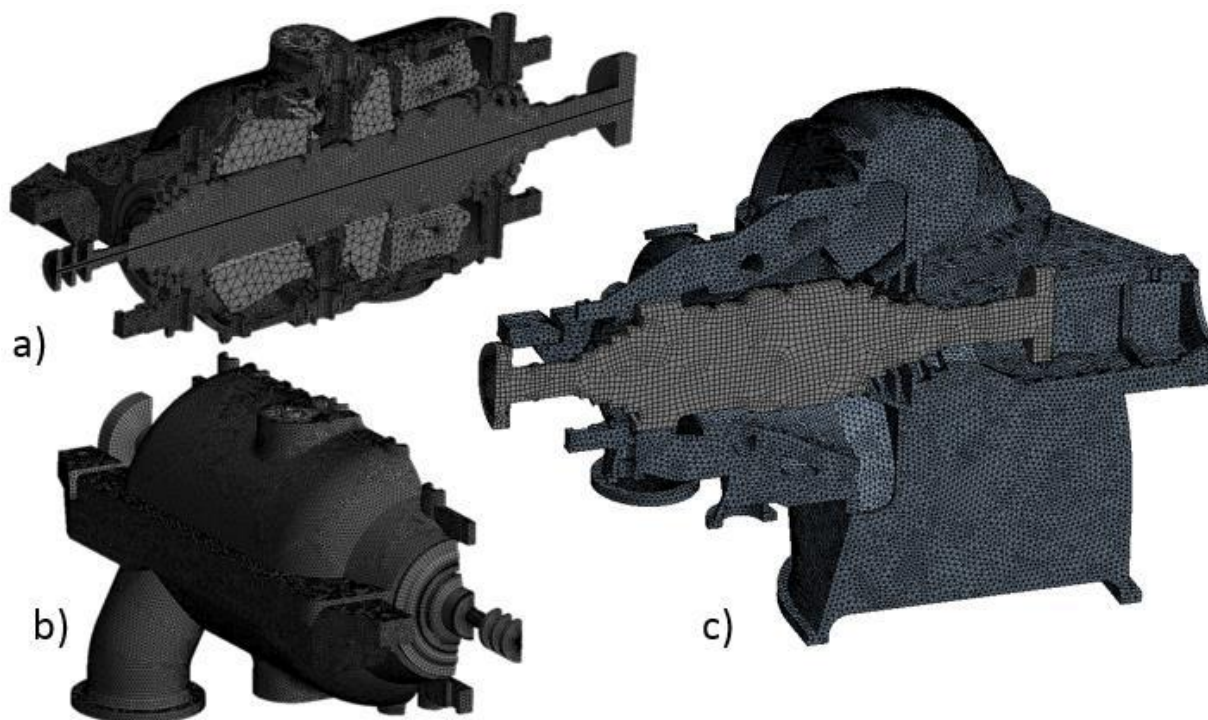


(الف)

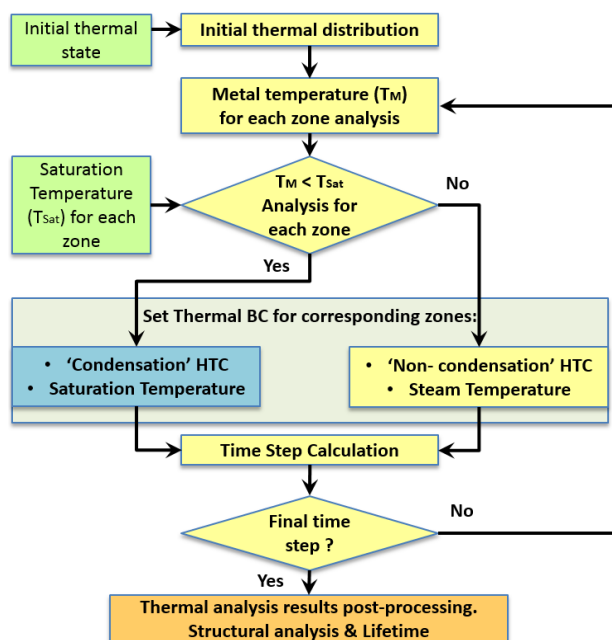


(ب)

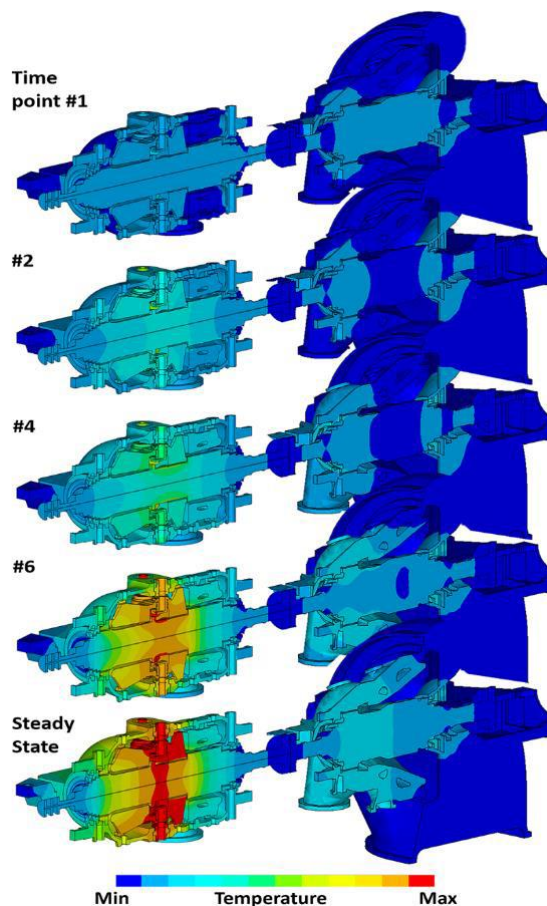
شکل ۱۰-۳. مدل‌های اجزای محدودی متقارن محوری دو بعدی برای روتورهای توربین بخار (الف) ۳۰۰ مگاواتی و (ب) ۴۰ مگاواتی [۸۹]



شکل ۱۱-۳. مدل‌های اجزای برای روتور و پوسته توربین بخار ۴۰ مگاواتی [۸۹]

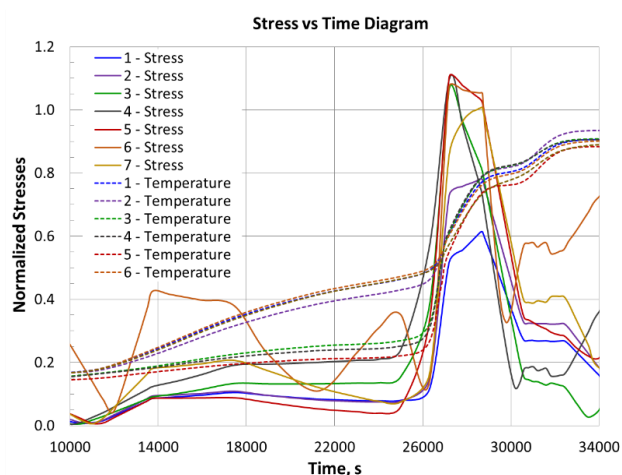
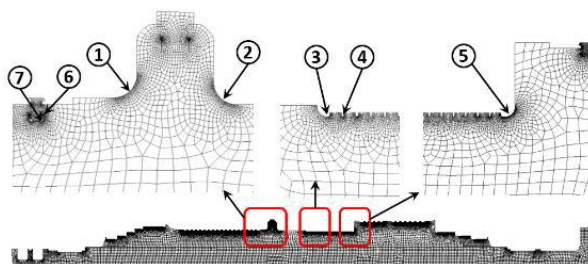
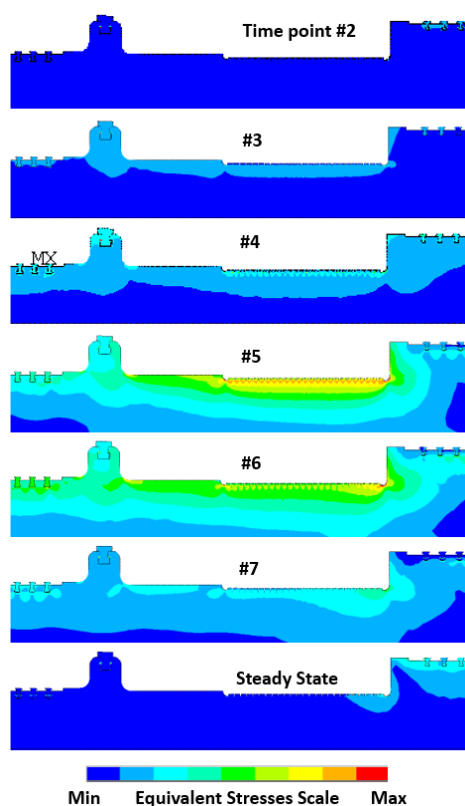


شکل ۱۲-۳. الگوریتم بهینه شده برای تحلیل دمایی گذرا با در نظر گرفتن اثرات چگالش [۸۹]

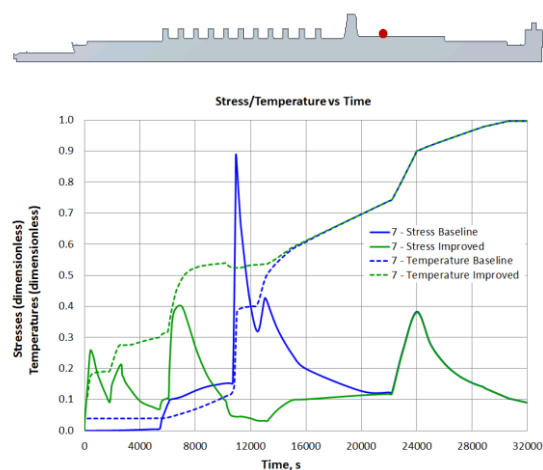
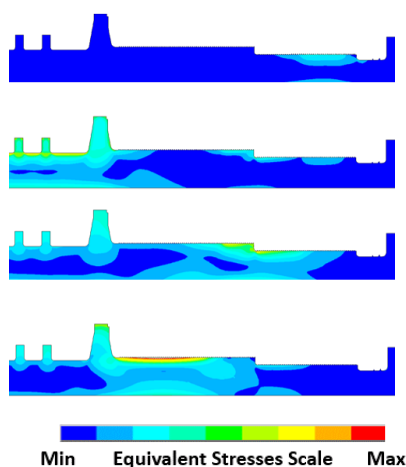


شکل ۱۳-۳. وضعیت دمایی یک توربین بخار ۴۰ مگاواتی حین شروع مجدد از حالت سرد [۸۹]

با در دست داشتن مقادیر توزیع دمایی و اعمال شرایط مرزی در گام بعد می‌توان توزیع تنش در نقاط مختلف را با استفاده از روش اجزای محدود در زمان‌های مختلف محاسبه نمود. برای نمونه در شکل ۱۴-۳ و شکل ۱۵-۳ توزیع تنش در دو روتور توربین بخار ۳۰۰ و ۴۰ مگاواتی همراه با تغییرات تنش معادل بر حسب زمان در نقاط پرتنش نمایش داده شده است.



شکل ۱۴-۳. توزیع تنش حرارتی بر حسب زمان در روتور یک توربین بخار ۴۰ مگاواتی حین شروع مجدد از حالت سرد [۸۹]



شکل ۱۵-۳. توزیع تنش حرارتی بر حسب زمان در روتور یک توربین بخار ۳۰۰ مگاواتی حین شروع مجدد از حالت سرد [۸۹]

روش دیگر محاسباتی حل معادله‌ی انتقال حرارت فوری در هر یک از قطعات می‌باشد. برای این منظور از تابع گرین استفاده می‌شود. بدین صورت که تابع گرین بصورت پاسخ سیستم به ورودی پالس و پله ثابت تعریف می‌شود. وقتی این تابع به درستی تعریف شود، شامل تمامی داده‌های سیستم می‌شود. بر این اساس در مدل شرایط مرزی انتقال حرارت فوریه برقرار خواهد شد که [۴۷]

$$\lambda(r) \frac{\partial T(r,t)}{\partial n} = -\alpha(r)(T_s(r,t) - T(r,t)) \quad (3-8)$$

که در آن $T_s(r,t)$ نشانگر دمای بخار می‌باشد. $\lambda(r)$ ضریب رسانایی گرمایی و $\alpha(r)$ ضریب انتقال حرارت می‌باشند. بافرض دمای بخار بصورت تابع هوی ساید $H(t)$ ، شرایط مرزی فوریه مدل انتقال حرارت بصورت زیر نوشته می‌شود [۴۷]:

$$\lambda(r) \frac{\partial X(r,t)}{\partial n} = -\alpha(r)(H(t) - X(r,t)) \quad (3-9)$$

با استفاده از تابع گرین و تئوری دوامل دمای فلز برای دماهای متغیر بخار از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۴۷]:

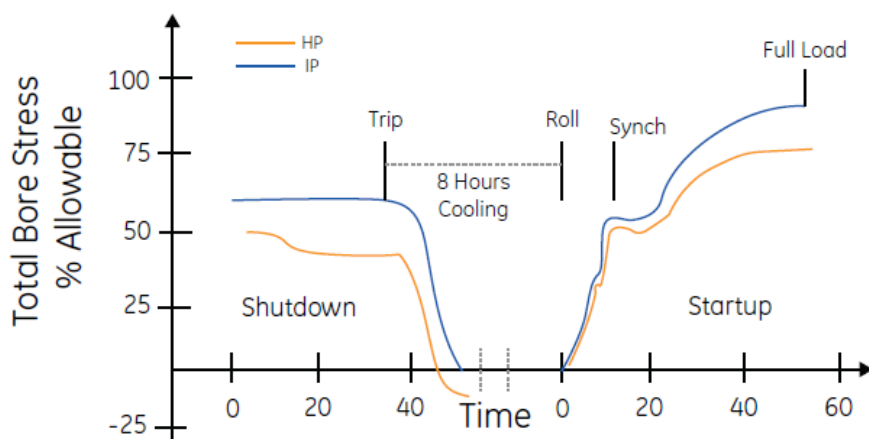
$$T(r,t) = \int_0^t X(r,t-\tau) \frac{\partial T_s(\tau)}{\partial \tau} d\tau \quad (3-10)$$

با فرض تنش‌های الاستیک بر اساس مدل ترموالاستیسیته، یک تابع منحصر بفرد توزیع دما، تنش‌های حرارتی با استفاده از انتگرال دوامل بصورت زیر محاسبه خواهد شد [۴۷]:

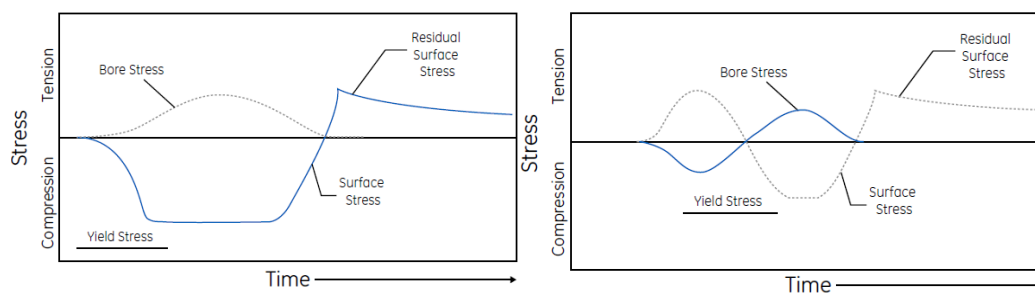
$$\sigma(r,t) = \int_0^t G(r,t-\tau) \frac{\partial T_s(\tau)}{\partial \tau} d\tau \quad (3-11)$$

که در آن $G(r,t-\tau)$ تابع گرین برای تنش حرارتی می‌باشد. برای هندسه‌های ساده مانند (ورق، استوانه و کره) توابع گرین برای دما و تنش بصورت تحلیلی از طریق حل مسئله انتقال حرارت یک بعدی گذرا تعیین می‌شود. برای مواردی با هندسه پیچیده لازم است که از روش‌های عددی مانند تفاضل محدود استفاده شود.

تنش‌ها در روتور توسط گرادیان دما (تنش حرارتی)، نیروی گریز از مرکز و فشار بخار ایجاد می‌شود. بررسی‌ها نشان داده است که تنش‌های حرارتی عامل اصلی (در حدود ۹۵ درصد) از تنش‌های کلی را حین شروع مجدد توربین در فرآیند گذرا تشکیل می‌دهند برای نمونه در شکل ۱۶-۳ مقادیر تنش‌های حرارتی در قسمت حفره‌ی داخلی روتور HP-IP یک نمونه توربین بخار حین فرآیند شروع مجدد و خاموش شدن نمایش داده شده است.



(الف)



(ب)

شکل ۱۶-۳. (الف) پیک تنش‌های حرارتی داخل حفره یک نمونه روتور توربین بخار حین چرخه شروع مجدد-توقف و (ب) تنش‌های حرارتی در یک نمونه روتور توربین بخار [۸۹]

نتایج تحلیل تنش‌های حرارتی نشان می‌دهد که قسمت‌های زیر بیشترین حساسیت در خصوص تنش‌های حرارتی را دارند:

- ✓ روتورهای HP-IP
- ✓ شیار پره‌های استیج ۱، ۲ و ۳
- ✓ فیلت دیسک‌ها در نواحی ورودی بخار
- ✓ شیارها
- ✓ مرکز روتور
- ✓ روتورهای LP
- ✓ مرکز روتور (استیج آخر)
- ✓ پوسته‌ها
- ✓ قسمت‌های ورودی داغ پوسته‌های توربین HP-IP
- ✓ بدنه ولو بخار
- ✓ استاپ ولو
- ✓ کنترل ولو

✓ ولو ری هیت و ولو بین HP و IP یا LP

✓ نازل باکس^۱ (ورودی پره‌های ثابت)

برای ارزیابی تنش‌ها در این قسمت‌ها ترموکوپل‌های نصب شده است تا دماهای مربوطه اندازه‌گیری شود و از مدل‌های حرارتی محاسباتی تنش‌های مجاز حین شروع مجدد و بهره‌برداری تعیین گردد. سیگنال‌های خروجی از سنسورها به سیستم‌های پایش آنلاین تنش حرارتی توربین بخار در اتاق کنترل ارسال می‌گردد تا این ارزیابی صورت گیرد.

¹ Nozzel Box

۴ نتیجه گیری

در این گزارش که مربوط به فاز اول پروژه بررسی فناوری سیستم‌های پایش آنالین تنش‌های حرارتی توربین‌های بخار می‌باشد، رفتار حرارتی توربین‌های بخار تحت شرایط بارگذاری مختلف و مودهای بهره‌برداری گوناگون بررسی گردید. بدین صورت که مکانیزم‌های موثر در بحث انتقال حرارت و افزایش دمای قطعات اصلی توربین‌های بخار تشریح گردید. همچنین رفتار توربین در خصوص بارهای حرارتی وارده بصورت پایا و گذرا مورد ارزیابی قرار گرفت. مشخص گردید که بسته به شرایط بهره‌برداری، تنش‌های حرارتی به قطعات اصلی توربین بخار، بخصوص قطعات جدار ضخیم آن وارد خواهد شد.

از این رو در توربین‌های بخار، بطور معمول یک سیستم محافظتی آنالین حین بهره‌برداری تعبیه شده است که زمان بارگیری آن را بسته به نوع شرایط اولیه راه‌اندازی توربین (شروع سرد، گرم و داغ) کنترل می‌کند تا تنش‌های حرارتی که به توربین وارد می‌شود را به حداقل رسانده و عمر باقی‌مانده آن را کنترل نماید. مقادیر کنترلی تنظیم شده بر اساس مدل‌های محاسباتی تنش‌های حرارتی مربوط به توربین می‌باشد. از این رو روش‌ها و مدل‌های محاسباتی که توسط محققان مختلف طی سال‌های مختلف مورد بررسی قرار گرفته، مورد مطالعه قرار گرفت.

مشخص گردید که محاسبات تنش‌های حرارتی قطعات اصلی توربین بخار که در ابتدا توسط مدل‌های ترمو-فیزیکی انجام می‌گرفت، از دهه ۱۹۹۰ میلادی به تدریج با مدل‌های ریاضیاتی که به عنوان جایگزینی برای دمای میانگین بکار گرفته می‌شدند، جایگزین شده است. مدل‌های ریاضیاتی سعی داشتند تا بر اساس دماهای مشخص شده بر سطح فلز، وضعیت تنش در حالت پایا و گذرا در قطعات جدار ضخیم را از حل معادلات ترموالاستیسیته، پیش‌بینی نماید. توسعه بعدی سیستم‌های نظارت بر تنش حرارتی، شامل حذف کامل سیستم پروب دما و جایگزین نمودن مدل‌های محاسباتی تنش‌های حرارتی بر اساس اندازه‌گیری‌های با استفاده از روش‌های استاندارد بود. تا این که روش مدلسازی تنش‌های حرارتی در روتور توربین را با استفاده از توابع گرین و انتگرال دوهمال و همچنین اندازه‌گیری دمای بخار در نقاط و موقعیت‌های بحرانی را پیشنهاد شد. نیاز به محاسبه دقیق تر تنش‌های حرارتی برای هندسه‌های پیچیده تر روتور و پوسته‌های ضخیم توربین‌های بخار از یک سو و از سوی دیگر توسعه سخت‌افزاری سیستم‌های محاسباتی، استفاده از روش‌های عددی مانند روش اجزای محدود که در نرم‌افزارهای تجاری ارائه شده را در سال‌های اخیر بطور قابل ملاحظه‌ای افزایش داده است. بر این اساس با اندازه‌گیری مقادیر دما در قسمت‌های مختلف توربین و پیش‌بینی دما بر روی سطح روتور، توزیع دما در هر لحظه محاسبه شده و سپس با استفاده از روش اجزای محدود توزیع تنش در قطعه تعیین می‌گردد. با تشخیص مقدار و مکان بیشینه تنش در زمان‌های مختلف و داشتن سیکل بارگذاری، می‌توان عمر باقی مانده قطعه مورد مطالعه را با استفاده از روابط توسعه داده شده برای خستگی تعیین نمود. شایان ذکر است که پایش تنش‌های حرارتی تنها محدود به روش‌های بالا نبود و در سال‌های اخیر روش‌های دیگری در این خصوص توسعه یافته و یا در حال توسعه می‌باشد که از میان آن‌ها می‌توان به شبکه عصبی و روش‌های یادگیری ماشین اشاره نمود.

سپس در فصل سوم انواع روش‌های محاسباتی و مدل‌های ریاضیاتی ارائه شده درخصوص چگونگی پیش‌بینی وضعیت تنش‌های حرارتی در توربین‌های بخار پرداخته ارائه گردید. در این خصوص مدل‌های که برای ارزیابی ضریب انتقال حرارت ارائه شده، برای بخش‌های مختلف توربین با توجه به شرایط بهره‌برداری آن تشریح گردید.

علاوه بر آن چگونگی محاسبات مقادیر دماها و تنش‌های گذرا در قطعات جدار ضخیم با استفاده از روش اجزای محدود (برای هندسه‌های پیچیده) و روش تابع گرین برای محاسبه تنش‌های حرارتی گذرا که می‌تواند در سیستم پایش تنش حرارتی بکار گرفته

شود، معرفی گردید. بدین ترتیب چالش‌های پیشرو در محاسبه مقادیر واقعی این تنش‌ها و تحقیقات گسترده‌ای که محققان برای دستیابی به این امر طی دهه‌های اخیر انجام دادند، تبیین گردید. نشان داده شد که پارامترهای استارت‌آپ واقعی از پارامترهای تئوری متفاوت می‌باشند و در نتیجه تخمین عمر باقی‌مانده قطعات بر اساس روابط تئوری نیازمند بازنگری و اصلاح می‌باشند. الزامات قابلیت انعطاف‌پذیری عملکردی بالا در نیروگاه‌ها و تفاوت بین مقادیر تئوری و واقعی در داده‌های بهره‌برداری شروع مجدد، ضرورت بکارگیری از فناوری‌های جدید پایش و کنترل خرابی اجزای حساس واحد را نمایان می‌کند.

در فاز بعدی این پروژه سعی خواهد شد که فناوری بکار رفته در این سیستم‌های پایش تنش‌های حرارتی با جزئیات بیشتر تشریح گردد و چالش‌های آن تبیین گردد و همچنین اهمیت آن در نیروگاه‌های سطح کشور، فناوری‌ها و مدل‌های محاسباتی آن‌ها مورد ارزیابی قرار گیرد.

فهرست مراجع

- [1] Tanuma, T., Advances in steam turbines for modern power plants. 2017: Woodhead Publishing.
- [2] Pirscher, A. Alstom steam turbine designs for AD700 power plant. in AD700 conference Milan. 2005.
- [3] PowerTech, V., Thermal Behavior of Steam Turbines. VGB PowerTech. eV, Essen, Germany, 1990.
- [4] Jin, J., Qin Z., and Yonghui X. Calculation and analysis of thermal stress for high pressure rotor of steam turbine. In First International Conference on Information Sciences, Machinery, Materials and Energy, pp. 276-279. Atlantis Press, 2015.
- [5] Eslami, M.R., et al., Theory of elasticity and thermal stresses. Vol. 197. 2013: Springer.
- [6] Banaszkiwicz, M., Steam turbines start-ups. Transactions of the institute of fluid-flow machinery, 2014.
- [7] Ulbrich, Sart-up Profiles, S.P.P. Generation, Editor. 2003.
- [8] IEC, Steam Turbine Part 1 Specification. 1991, IEC.
- [9] VDI/VDE 3508: Unit control of thermal power stations. 2009. p. 88.
- [10] Gazley Jr, C., Heat-transfer characteristics of rotational and axial flow between concentric cylinders. Transactions of the ASME, 1958. 1: p. 79-90.
- [11] Becker, K. and J. Kaye, The influence of a radial temperature gradient on the instability of fluid flow in an annulus with an inner rotating cylinder. ASME Journal of Heat Transfer, 1962: p. 111-106.
- [12] Kays, W. and E. Leung, Heat transfer in annular passages—hydrodynamically developed turbulent flow with arbitrarily prescribed heat flux. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1963. 6(7): p. 537-557.
- [13] Molozhen, L. and A. Polyak, Heat Transfer in Annulus Between Stationary and Rotating Co-axial Cylinders. Teploenergetika, 1970. 17(6): p. 46-50.
- [14] TRETYAKOV, P.G., Determination of coefficient of heat transfer in turbines from measurement data. Thermal Engineering, 1967. 14: p. 69-64.
- [15] Plotkin, E., L. AS, and I. Muratova, Investigation of heat-transfer conditions in k-200-130 turbine. Thermal Engineering, 1979. 18(1): p. 41-47.
- [16] Featherstone, P., S. Hother-Lushington, and E. Proctor. Thermal Behavior of Turbine Casings in High Output Generating Plant. in I. Mech. E., UK Conference Publication C. 1973.
- [17] Zabezhinskii, L., V. Pashnin, and V. Pokhoriler, Investigation of heat transfer conditions in casings of turbines with loop scheme of steam flows. Teploenergetika (Moscow);(USSR), 1981. 8: p. 461-463.
- [18] Adinarayana, N. and V. Sastri, Estimation of convective heat transfer coefficients in industrial steam turbines. 1996.

- [19] SHI, J.-y., Z.-c. DENG, and Y. YANG, Calculation of Heat Transfer Coefficients of Blade Grooves for Supercritical and Ultra-supercritical Steam Turbine Rotors. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2010. 7.
- [20] Born, D., et al. Thermal Modelling of an Intermediate Pressure Steam Turbine by Means of Conjugate Heat Transfer: Simulation and Validation. in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. 2016. American Society of Mechanical Engineers.
- [21] Łuczyński, P., et al., Thermostructural Analysis of Steam Turbine in Prewarming Operation With Hot Air. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019. 141(11): p. 111004.
- [22] Łuczyński, P., et al., Unsteady Conjugate Heat Transfer Investigation of a Multistage Steam Turbine in Warm-Keeping Operation With Hot Air. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019. 141(1).
- [23] Toebben, D., et al., Test rig for applied experimental investigations of the thermal contact resistance at the blade-rotor-connection in a steam turbine. *Journal of Turbomachinery*, 2019. 141(2): p. 021007.
- [24] Toebben, D., et al., Analytical heat transfer correlation for a multistage steam turbine in warm-keeping operation with air. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019. 141(1).
- [25] Toebben, D., et al., Investigation of Steam Turbine Warm-Keeping by Use of Air. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019. 141(11).
- [26] Pehle, L., et al. Comparison of Steam Turbine Pre-Warming and Warm-Keeping Strategies Using Hot Air for Fast Turbine Start-Up. in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. 2020. American Society of Mechanical Engineers.
- [27] Łuczyński, P., et al., Thermo-Structural Analysis of Steam Turbine Startup With and Without Integrated Prewarming System Using Hot Air. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2021. 143(3): p. 031017.
- [28] Pahl, G., W. Reitze, and M. Salm, Monitoring temperature changes in steam turbines. *The Brown Boveri Rev*, 1964. 51(3): p. 165-175.
- [29] Sindelar, R., Control of the level of heat stress of the steam turbine metal during start-up and load changes. *Skoda Rev*, 1972. 4: p. 19-30.
- [30] Dawson, R., Monitoring and control of thermal stress and component life expenditure in steam turbines. England, Rugby, 1989.
- [31] Timo, D. Designing turbine components for low-cycle fatigue. in *Proc. Int. Conf. on Thermal Stresses and Fatigue*, Berkeley. 1969.
- [32] Mayer, K. and D. Tremmel. The Thermal Fatigue of Components in Steam Power Plants. in *Low-Cycle Fatigue Strength and Elasto-Plastic Behaviour of Materials\ Proc. Conf.*, Stuttgart, W. Germany, Oct. 1979. 1979.
- [33] Härkegard, G. Designing steam turbines for transient thermal loading'. in *Proc. Int. Conf. on High Temperature Structural Design*, ESIS. 1984.
- [34] Holdsworth, S.R., E. Mazza, and A. Jung. Creep-fatigue damage development during service-cycle thermo-mechanical fatigue tests of 1CrMoV rotor steel. in *Proc. 9th*

- International Conference on The Mechanical Behavior of Materials, Geneva, Switzerland. 2003. Citeseer.
- [35] Mao, X., G. Wang ,and Z. Ma, Study on Low-Cycle Fatigue Damage Behavior of 30Cr1MolV Rotor Steel. China Power37 (10), 2004: p. 58-61.
- [36] Barella, S., et al., Failure analysis of a steam turbine rotor. Engineering Failure Analysis, 2011. 18(6): p. 1511-1519.
- [37] Mezhlumov, M., D. Pereverzev, and V. Palei, Investigation of the flexibility characteristics of high capacity steam turbine plants on models of their thermal state. Thermal Engineering, 1981. 28(2): p. 116-119.
- [38] Onda, M. and Y. Sugita, Measurement of thermal stress of a steam turbine in operation with on-line instrumentation system. Online keisoku system ni yoru jikki joki turbine casing no netsuoryoku sokutei. Chubu Denryoku KK Kenkyu Shiryo (Memoirs of the Chubu Electric Power Co., Ltd.);(Japan), 1990. 84: p .80-71.
- [39] Alwar, R. and S. Srinivasarao, Thermal stress analysis of the parting plane flange joint of an industrial steam turbine. The Journal of Strain Analysis for Engineering Design, 1993. 28(3): p. 175-180.
- [40] Rao, P.D., A. Sarkar, and V. Sastri, Finite element analysis of the three-dimensional transient temperature field in steam turbine casings. International journal of mechanical sciences, 1993. 35(7): p. 587-595.
- [41] Jun-pn, L., et al., 3-Dimensional Finite Element Analysis of a Nuclear Steam Turbine's HP Casing. Power Engineering, 1995. 2.
- [42] Xian, H. and N. Wei-don, Modelling of Thermal Stress in Steam Turbine Rotors: A Frequency-Response Approach. Power Engineering, 1995: p. 06.
- [43] Guang, Z. and B. Zhang, Two-Dimensional Separation Model for Monitoring Thermal Stress of Steam Turbine Rotor. Proceedings-Chinese Society Of Electrical Engineering, 1996. 16: p. 38-41.
- [44] Zhi, X., G. He, and K. Kou, An Analytical Recurrence Method For Calculating The Thermal Stresses of Steam Turbine Rotor With A Central Hole. Journal of Engineering Thermophysics, 1997. 18: p. 484-488.
- [45] Lausterer, G.K., On-line thermal stress monitoring using mathematical models. Control engineering practice, 1997. 5(1): p. 85-90.
- [46] Jing, J.P., et al., A continuum damage mechanics model on low cycle fatigue life assessment of steam turbine rotor. International journal of pressure vessels and piping, 2001. 78(1): p. 59-64.
- [47] Rusin, A., W. Radulski, and M. Banaszkiwicz. The Use of Duhamel's Integral in Lifetime Supervision Systems of Steam Turbines. in 5th Conference on Research Problems in Power Engineering. 2001.
- [48] Rusin, A., et al. Optimisation of start-up parameters of steam turbines. in 6th Conference on Research Problems in Power Engineering. 2003.

- [49] Yi-min, L. „Temperature field and thermal stress finite element analysis of a 50mw steam turbine's cylinder in a power plant. Thermal Power Generation, 2003. 9.
- [50] Namburi, A.N., Method of on-line monitoring of radial clearances in steam turbines. 2003: United States.
- [51] Lee, B.-Y., W.-J. Kim, and H.-M. Shin, Finite Element Analysis and Evaluation of Casting Defects of Steam Turbine Valve Casings of Power Plants. Journal of the Korean Society of Marine Engineering, 2005. 29(5): p. 571-578.
- [52] Guzović, Z., B. Matijašević, and T. Mihalić, Characteristics of Non-Stationary Thermal Stresses in Steam Turbine Rotor. 2006, TMT.
- [53] Guzović, Z., S. Sviderek, and T. Mihalić. Characteristics of non-stationary thermal stresses in steam turbine rotor along central bore. in Proceedings of the 12th International Research/Expert Conference “Trends in the Development of Machinery and Associated Technology. 2008. Citeseer.
- [54] Guzović, Z., B. Matijašević, and T. Mihalić. Characteristics of Non-Stationary Thermal Stresses in the Low-Pressure Part of the Rotor. in Proceedings of 15th International Research/Expert Conference” Trends in the Development of Machinery and Associated Technology”-TMT 2011. 2011. University of Zenica.
- [55] Guzović, Z., K. Kovačić, and T. Mihalić. Non-stationary temperature stresses in the industrial steam turbine rotor. in Proceedings of The 16th International Research/Expert Conference” Trends in the Development of Machinery and Associated Technology”-TMT 2012. 2012. Faculty of Mechanical Engineering in Zenica.
- [56] LI, M., J.-m. YANG, and Y. BAI, Thermal-stress Analysis of Steam Turbine Rotor with ALGOR [J]. Turbine Technology, 2008. 4.
- [57] Zhoukou, G., Online computing and controlling method for steam turbine high and medium pressure rotator equivalent stress. 2006: China.
- [58] Zhang, X., High temperature rotors: failure mechanisms and remnant life assessment. Journal of pressure vessel technology, 2009. 131(1).
- [59] Li, Y., H. Sun, and Y. Nie. Thermal stress analysis of 600MW steam turbine rotor in different governing modes. in 2010 Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference. 2010. IEEE.
- [60] Song, G., B. Kim, and S. Chang, Fatigue life evaluation for turbine rotor using Green's function. Procedia engineering, 2011. 10: p. 2292-2297.
- [61] Zhang, C., et al. Thermal stress analysis for rotor of 600MW supercritical steam turbine. in 2011 International Conference on Consumer Electronics, Communications and Networks (CECNet). 2011. IEEE.
- [62] Bhorkar, S.P. and A. Vanalkar, Transient thermal analysis of a steam turbine rotor. International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA), 2012. 2(3): p. 4.
- [63] Holdsworth, S., et al. Effectiveness verification of creep-fatigue assessment procedures for fast-starting steam turbines. in Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. 2012. American Society of Mechanical Engineers.

- [64] Mao, J., et al. Multiaxial creep-fatigue life prediction on the rotor of a 1000MW supercritical steam turbine. in Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. 2012. American Society of Mechanical Engineers.
- [65] Marinescu, G. and A. Ehram. Experimental Investigation Into Thermal Behavior of Steam Turbine Components: Part 2—Natural Cooling of Steam Turbines and the Impact on LCF Life. in Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. 2012. American Society of Mechanical Engineers.
- [66] Marinescu, G., et al. Experimental investigation into thermal behavior of steam turbine components: Part 3—startup and the impact on lcf life. in Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. 2013. American Society of Mechanical Engineers.
- [67] Rusin, A., G. Nowak, and M. Lipka, Practical algorithms for online thermal stress calculations and heating process control. *Journal of Thermal Stresses*, 2014. 37(11): p. 1286-1301.
- [68] Ramesh, J., C.V.B. Reddy, and B. Jayachandrabiah, Design and Analysis of HP steam turbine casing for Transient state condition. on *IJCER*, 2012. 2(5): p. 1173-1178.
- [69] Spelling, J., M. Jöcker, and A. Martin, Thermal modeling of a solar steam turbine with a focus on start-up time reduction. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 2012. 134(1).
- [70] Topel, M., et al., Operational improvements for startup time reduction in solar steam turbines. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2015. 137(4).
- [71] Venkatesh, K., et al., Residual life assessment of 60 MW steam turbine rotor. *International Journal of Scientific and Research Publications*, 2012. 2(8): p. 1-11.
- [72] Sun, Y.-J., et al., Online life estimation for steam turbine rotor. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 2013. 26(1): p. 272-279.
- [73] Vogt, J., T. Schaaf, and K. Helbig. Optimizing lifetime consumption and increasing flexibility using enhanced lifetime assessment methods with automated stress calculation from long-term operation data. in Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. 2013. American Society of Mechanical Engineers.
- [74] Beer, W., L. Propp, and L. Voelker. A simplified analytical approach for calculating the start-up time of industrial steam turbines for optimal and fast start-up procedures. in Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. 2015. American Society of Mechanical Engineers.
- [75] Bruzzone, S., et al. Thermo-Mechanical Rotor Analysis Tuned by Engine Operational Data. in Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. 2015. American Society of Mechanical Engineers.
- [76] Reddy, M.C.S., Design and Analysis of Steam Turbine Rotor. *Technology*, 2015. 6(11): p. 195-201.
- [77] Hu, Y., et al. Lifetime Assessment of Steam Turbine Casing. in Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. 2015. American Society of Mechanical Engineers.

- [78] Dominiczak, K., et al. On-line prediction of temperature and stress in steam turbine components using neural networks. in Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. 2015. American Society of Mechanical Engineers.
- [79] Banaszkiwicz, M., On-line monitoring and control of thermal stresses in steam turbine rotors. Applied Thermal Engineering, 2016. 94: p. 763-776.
- [80] Banaszkiwicz, M., Online determination of transient thermal stresses in critical steam turbine components using a two-step algorithm. Journal of Thermal Stresses, 2017. 40(6): p. 690-703.
- [81] Moroz, L., B. Frolov, and R. Kochurov. Steam turbine rotor transient thermo-structural analysis and lifetime prediction. in Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. 2016. American Society of Mechanical Engineers.
- [82] Patil, M. and A. Muddebihal, To Study the Steady State Thermal Analysis of Steam Turbine Casing. International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, 2016. 5(1): p. 7.
- [83] Pusch, D., et al. Setup, validation and probabilistic robustness estimation of a model for prediction of LCF in steam turbine rotors. in Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. 2016. American Society of Mechanical Engineers.
- [84] Topel, M., et al., Differential expansion sensitivity studies during steam turbine startup. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2016. 138(6).
- [85] Topel, M., et al., Investigation into the thermal limitations of steam turbines during start-up operation. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2018. 140(1).
- [86] Zhao, N., et al. Mechanical Behavior Study of Steam Turbine Casing Bolts Under In-Service Conditions. in Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. 2016. American Society of Mechanical Engineers.
- [87] Koliadiuk, A.S. and M.H. Shulzhenko, Thermal and stress state of the steam turbine control valve casing, with the turbine operation in the stationary modes. Проблемы машиностроения, 2019. 22(2): p. 37-44.
- [88] Kostenko, Y., D. Velmann, and S. Hecker. Steam Turbine Hot Standby: Electrical Pre-Heating Solution. in Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. 2019. American Society of Mechanical Engineers.
- [89] Moroz, L., Steam Turbine Thermal Stress Online Monitoring Technology, in 17th EPRI Steam Turbine Generator Workshop, Turbine Generator Users Group Meeting & Vendor Exhibition. 2017: Pittsburgh, PA, US.
- [90] Bohn, D., et al., Numerical and Analytical Investigation of Heat Transfer Mechanisms and Flow Phenomena in an Intermediate Pressure Steam Turbine Blading During Startup. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2021. 143(2): p. 021019.
- [91] Brilliant, H.M. and A.K. Tolpadi. Analytical approach to steam turbine heat transfer in a combined cycle power plant. in Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. 2004.
- [92] Traupel, W., Geänderte Betriebsbedingungen, Regelung, Mechanische Probleme, Temperaturprobleme. 1982: Springer.

شناسایی نیازهای نیروگاه‌های کشور در بکارگیری سیستم‌های
پایش آنلاین تنش‌های حرارتی و بررسی عدم قطعیت‌ها

فهرست مطالب

پیشگفتار.....	ا
مقدمه.....	ب
۱ معرفی سیستم های آنلاین پایش تنش های حرارتی.....	۱
۱-۱ مقدمه و آشنایی با سیستم های پایش تنش های حرارتی.....	۱
۱-۲ نحوه ی عملکرد یک نمونه سیستم پایش آنلاین تنش حرارتی.....	۱
۱-۳ فناوری حسگرها و ابزارهای دقیق در سیستم های پایش تنش حرارتی.....	۴
۱-۴ روند توسعه سیستم های پایش تنش های حرارتی.....	۸
۱-۵ معرفی نمونه هایی از سیستم های پایش تنش های حرارتی.....	۱۱
۱-۶ جمع بندی.....	۱۶
۲ شناسایی نیازهای واحدهای بخار کشور به سیستم های آنلاین پایش تنش های حرارتی.....	۱۸
۱-۲ مقدمه.....	۱۸
۲-۲ معرفی نمونه هایی از توربین های بخار موجود در کشور.....	۲۰
۱-۲-۲ مشخصات توربین بخارهای مورد استفاده در سیکل ترکیبی.....	۲۰
۲-۲-۲ توربین بخار ۴۴۰ مگاواتی.....	۲۷
۲-۲-۲ توربین بخار ۲۵۰ مگاواتی.....	۲۸
۳-۲ جمع بندی.....	۳۱
۳ بررسی عدم قطعیت و دقت تنش های حرارتی پیش بینی شده.....	۳۳
۱-۳ مقدمه.....	۳۳
۲-۳ چالش های مربوط به عدم قطعیت در سیستم های آنلاین تنش حرارتی.....	۳۴
۱-۲-۳ مشکلات مربوط عملکرد نامناسب حسگرها.....	۳۴
۲-۲-۳ دقت پیش بینی تنش های حرارتی.....	۳۴

۳-۳ نتیجه گیری..... ۳۶

فهرست مراجع..... ۳۷

فهرست اشکال

- شکل ۱-۱. نمایش شماتیک کاربرد اصلی سیستم پایش تنش حرارتی برای محاسبه حاشیه اختلاف دما [۱]..... ۲
- شکل ۱-۲. چگونگی قرارگیری ترموکوپل برای دریافت داده‌های مربوط به دما در سطح و تار میانی جهت ثبت اختلاف دما در ضخامت یک قطعه جدار ضخیم توربین بخار [۴ و ۵]..... ۳
- شکل ۱-۳. اختلاف دمای مجاز بر روی یک نمونه شفت توربین بخار [۴]..... ۴
- شکل ۱-۴. انواع نمونه‌های فشارسنج‌ها [۵]..... ۵
- شکل ۱-۵. نمونه فشارسنج مورد استفاده در توربین‌های بخار [۵]..... ۶
- شکل ۱-۶. انواع نمونه‌های ترموکوپل [۵]..... ۷
- شکل ۱-۷. نمونه ترموکوپل مورد استفاده در توربین‌های بخار [۵]..... ۸
- شکل ۱-۸. مدل آنالوگ برای پایش وضعیت تنش حرارتی یک روتور [۶]..... ۹
- شکل ۱-۹. کنترلرهای بر پایه میکروپردازنده برای پایش تنش حرارتی [۵]..... ۹
- شکل ۱-۱۰. جریان مجموعه الگوریتم‌ها و اطلاعات از زیرسیستم تشخیص و پایش توربین [۶]..... ۱۰
- شکل ۱-۱۱. شمای کلی از فرآیند پایش تنش حرارتی و ارزیابی عمر باقی مانده اجزای اصلی [۶]..... ۱۱
- شکل ۱-۱۲. بلوک دیاگرام محاسبه گر تنش حرارتی توربومکس [۶]..... ۱۲
- شکل ۱-۱۳. ایده کلی ساختار سیستم توربومکس ۷ [۵]..... ۱۳
- شکل ۱-۱۴. ارزیاب تنش حرارتی زیمنس در قالب سیستم کنترلی توربین بخار [۴]..... ۱۴
- شکل ۱-۱۵. ساختار کنترلر تنش حرارتی زیمنس [۶]..... ۱۴
- شکل ۱-۱۶. تعیین نقاط معرف دما برای تنش‌های شفت [۶]..... ۱۵
- شکل ۱-۱۷. عملکرد سیستم ارزیاب تنش حرارتی BHEL در سیستم کنترل توربین [۶]..... ۱۶
- شکل ۲-۱. توربین بخار MST-50C [۱ و ۱۵]..... ۲۱
- شکل ۲-۲. دیاگرام شیرهای کنترلی توربین سری E [۳]..... ۲۲
- شکل ۲-۳. تغییرات دمای ورودی توربین بخار، فشار، بارگیری و سرعت هنگام راه‌اندازی شروع مجدد سرد با دمای ۵۰ درجه سانتیگراد [۴]..... ۲۳

- شکل ۲-۴. توربین بخار MST-70 [۱۵]..... ۲۴
- شکل ۲-۵. محفظه بخار توربین ۳۲۰ مگاواتی..... ۲۵
- شکل ۲-۶. ساختار داخلی توربین بخار MST-70 همراه با مشخصات بخار ورودی [۱۵]..... ۲۶
- شکل ۲-۷. تغییرات وضعیت حرارتی روتور HP توربین بخار ۳۰۰ مگاواتی در شروع مجدد گرم [۶]..... ۲۷
- شکل ۲-۸. نمایش سطح مقطع توربین ۴۴۰ مگاواتی بخار نکا..... ۲۸
- شکل ۲-۹. نمودار بالانس حرارتی توربین ۴۴۰ مگاواتی بخار نکا..... ۲۸
- شکل ۲-۱۰. توربین‌های HP&IP و LP ۲۵۰ مگاواتی میتسوبیشی..... ۲۹
- شکل ۲-۱۱. بالانس حرارتی توربین بخار میتسوبیشی ۲۵۰ مگاواتی در بار نامی..... ۲۹
- شکل ۲-۱۲. گاورنینگ ولوها و لوله‌های محفظه بخار..... ۳۱
- شکل ۳-۱. آمار مربوط به خرابی احتمالی نیروگاه حرارتی [۶]..... ۳۴

فهرست جداول

- جدول ۲-۱ اطلاعات توربین‌های بخار موجود در کشور برای سیکل ساده بخار..... ۱۸
- جدول ۲-۲ اطلاعات توربین‌های بخار مورد استفاده در نیروگاه‌های سیکل ترکیبی موجود در کشور..... ۱۹
- جدول ۲-۳ اطلاعات ترمودینامیکی بدست آمده از دیاگرام بالانس حرارتی در توان ۲۵۰ مگاوات..... ۳۰

پیشگفتار

پروژه بررسی فناوری‌های پایش آنلاین تنش حرارتی در توربین‌های بخار در اسفند ماه سال ۱۳۹۹ به کارفرمائی پژوهشگاه نیرو در گروه تجهیزات دوار مکانیکی تصویب شد. این گزارش مربوط به فاز دوم و نهایی این پروژه بوده که شامل شناسایی نیازهای نیروگاه‌های کشور در بکارگیری سیستم‌های پایش آنلاین تنش‌های حرارتی و بررسی عدم قطعیت‌ها می‌باشد. در این گزارش، در ابتدا به معرفی سیستم‌های آنلاین پایش تنش‌های حرارتی، سپس چگونگی کارکرد آن‌ها در ارزیابی این مقادیر و نقش و نحوه عملکرد آن‌ها در جلوگیری از پدیدار شدن مقادیر غیرمجاز حین بهره‌برداری در مودهای مختلف در توربین‌های بخار پرداخته خواهد شد. به عبارت دیگر مفاهیم اولیه و مشخصات و نحوه کار سیستم‌های آنلاین پایش تنش حرارتی تشریح می‌شود. نمونه‌هایی از سیستم‌های پایش تنش حرارتی ارائه شده توسط شرکت‌های معتبر معرفی خواهند شد. علاوه بر آن حسگرها مورد نیاز برای اندازه‌گیری دما و فشار در این سیستم‌ها و سیستم پایشی آن با توجه به واحد بخار بررسی خواهند شد. سپس با مروری بر چندین نوع از توربین‌های بخار کشور، کاربرد و نیاز سیستم‌های آنلاین تنش حرارتی در این توربین‌ها بررسی و ارزیابی قرار خواهد گرفت. همچنین اهمیت شناسایی انعطاف‌پذیری واحدهای بخار جهت کاهش زمان استارت‌آپ واحد بخار و بهره‌برداری بهینه و همچنین مدیریت چرخه عمر قطعات متأثر از تنش حرارتی از طریق این سیستم‌های پایشی مورد بررسی قرار خواهد گرفت. کارایی این سیستم در خصوص دستیابی و محاسبه مقادیر زمان ساعت کارکرد معادل واحد بخار مورد ارزیابی قرار خواهد گرفت. در انتهای این فاز نیز با توجه به میزان دسترسی به داده‌ها، ساده‌سازی‌های انجام شده در روش‌ها و مدل‌ها، وجود عدم قطعیت بدلیل اثرات پارامترهای فیزیکی در نظر گرفته نشده و احتمال انحرافات در اندازه‌گیری پارامترها به بررسی دقت تنش‌های حرارتی پرداخته شده و همچنین سناریوهای احتمالی بدلیل وجود این عدم قطعیت‌ها در پیاده‌سازی این سیستم‌ها بررسی خواهند شد.

"این گزارش مربوط به مرحله دوم و پایانی از پروژه بررسی فناوری‌های پایش آنلاین تنش حرارتی در توربین‌های بخار است که پشتیبانی آن، بر عهده گروه پژوهشی تجهیزات دوار و نظارت بر/داوری آن، بر عهده جناب آقای دکتر آیدین غزنوی بوده است."

مقدمه

تقاضا برای بهره‌برداری انعطاف‌پذیر از نیروگاه‌های موجود بدلیل رشد قابل توجه مراکز تولید انرژی‌های تجدیدپذیر در دنیا و مشارکت واحدها در مباحث مربوط به مدیریت شبکه مانند کنترل فرکانس و تغییرات بار در دهه اخیر افزایش چشمگیری یافته است. تنش حرارتی در قسمت‌های جدار ضخیم توربین بخار، بطور خاص روتور و پوسته‌های آن، عامل اصلی محدودکننده بهره‌برداری انعطاف‌پذیر از چنین واحدهایی محسوب می‌شود. چرا که سبب آسیب اجزای جدار ضخیم بدلیل خستگی کم چرخه ناشی از تنش‌های حرارتی گذرا و کاهش عمر آن اجزا در اثر خزش ناشی از قرارگیری در معرض دمای بالا خواهد شد. تنش‌های حرارتی بدلیل تفاوت اختلاف دمای غیرثابت در راستای ضخامت اجزا پدیدار می‌شود. مدت زمانی که برای گرمایش توربین‌ها صرف می‌شود برای جلوگیری از

بروز تنش‌های حرارتی است که عدم توجه به آن در زمان راه اندازی می‌تواند منجر به بروز صدمات جبران ناپذیری از جمله آسیب رسیدن به توربین و یا حداقل کاهش عمر عملکردی آن شود.

الزامات متناقض برای طراحی توربین بخار در سیکل‌های ترکیبی شامل مواردی همچون شروع بکار (استارت‌های) سریع، برخورداری از قابلیت انعطاف‌پذیری در بهره‌برداری و در عین حال دستیابی به طول عمر بالای قطعات واحد می‌باشد. شایان ذکر است که الزامات مربوط به طراحی عمر توربین بخار بر اساس نمودارهای استارت‌آپ (شروع به کار) آن مشخص می‌شود.

تحقیقات صورت گرفته نشان می‌دهد پارامترهای شروع به کار (استارت‌آپ) واقعی از پارامترهای تئوری متفاوت می‌باشند و در نتیجه تخمین عمر باقی‌مانده قطعات بر اساس روابط تئوری نیازمند بازنگری و اصلاح می‌باشند. الزامات قابلیت انعطاف‌پذیری عملکردی بالا در نیروگاه‌ها و تفاوت بین مقادیر تئوری و واقعی در داده‌های بهره‌برداری شروع مجدد، ضرورت بکارگیری از فناوری‌های جدید پایش و کنترل خرابی اجزای حساس واحد را نمایان می‌کند. پایش پیوسته اختلاف دماهای ایجاد شده در مراحل مختلف بهره‌برداری می‌بایست توسط مدل‌های ریاضیاتی رسانی روتور بر اساس دماهای بخار اندازه‌گیری شده باشد. به عبارت دیگر، سیستم‌های مربوط به این فناوری‌ها از طریق انجام اندازه‌گیری در بخش‌های مختلف توربین و مدل‌های ریاضیاتی قادرند تنش‌های حرارتی را محاسبه و آن را کنترل نمایند. این روش کنترلی منجر به ارزیابی سطح تنش واقعی در توربین بخار، محافظت آن از تنش‌های حرارتی از طریق پایش دمای بخار و جریان آن، حین کارکرد پایا و گذرا و اطمینان از کمترین زمان ممکنه برای شروع مجدد واحد برای حفظ تعداد استارت‌آپ‌های گارانتی شده آن خواهد شد. فناوری پایش آنلاین تنش‌های حرارتی با وجود رشد گسترده در شرکت‌های معتبر دنیا در داخل به اندازه کافی رشد نکرده است و ضرورت هدایت فعالیت‌های صنعتی و دانشگاهی در این راستا کاملاً احساس می‌شود. پژوهش حاضر سعی در بررسی روند رشد این فناوری در دنیا و بررسی توان و پتانسیل داخلی در جهت بکارگیری آن در واحدهای متشکل از توربین بخار دارد. هدف نهایی تحقیق، شناسایی اساس و نحوه کار سیستم‌های آنلاین پایش تنش حرارتی در توربین‌های بخار جهت یافتن پتانسیل‌ها و خلاءهای موجود داخل نسبت به پیشرفت‌های جهانی در این زمینه است.

برای این نیل به این هدف در ابتدا اساس کار فناوری پایش آنلاین تنش حرارتی معرفی شوند. پتانسیل‌ها و خلاهای موجود در زمینه استفاده از پایش تنش‌های حرارتی در واحدهای بخاری معرفی گردد. افزایش بهره‌وری با استارت‌آپ‌های سریع و مدیریت چرخه عمر قطعات جدار ضخیم توربین بخار از طریق بکارگیری این سیستم‌ها تعیین و روش‌های نوین و ایده‌های احتمالی در این

زمینه مطرح شود. در نهایت بررسی دقت این سیستم از جنبه‌های گوناگون ارزیابی شده و سناریوهای احتمالی بدلیل وجود عدم قطعیت‌ها در پیاده‌سازی‌های احتمالی این سیستم‌ها مورد بررسی قرار گیرد.

این گزارش مربوط به فاز دوم و نهایی بررسی فناوری‌های پایش آنالاین تنش حرارتی در توربین‌های بخار، شامل شناسایی نیازهای نیروگاه‌های کشور در بکارگیری سیستم‌های پایش آنالاین تنش‌های حرارتی و بررسی عدم قطعیت‌ها می‌باشد. در این گزارش، در ابتدا به معرفی سیستم‌های آنالاین پایش تنش‌های حرارتی و چگونگی کارکرد آن‌ها در ارزیابی این مقادیر و نقش و نحوه‌ی عملکرد آن‌ها در جلوگیری از پدیدار شدن مقادیر غیرمجاز حین بهره‌برداری در مودهای مختلف در توربین‌های بخار پرداخته خواهد شد. به عبارت دیگر مفاهیم اولیه و مشخصات و نحوه‌ی کار سیستم‌های آنالاین پایش تنش به اختصار توضیح داده می‌شود. همچنین تعدادی از سیستم‌های پایش تنش حرارتی ارائه شده توسط شرکت‌های معتبر معرفی خواهند شد. سپس با مروری بر چندین نوع از توربین‌های بخار کشور، کاربرد و نیاز سیستم‌های آنالاین تنش حرارتی در این توربین‌ها جهت بهره‌برداری در شرایط مختلف مورد بررسی و ارزیابی قرار خواهد گرفت. همچنین اهمیت شناسایی انعطاف‌پذیری واحدهای بخار کشور جهت کاهش زمان استارت‌آپ واحد بخار و بهره‌برداری بهینه و همچنین مدیریت چرخه عمر قطعات متاثر از تنش حرارتی از طریق این سیستم‌های پایشی مورد بررسی قرار خواهد گرفت. همچنین کارایی این سیستم در خصوص دستیابی و محاسبه مقادیر زمان ساعت کارکرد معادل واحد بخار در اثر تغییرات دما حین مشارکت در کنترل فرکانس و تغییرات بار مورد ارزیابی قرار خواهد گرفت. علاوه بر آن حسگرها مورد نیاز برای اندازه‌گیری دما و فشار در این سیستم‌ها و سیستم پایشی آن با توجه به نمونه‌ای از واحد بخار کشور بررسی خواهد شد. در نهایت اهمیت و نیاز نمونه‌ای از واحدهای بخار کشور تبیین و تعیین خواهد شد. در انتهای این فاز نیز با توجه به میزان دسترسی به داده‌ها، ساده‌سازی‌های انجام شده در روش‌ها و مدل‌ها، وجود عدم قطعیت بدلیل اثرات پارامترهای فیزیکی در نظر گرفته نشده و احتمال انحرافات در اندازه‌گیری پارامترها به بررسی دقت تنش‌های حرارتی پرداخته شده و همچنین سناریوهای احتمالی بدلیل وجود این عدم قطعیت‌ها در پیاده‌سازی این سیستم‌ها بررسی خواهند شد.

۱ معرفی سیستم‌های آنلاین پایش تنش‌های حرارتی

۱-۱ مقدمه و آشنایی با سیستم‌های پایش تنش‌های حرارتی

بطور کلی یک سیستم ارزیاب و پایش تنش حرارتی در یک توربین بخار محاسبات خودکاری از مقادیر حرارتی بحرانی در توربین به منظور ایجاد بهترین راهنما برای بهره‌برداری، یعنی حرکت واحد از یک فاز شروع مجدد تا مرحله بعدی، فراهم می‌کند. داده‌های مربوطه از ترموکوپل‌ها، فشارسنج‌ها و سایر ابزارآلات دقیق اندازه‌گیری جمع‌آوری شده تا سیستم قادر باشد که شرایط بهره‌برداری ایده‌آل، با کمترین آسیب به توربین را از روی مقادیر استخراج شده از سیگنال شناسایی کند. سیستم‌های پایش تنش حرارتی، شتاب توربین و میزان بارگیری را به منظور حفاظت از اجزا در برابر ترک‌های خستگی حرارتی بخاطر نوسانات دمایی داخلی کنترل می‌کند. به عبارت دیگر، سیستم کنترل‌کننده تنش‌های حرارتی توربین اختلاف دمای دو قسمت سرد و گرم جسم را مقیاسی بر میزان تنش‌های حرارتی قرار می‌دهد و در تمام مراحل بهره‌برداری توربین اجازه نمی‌دهد که این اختلاف دما از حد مجاز فراتر رود. تنش‌های حرارتی در روتور محاسبه شده و بر اساس دماهای واقعی اندازه‌گیری شده توسط ترموکوپل‌ها که در موقعیت‌های استراتژیک در سراسر توربین واقع شده است صورت می‌گیرد. تنش‌های حرارتی با تنش‌های بیشینه مجاز مقایسه شده و تفاوت به میزان که برای بهره‌برداری به صورت تغییرات سرعت و بار تبدیل می‌شود، ارسال می‌گردد [۱ و ۲].

همانطور که اشاره گردید برای پایش و ثبت تنش حرارتی اجزای جدار ضخیم توربین بخار حین گرمایش و سرمایش از سیستم پایش تنش حرارتی استفاده می‌کنند. تنش حرارتی از اختلاف دمای دیواره داخلی اجزا ایجاد می‌گردد. برای مقایسه تنش حرارتی با مقادیر و حدود مجاز گرمایش و سرمایش مشخص شده از این سیستم استفاده می‌شود. نتیجه نهایی به عنوان حاشیه دما شناخته می‌شود که محدوده بالا و پایین آن بصورت پیوسته برای کنترلرهای توربین بخار ارسال می‌گردد. در موارد حاشیه‌های دمایی بسیار کم (بطور مثال ۳۰ درجه)، تنش حرارتی توربین توسط کنترلر توربین بخار کاهش می‌یابد [۳]. برای این منظور گام‌هایی برای برنامه شروع مجدد توربین بخار تعریف می‌گردد. سیستم‌های پایش تنش حرارتی برای محاسبه مقادیر سوپرهیتینگ بخار اصلی و بخار بازگرمایش شده (ریپیت) واقعی نیز استفاده می‌شوند. همچنین برای تولید ست‌پوینت‌های دمایی بهینه برای بخار اصلی و بازگرمایش به منظور شروع مجدد سریع توربین بخار با ملاحظه مقادیر تنش حرارتی مجاز نیز بکار برده می‌شود. علاوه بر آن برای محاسبه تنش‌های انباشته (عمر باقی مانده) قطعات توربین تحت تنش بالا استفاده خواهند شد. این تحلیل خستگی داخل سیستم کنترل و پایش تنش حرارتی انجام شده و و داخل یک سیستم کامپیوتری اجرا می‌گردد. با در نظر گرفتن سه مود شروع مجدد (سریع، عادی و آهسته) نیروگاه را می‌توان با قابلیت انعطاف پذیر بالا بهره‌برداری نمود.

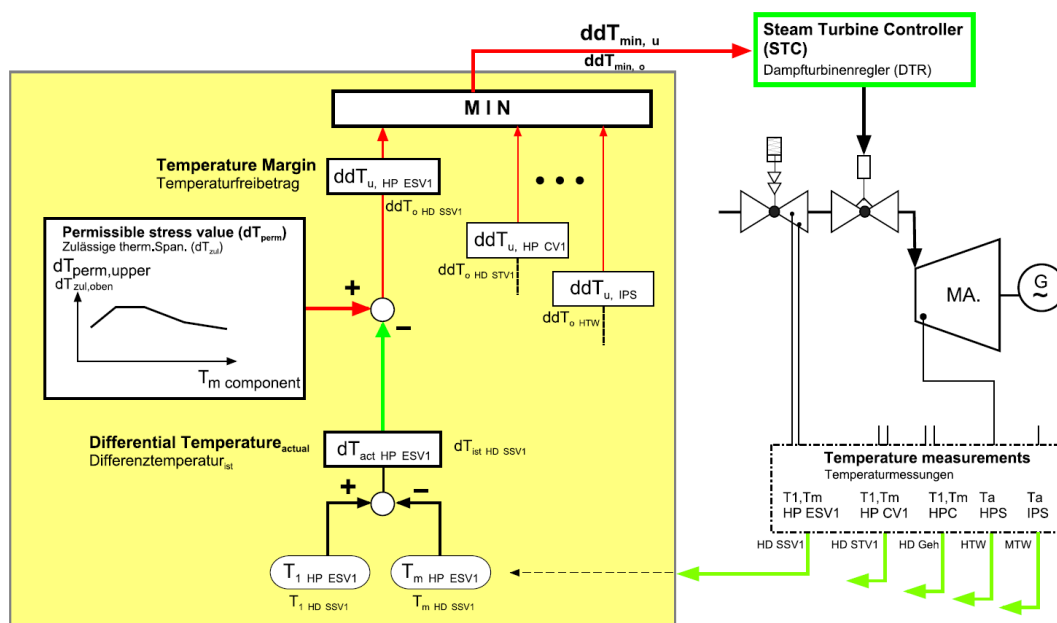
با توجه به معرفی اولیه سیستم‌های پایش تنش حرارتی، در ادامه به نحوه‌ی عملکرد آن‌ها برای یک نمونه پرداخته خواهد شد.

۱-۲ نحوه‌ی عملکرد یک نمونه سیستم پایش آنلاین تنش حرارتی

همانطور که ذکر شد در توربین بخار سیستم کنترل و پایش تنش‌های حرارتی وظیفه دارد با نظارت بر تجهیزات مرتبط با توربین بخار اعم از پوسته، شفت و ولوهای مرتبط با توربین اجازه ندهد که در معرض تنش‌های غیر مجاز قرار بگیرند. این نظارت در تمام مراحل بهره‌برداری از توربین از راه اندازی تا توقف آن جریان دارد. این سیستم از تفاوت‌های دمایی به عنوان معیاری برای میزان تنش حرارتی موجود در قطعات و تجهیزات اصلی توربین استفاده می‌کند. همانطور که در گزارش فاز اول تشریح گردید،

تنش حرارتی با اختلاف دما رابطه مستقیم دارد و وظیفه سیستم ارزیاب تنش حرارتی این است که اختلاف دمای موجود در قطعات اصلی را با اختلاف دمای مجاز مقایسه کند که حاصل این مقایسه کمیت مهمی تحت عنوان حاشیه اختلاف دما^۱ است. همان طور که در شکل ۱-۱ نشان داده شده است در ابتدا در چندین قسمت از توربین، اندازه‌گیری‌های دما انجام می‌شود، که این قسمت‌ها عبارتند از [۱]:

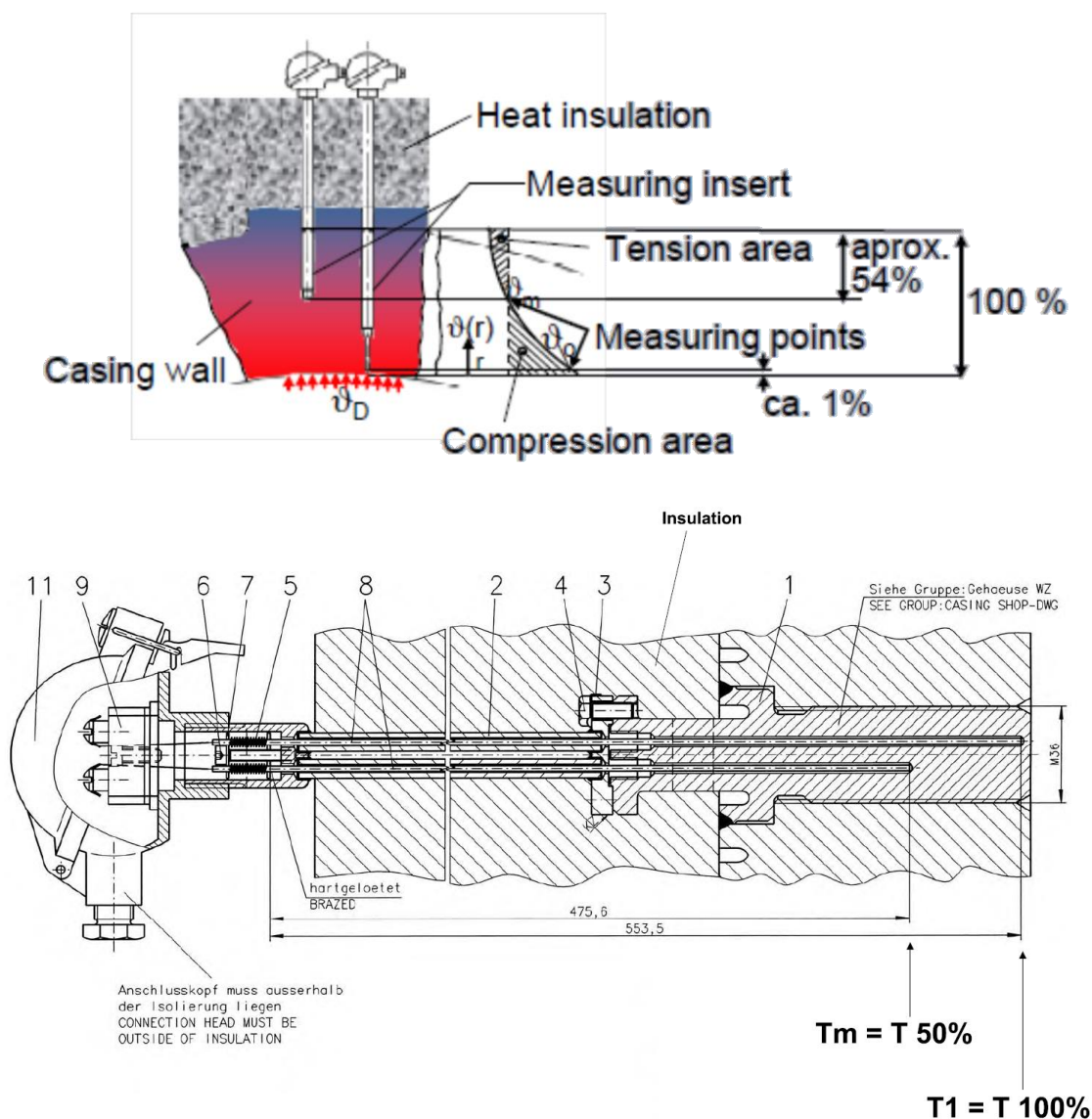
- ۱- دمای جداره داخلی و میانی شیر (ولو) توقف اضطراری مربوط به بخش فشار قوی (HP ESV).
- ۲- دمای جداره داخلی و میانی شیر کنترل فشار قوی (HP CV)
- ۳- دمای جداره داخلی و میانی پوسته بخش فشار قوی (HPC)
- ۴- دمای سطح شفت مربوط به بخش فشار قوی (HPS)
- ۵- دمای سطح شفت مربوط به بخش فشار متوسط (IPS)



شکل ۱-۱. نمایش شماتیک کاربرد اصلی سیستم پایش تنش حرارتی برای محاسبه حاشیه اختلاف دما [۱]

علت اینکه دما در این قسمت‌ها اندازه‌گیری می‌شود آن است که این قسمت‌ها در تماس مستقیم با بخار سوپر هیت با درجه حرارت و فشار بالا قرار دارند بنابراین تحت تنش شدید قرار می‌گیرند. بعد از اندازه‌گیری‌های مربوطه سیگنال‌های مورد نیاز در سیستم پایش تنش حرارتی می‌شود سپس دمای سطح و جداره میانی (مطابق) قطعات و تجهیزات در یک مازول تفاضل گیر از هم کم شده با اختلاف دمای مجاز در اجزای اصلی، مقایسه می‌شود. منحنی اختلاف دمای مجاز یا به عبارت دیگر مقدار تنش مجاز با تغییرات دمای (دمای جداره میانی یا تار خنثی T_m) تغییر می‌کند [۱ و ۴]

¹ DDT- Temperature Margin



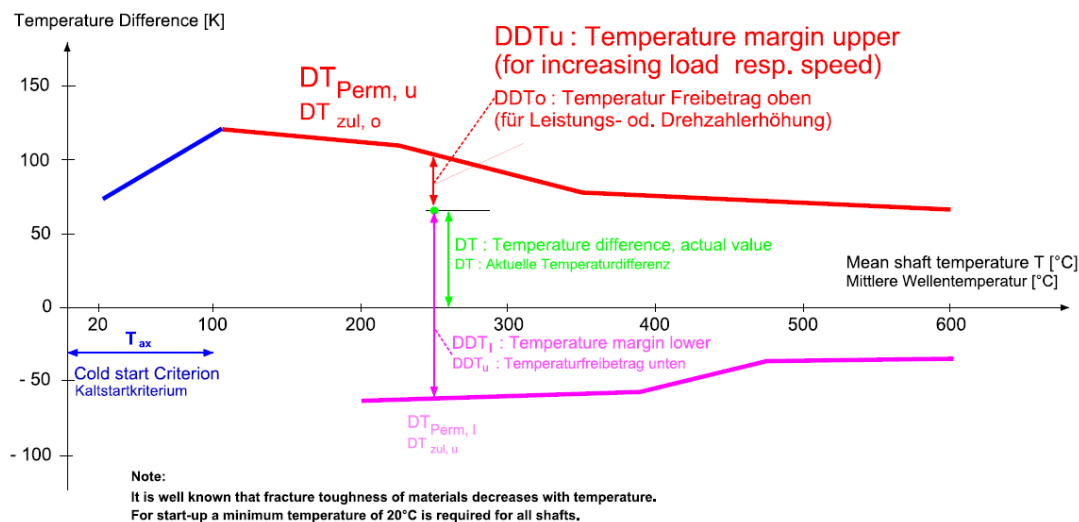
شکل ۲-۱. چگونگی قرارگیری ترموکوپل برای دریافت داده‌های مربوط به دما در سطح و تار میانی جهت ثبت اختلاف دما در ضخامت یک قطعه جدار ضخیم توربین بخار [۴ و ۵]

سیگنال حاصل از مقایسه مقادیر عملکردی^۱ و واقعی^۲ همان سیگنال حاشیه اختلاف دما است. بعد از آن که حاشیه اختلاف دما مربوط به تمام تجهیزات بدست آمد در یک مینیمم گیر مقایسه شده و کوچکترین مقدار وارد سیستم کنترل تنش می‌شود. این سیستم نیز با توجه به رابطه‌ای که با سیستم کنترل گاورنر توربین بخار دارد مانند کنترلر سرعت و بار توربین به صورت غیر مستقیم و با تأثیر گذاشتن بر شیب ست پوینت سرعت و بار بر روند جریان بخار به توربین اثر گذاشته و به این ترتیب تنش حرارتی را کنترل می‌کند. حاشیه دما که حاصل مقایسه اختلاف دمای واقعی و مجاز در اجزای اصلی است دارای مقدار بالایی و پایینی است. مقدار بالایی حاشیه دمایی مربوط به راه اندازی توربین است و مقدار پایینی آن برای زمان خواباندن توربین می‌باشد [۱].

¹ dT_{perm}

² dT_{act}

در شکل ۳-۱ نمودار اختلاف دمای مجاز (تنش مجاز) نسبت به تغییرات جداره میانی (دمای تار خنثی) برای روتور توربین نشان داده شده است. در رابطه نمودار مربوط به شفت توربین می‌توان گفت که استحکام شکست مواد نسبت به دما، کاهش می‌یابد. بنابراین برای راه اندازی اولیه توربین دمای میانی شفت باید حداقل ۲۰ درجه باشد [۴].



شکل ۳-۱. اختلاف دمای مجاز بر روی یک نمونه شفت توربین بخار [۴]

۳-۱ فناوری حسگرها و ابزارهای دقیق در سیستم‌های پایش تنش حرارتی

در سیستم‌های پایش تنش‌های حرارتی از انواع حسگرهای فشار، دما و سیستم‌های دریافت و پردازش داده استفاده می‌گردد. در ادامه به تشریح انواع این ابزارآلات که از اجزای داخلی این سیستم‌ها محسوب می‌شود، پرداخته خواهد شد. در خصوص ابزارآلات اندازه‌گیری فشار می‌توان به مبدل‌هایی که بر اساس موارد زیر عمل می‌کنند اشاره نمود (شکل ۴-۱) [۵]:

ستون مایع:

برای اندازه‌گیری فشار در محدوده کم

بصورت لوله‌ای U شکل و شیب‌دار

اجزای انبساطی:

مورد استفاده در نیروگاه‌های مدرن

میزان حرکت نشان دهنده میزان فشار

یا بصورت مستقیم کوپل با یک اهرم‌بندی مکانیکی و یا بصورت غیرمستقیم متصل به یک مبدل الکتریکی جهت خواندن

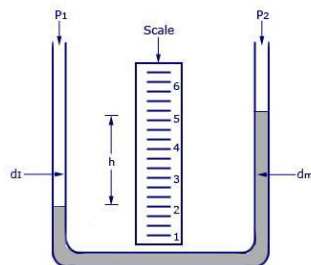
مقادیر

دارای دو نوع دیافراگمی و بلوزی^۱

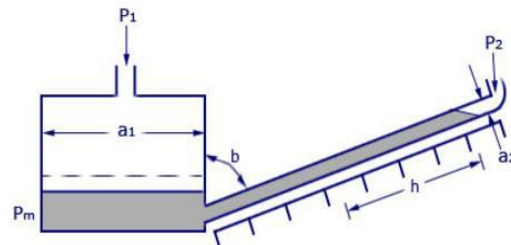
الکتریکی

¹ Bellows

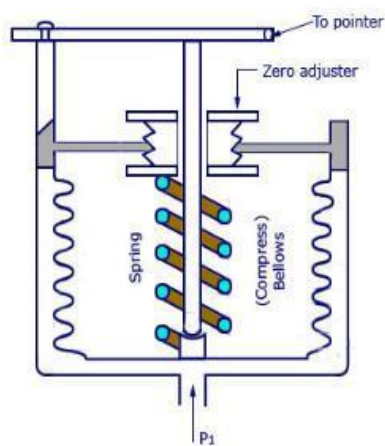
دارای دو نوع فیبر نوری و موج آکوستیکی سطحی
نوع فیبری دارای دقت و دوام بالا و نوع موج آکوستیکی سطحی دارای قابلیت ارتباط بی سیم و توانایی کار در محیط‌های نامساعد



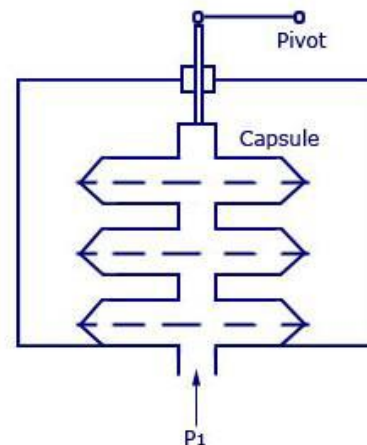
فشارسنج ستون مایع U شکل



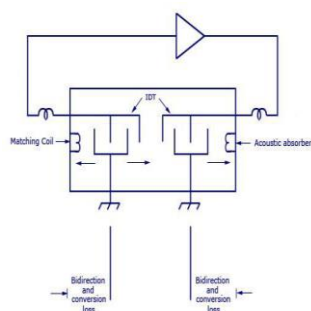
فشارسنج ستون مایع شیب‌دار



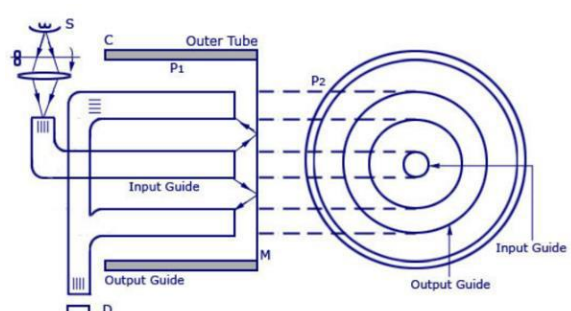
فشارسنج انبساطی بلوز



فشارسنج انبساطی دیافراگمی



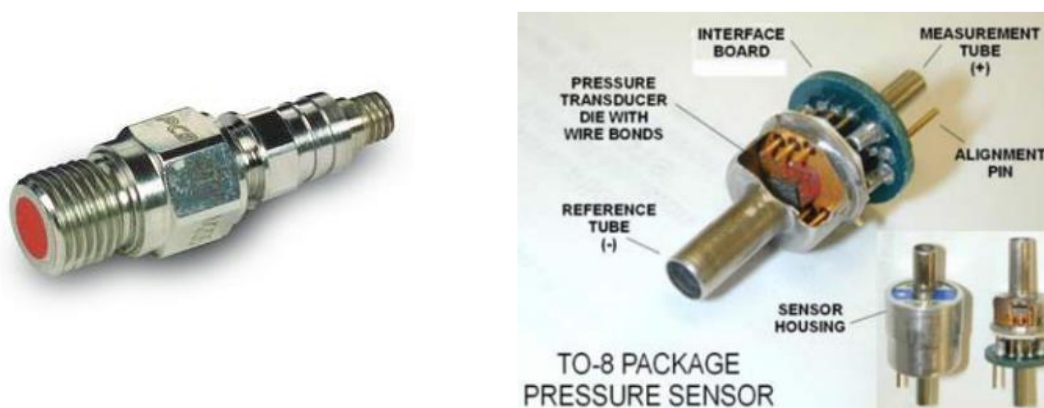
فشارسنج الکتریکی موج آکوستیکی سطحی



فشارسنج الکتریکی فیبر نوری

شکل ۴-۱. انواع نمونه‌های فشارسنج‌ها [۵]

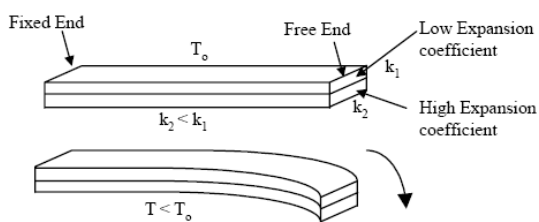
علاوه بر آن برای پایش آنلاین تنش حرارتی از حسگرهای آنلاین فشار سنج برای فشار بار بالا تا ۴ kpsi با حساسیت ۱۵ درصد مطابق شکل ۵-۱ نیز استفاده می‌شود.



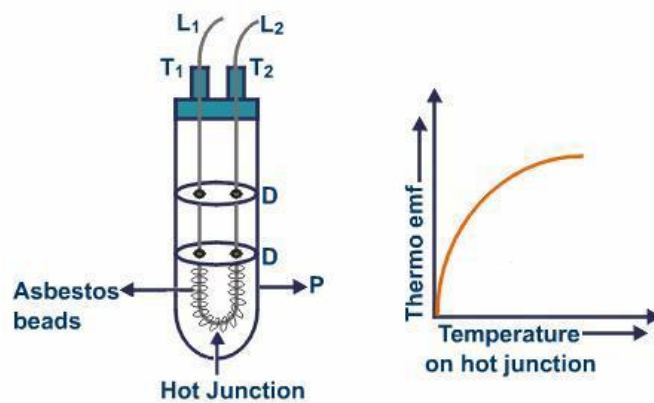
شکل ۵-۱. نمونه فشارسنج مورد استفاده در توربین‌های بخار [۵]

علاوه بر آن در خصوص ابزارآلات اندازه‌گیری دما می‌توان به حسگرهایی که بر اساس مکانیزم‌های زیر عمل می‌کنند اشاره نمود (شکل ۶-۱) [۵]:

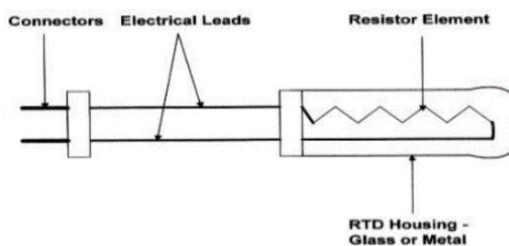
- ❖ دماسنج انبساطی: دو فلز با ضریب انبساط حرارتی متفاوت متصل به یکدیگر هستند.
- ❖ دماسنج ترموالکتریکی: بر اساس اثر سی‌بک و پلتیر می‌باشند که دو اتصال را در دمای متفاوت مقایسه کرده و بخاطر جریان الکترون‌ها اختلاف ولتاژ ایجاد می‌گردد.
- ❖ دماسنج مقاومتی: در سال ۱۸۷۱ میلادی توسط شرکت زیمنس پیشنهاد گردید ولی برای دمای بالا مناسب نبوده و براساس تغییر مقاومت کندانکتور هنگام تغییرات دمایی کار می‌کند.
- ❖ حسگر فرابنفش: از این دماسنج در کوره‌ها استفاده می‌شود و شدت اشعه‌های فرابنفش متناسب با امواج تولیدی را اندازه می‌گیرد.



دماسنج انبساطی



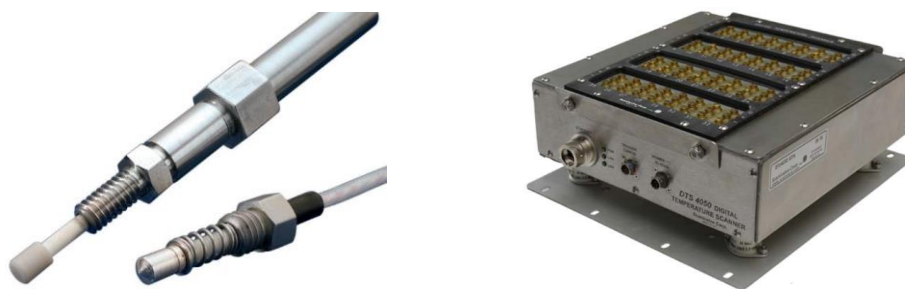
دماسنج ترموالکتریکی



حسگر فرابنفش

شکل ۶-۱. انواع نمونه‌های ترموکوپل [۵]

همچنین برای پایش آنلاین تنش حرارتی از ترموکوپل‌هایی برای دمای بین ۵۰۰ تا ۹۳۲ درجه سانتیگراد با حساسیت ۱ درصد مطابق شکل ۷-۱ نیز استفاده می‌شود.



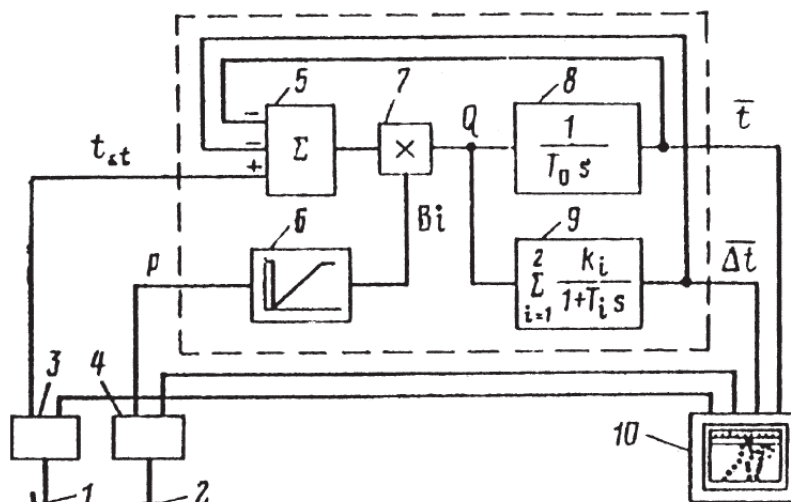
شکل ۷-۱. نمونه ترموکوپل مورد استفاده در توربین‌های بخار [۵]

فرآیند پس پردازش گسترده‌ای بر روی داده‌های اندازه‌گیری می‌بایست صورت گیرد تا داده‌ها متناسب گردآوری شده و سطوح تنش‌ها و محدودیت‌های خستگی مجاز مورد مقایسه و ارزیابی قرار گیرد. تحلیل دقیق شامل، جلوگیری از رخداد عیوب مکانیکی ناخواسته، تعیین عمر باقی مانده قطعات، دور نمایی جامع از انحرافات در پیش‌بینی عمر باقی مانده قطعات، افزایش قابلیت اطمینان از طریق پایش لحظه به لحظه، استدلال برای افزایش عمر قطعات و فراهم کردن بازخورد برای طراحی در آینده می‌باشد.

۴-۱ روند توسعه سیستم‌های پایش تنش‌های حرارتی

پایش وضعیت تنش‌های حرارتی اجزای اصلی توربین‌های بخار برای اولین بار در سال دهه ۶۰ میلادی به منظور جلوگیری از ترک خوردن روتورهای توربین‌های بخار بزرگ طراحی شده در حالت‌های گذرا، مطرح و پیاده‌سازی شد. برای این منظور شرکت BBC مدلسازی فیزیکی را معرفی نمود. این سرآغازی برای بهره‌گیری سایر شرکت‌های توربین ساز از این مدل گردید. بطوری که روتورها توسط پروپ‌های شروع مجدد که بر اساس مدل‌های ترموفیزیکی از آن‌ها بود نظارت می‌شدند. این پروپ‌ها دمای سطح روتور توربین بخار و دمای میانگین را اندازه‌گیری می‌کردند و تنش‌ها بر اساس اختلاف دما محاسبه می‌شدند [۷-۹]. در دهه‌ی ۷۰ میلادی استفاده از مدل‌های ریاضی که در گزارش قبلی اشاره گردید، پا به عرصه نهادند [۱۰] که هدف اصلی این مدل جایگزینی دمای میانگین اندازه‌گیری شده با یک مدل ریاضی جهت افزایش دقت بوده است. توسعه‌های بعدی در خصوص سیستم‌های نظارت شامل عدم استفاده از پروپ دما و مدلسازی تنش‌های حرارتی بر اساس فرآیند استاندارد اندازه‌گیری می‌باشد. در این خصوص در سال ۲۰۰۵ میلادی راسین و همکارانش [۱۱]، روش مدلسازی تنش حرارتی در روتورهای توربین بخار را با استفاده از توابع گرین و انتگرال دوهمال و همچنین اندازه‌گیری دمای بخار در نقاط بحرانی را پیشنهاد داد. استفاده از این روش در شرکت‌های مطرحی همچون GE، EDF و موسسه EPRI در توربین‌های بخار نیروگاهی مورد توجه بوده است. در سال‌های اخیر استفاده از روش‌های مبتنی بر هوش مصنوعی مانند شبکه عصبی مطرح بوده است [۱۲-۱۴].

از سوی دیگر مدلسازی آنالوگ نیز در پایش تنش‌های حرارتی توربین‌های بخار پیشنهاد شده است. وسایل آنالوگ برای مدلسازی وضعیت تنش حرارتی روتور توسعه یافته و در روتورهای HP-IP شرکت LMZ با نام‌های K-300-240 مورد استفاده قرار گرفته است. اساس این روش، بر پایه توابع تبدیل تقریب با احتساب تغییرات شرایط انتقال حرارت در سطح روتور توربین در معرض جریان مطابق شکل ۸-۱ می‌باشد.



شکل ۸-۱. مدل آنالوگ برای پایش وضعیت تنش حرارتی یک روتور [۱۶]

علاوه بر موارد اشاره شده، کنترلرهای بر پایه میکروپردازنده نیز در پایش وضعیت تنش حرارتی مورد استفاده قرار می‌گیرند (شکل ۹-۱). کنترلرهای بر پایه میکروپردازنده دارای ویژگی‌های زیر می‌باشند [۵].

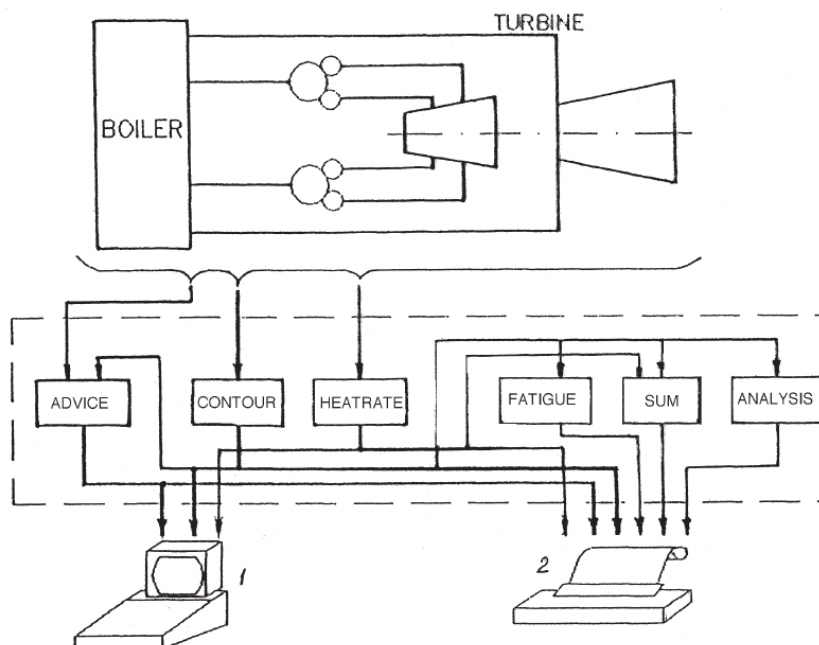
- وابستگی رسانایی حرارتی فلز بر روی دما را لحاظ می‌کند.
- متاثر از دور توربین می‌باشند.
- فلاکس حرارتی محوری به سیل جلویی و یاتاقان



شکل ۹-۱. کنترلرهای بر پایه میکروپردازنده برای پایش تنش حرارتی [۱۵]

همانطور که ذکر شد مدل‌های ریاضی تقریباً از دهه ۸۰ میلادی جایگزین مدل‌های فیزیکی شدند، برای مثال روش‌های اجزا و تفاضل محدود برای محاسبه وضعیت تنش‌های حرارتی رواج بیشتری پیدا نمودند. این امر سبب گردید تا خطاها برای روتورهای LP، HP-IP (سرمایش و گرمایش حین راه‌اندازی)، اجزای ثابت و اجزای جدار ضخیم بویلرها ۱۰ تا ۱۵ درصد بهبود یابد. در این خصوص می‌توان به مدول الگوریتمی CONTUR اشاره نمود (شکل ۱۰-۱). از این ماژول برای توربین‌های بخار فوق اشباع

۲۵۰، ۳۰۰، ۵۰۰ و ۸۰۰ مگاواتی استفاده شده است که وضعیت دما و تنش حرارتی برای روتورهای HP-IP را محاسبه می‌کند و فرآیند گرمایش استاپ ولو HP را مدل می‌کند. وضعیت دما بر اساس دمای سطح فلز اندازه‌گیری شده بر روی قطعات ثابت تعیین شده و ارزیابی پس پردازش برای خستگی کم چرخه انجام می‌گیرد [۶].



شکل ۱۰-۱. جریان مجموعه الگوریتم‌ها و اطلاعات از زیرسیستم تشخیص و پایش توربین [۶]

بطور کلی ایده اساسی سیستم‌های پایش تنش حرارتی توربین بخار شامل موارد زیر می‌شود:

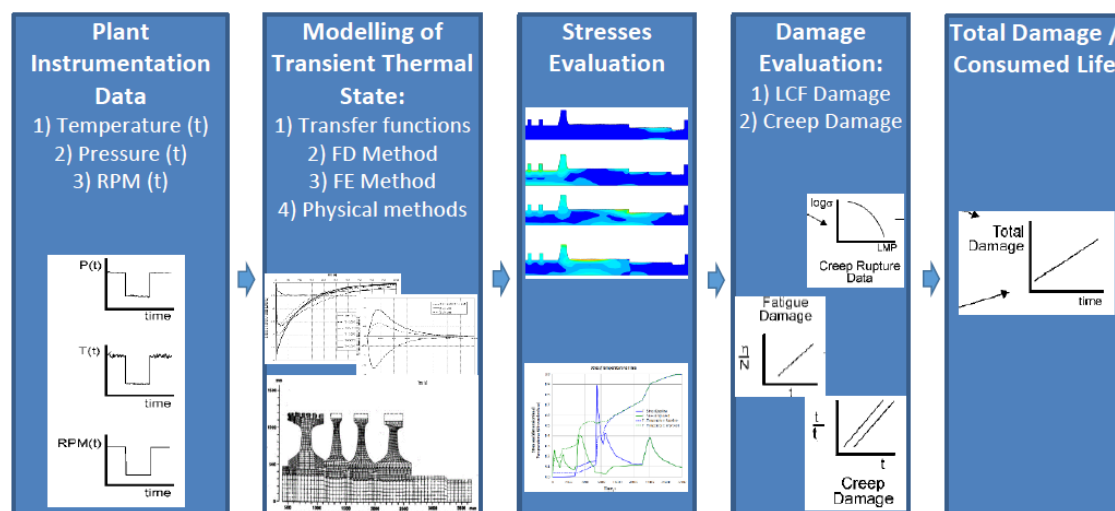
- ۱- تحلیل تنش حرارتی: سیستم‌های پایش که به ارزیابی آنلاین تنش‌های جاری و تنش‌های مجاز در اجزا می‌پردازد.
- ۲- محدود کننده تنش حرارتی: دامنه‌ی تنش در اجزای تحت نظارت توربین بخار را به منظور دستیابی کامل به تعداد چرخه‌های مورد نیاز محدود می‌کند.

برای این منظور از مدل‌های بهینه شده‌ی تحلیل سازه-حرارت که از طریق شبیه‌سازی با سرعت و دقت بالا بدست آمده است استفاده می‌شود. چارچوب کلی رهیافت پایش تنش و عمر باقی مانده نیز مطابق شکل ۱۱-۱ صورت می‌گیرد. در این خصوص سیستم‌های مختلفی توسط شرکت‌های گوناگون مانند تنسومکس^۱، تنسومارج^۲ و توربومکس^۳ ارائه شده است که در قسمت بعد به معرفی آن پرداخته خواهد شد.

¹ Tensomax

² Tensomarg

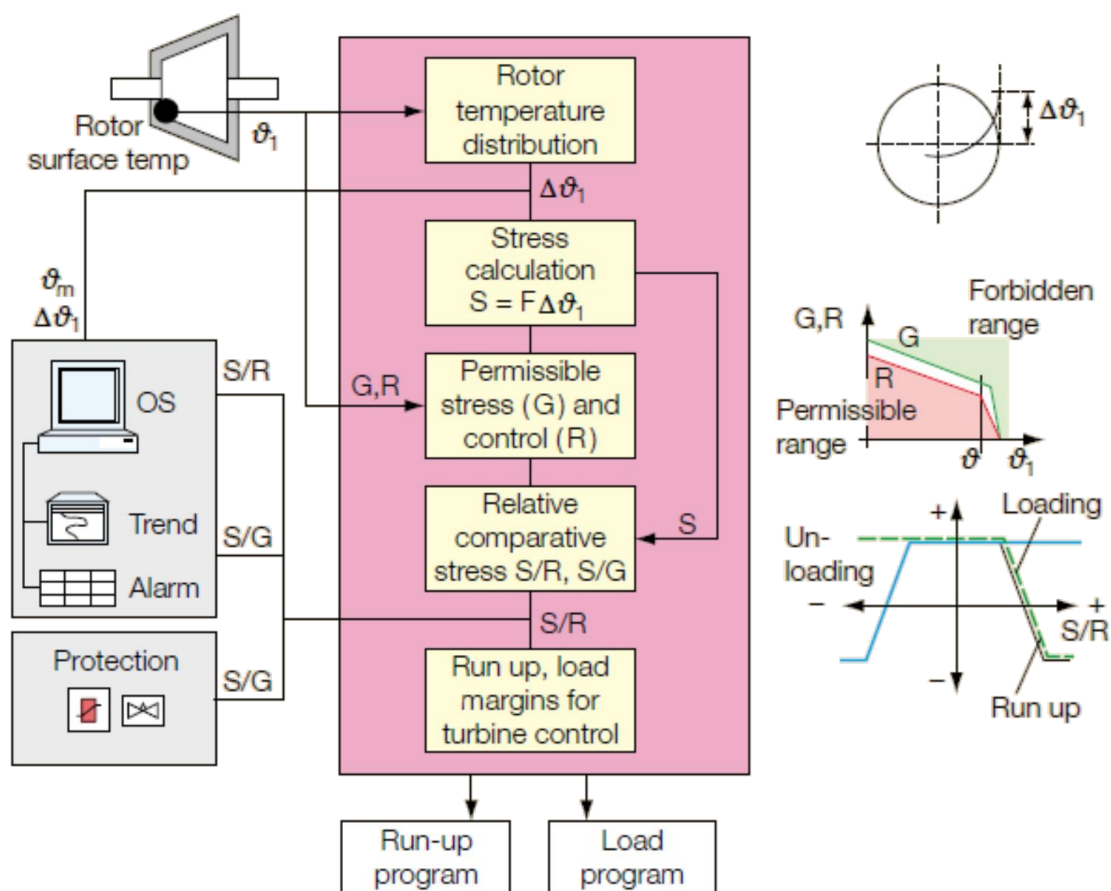
³ Turbomax



شکل ۱۱-۱. شمای کلی از فرآیند پایش تنش حرارتی و ارزیابی عمر باقی مانده اجزای اصلی [۶]

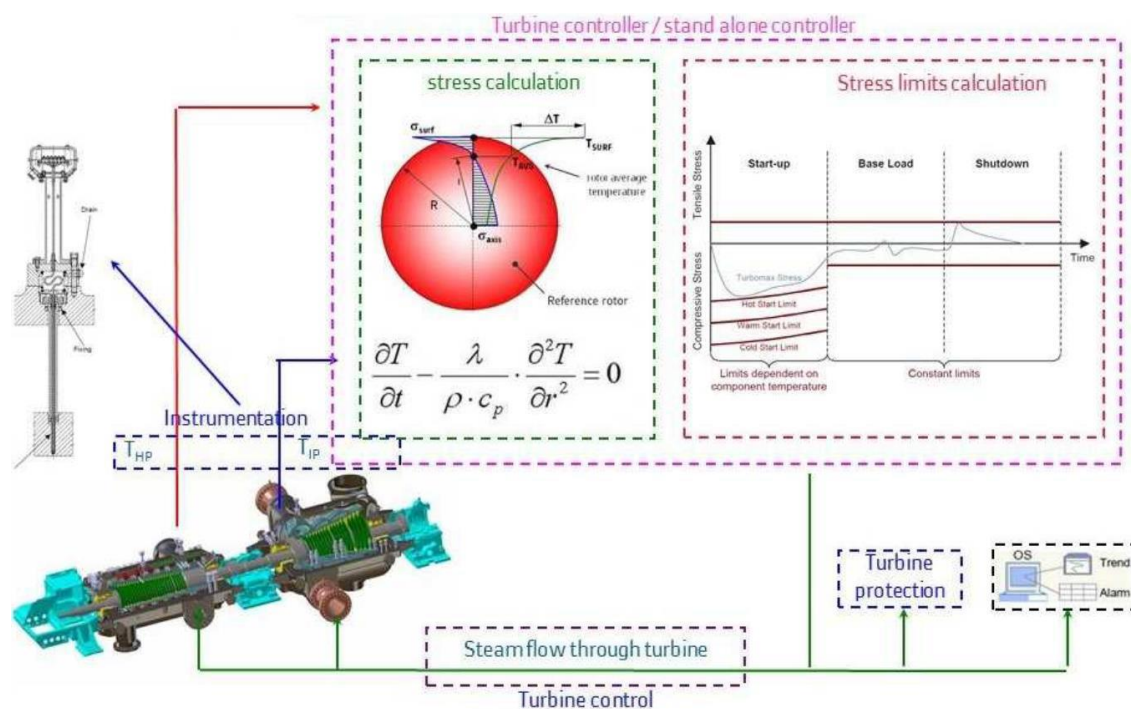
۵-۱ معرفی نمونه‌هایی از سیستم‌های پایش تنش‌های حرارتی

در این قسمت به معرفی نمونه‌هایی از سیستم‌های که شرکت‌های توربین ساز برای پایش وضعیت تنش حرارتی در توربین‌های بخار ارائه کردند، پرداخته خواهد شد. توربومکس توسط کارشناسان شرکت آلستوم-ای بی بی در سال ۱۹۵۷ میلادی برای اولین بار برای محاسبه تنش‌های حرارتی پیشنهاد گردید. این سیستم به شبیه‌سای تنش حرارتی می‌پردازد و در قالب ماژول کنترل اتوماتیک توسعه یافته است. مطابق شمای کلی عملکردی آن که در شکل ۱۲-۱ نمایش داده شده است، اگر تنش‌های حرارتی مربوط به روتور از حدود مجاز فراتر رود، این سیستم بار را محدود می‌کند [۶].



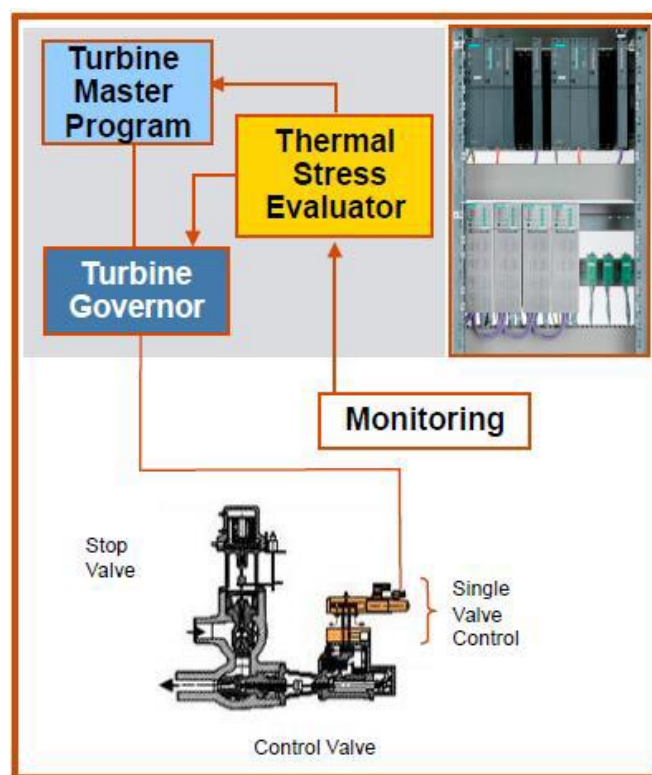
شکل ۱۲-۱. بلوک دیاگرام محاسبه گر تنش حرارتی توربومکس [۶]

این سیستم بعد از آن که شرکت GE مالکیت آلستوم را خریداری کرد به توربومکس ۷ و ۷ مثبت ارتقا یافت. این سیستم از بدنه ولو و روتورهای HP و IP محافظت می‌کند، بطوری که از مدل‌های ریاضی برای این دو قسمت ذکر شده استفاده می‌شود (شکل ۱۳-۱). حدود تنش بر اساس مقادیرست که انباشت آن باعث خرابی و آسیب کم چرخه خواهد شد. محدود کننده تنش در سیستم محافظتی و کنترلی توربین از طریق تبادل اطلاعات مشارکت می‌کند.

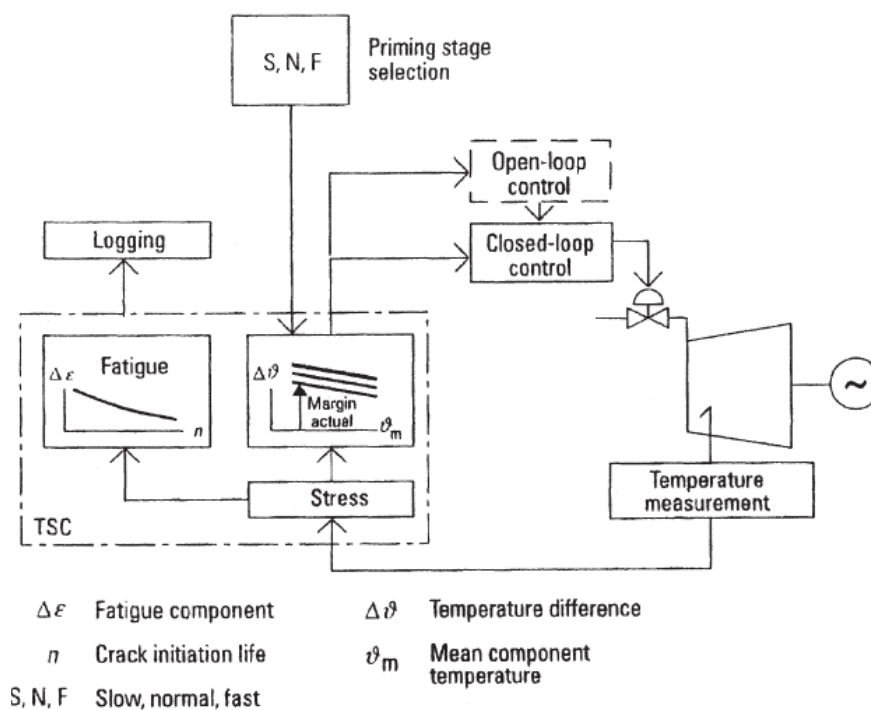


شکل ۱۳-۱. ایده کلی ساختار سیستم توربومکس ۷ [۵]

سیستم بعدی که برای نظارت و کنترل تنش وجود دارد سیستم SPPA-R3000 می‌باشد که توسط شرکت زیمنس معرفی شده است [۴]. این سیستم تاثیر مستقیم تنش حرارتی بر روی شرایط مختلف بهره‌برداری از جمله گرادیان‌ها، تغییرات بار، شروع مجدد سرد، گرم و داغ و همچنین محدوده‌های محافظتی سرعت را ارزیابی می‌کند. کاربرد آن برای توربین‌های بخار ۱ تا ۱۶۰۰ مگاواتی است. الگوریتم پیشرفته پایش تنش که بطور کامل در گاورنر توربین یکپارچه شده است (شکل ۱۴-۱) برای اکتشاف شرایط بهینه بهره‌برداری مانند شروع مجدد سریع، کاهش مصرف سوخت، خروجی بار بالاتر و کاهش عمر کمتر طراحی شده است. برای مثال همانطور که در شکل ۱۵-۱ کنترلر تنش حرارتی توربین بخار نشان داده شده است، دمای اندازه‌گیری شده رو سطح گرم شده پروپ (داخل پوسته) معرف دمای سطح روتور در نظر گرفته شده است. اختلاف دما که وضعیت تنش حرارتی روتور را نشان دهد بر اساس این دما محاسبه می‌شود.

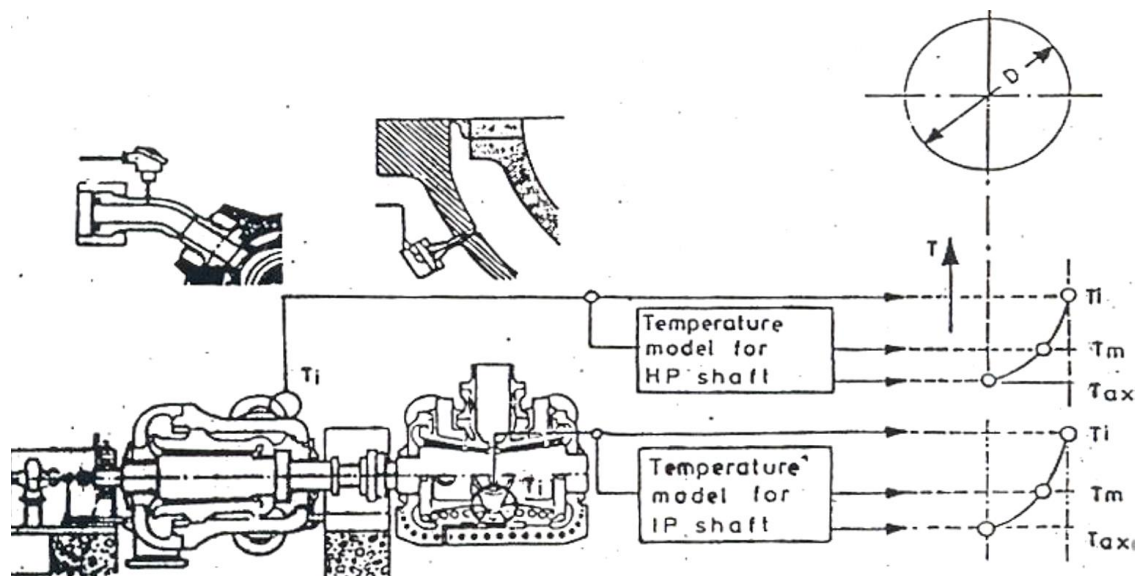


شکل ۱۴-۱. ارزیاب تنش حرارتی زیرمنس در قالب سیستم کنترلی توربین بخار [۴]



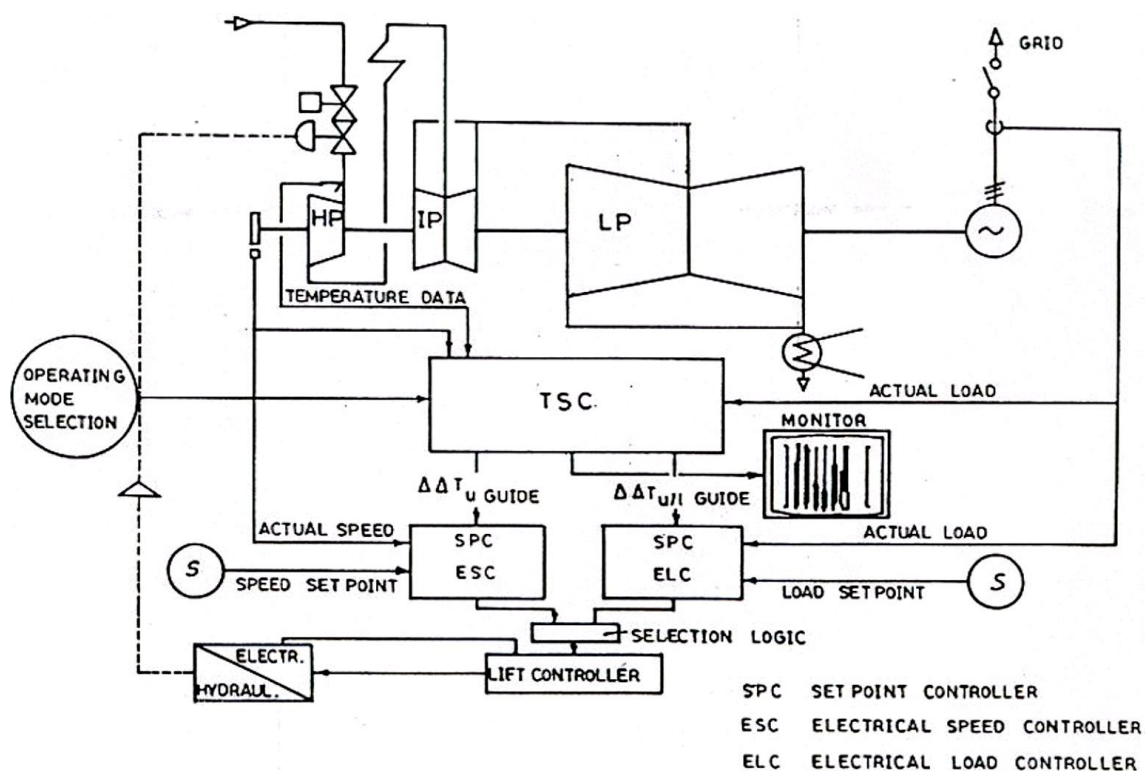
شکل ۱۵-۱. ساختار کنترلر تنش حرارتی زیرمنس [۶]

نمونه دیگر از سیستم‌های پایش تنش حرارتی، سیستم ارزیاب تنش حرارتی است که توسط شرکت BHEL توسعه یافته است. این سیستم تنش حرارتی در اجزای جدار ضخیم را با حدود مجاز آن مقایسه کرده و حاشیه امن مجاز را ایجاد می‌کند. معیار شروع مجدد برای سیستم اتوماتیک توربین ایجاد می‌شود. اجزای که در پایش شرکت می‌کنند شامل استاپ ولو اضطراری، ولو کنترل HP، پوسته HP، شفت‌های HP و IP بوده و مطابق نقاطی که اندازه‌گیری بر روی آن صورت می‌گیرد دمای سطح و وسط دیواره استاپ ولو، کنترل ولو، پوسته HP و مقادیر استخراج شده از دماهای شفت HP و IP از نقاط مشخص می‌باشد.



شکل ۱۶-۱. تعیین نقاط معرف دما برای تنش‌های شفت [۶]

مطابق شکل ۱۷-۱، در این سیستم اختلاف دمای میانگین و دمای سطح معرف تنش‌های حرارتی می‌باشد و مقادیر مجاز تنش حرارتی توسط دمای میانگین و مود بهره‌برداری تعیین می‌شود. این اختلاف تنش مجاز ممکنه و تنش‌های واقعی حاکم، حاشیه‌ها انتخاب می‌شوند. حاشیه‌های اجزای مختلف در قالب گراف بار در سیستم پایش تنش حرارتی عرضه می‌شوند و متغیرهای مرجع که از حاشیه‌های حداقلی استخراج می‌گردند بر روی سیستم کنترلی توربین بطور مستقیم وارد عمل می‌شوند.



شکل ۱۷-۱. عملکرد سیستم ارزیاب تنش حرارتی BHEL در سیستم کنترل توربین [۶]

۴-۱ جمع‌بندی

اهمیت سیستم‌های پایش تنش حرارتی بخصوص بدلیل تقاضا برای بهره‌برداری انعطاف‌پذیر از نیروگاه‌های موجود بدلیل رشد قابل توجه مراکز تولید انرژی‌های تجدیدپذیر در دنیا و مشارکت واحدها در مباحث مربوط به مدیریت شبکه مانند کنترل فرکانس و تغییرات بار در دهه اخیر افزایش چشمگیری یافته است. الزامات قابلیت انعطاف‌پذیری عملکردی بالا در نیروگاه‌ها و تفاوت بین مقادیر تئوری و واقعی در داده‌های بهره‌برداری استارت‌آپ، ضرورت بکارگیری از فناوری‌های جدید پایش و کنترل خرابی اجزای حساس واحد را نمایان می‌کند.

از این رو در این فصل به معرفی سیستم‌های پایش تنش‌های حرارتی و نحوه‌ی عملکرد و کاربرد آن در مودهای مختلف بهره‌برداری به منظور محافظت از قطعات و اجزای اصلی توربین بخار پرداخته شد. جهت آشنایی بیشتر با این سیستم‌ها، ساختار داخلی و چگونگی آن برای یک نمونه تشریح گردید. بطور کلی سیستم‌های پایش آنلاین تنش حرارتی در توربین‌های بخار با استخراج داده‌های مربوط به دما که توسط ترموکوپل‌هایی که در سطح و عمق‌های دیواره پوسته‌های توربین جانمایی شده، به ثبت و محاسبه اختلاف مقادیر سطح و دمای میانگین که معرف شدت تنش‌های حرارتی می‌باشد، پرداخته و سپس با مقایسه مقادیر بدست آمده با مقادیر مجاز، از طریق کنترل سرعت و بار توربین بخار شرایطی را فراهم می‌کند که توربین بخار در محدوده‌ی ایمن و با کمترین کاهش عمر راه‌اندازی گردد. در این خصوص بسته به نوع توربین و نوع تحلیل، حدود برای دما یا توان داده می‌شود. این موارد در اتاق کنترل ثبت و نمایش داده می‌شود و به عنوان متغیرهای دستوری مورد استفاده قرار می‌گیرند. سپس به تشریح فناوری ادوات اندازه‌گیری و فناوری‌های بکار رفته در آن‌ها پرداخته شد. رویکردهای مختلف سیستم‌های پایش تنش حرارتی از قبیل روش‌های مبتنی بر مدل فیزیکی و ریاضیاتی تشریح گردید و چند نمونه از این سیستم‌ها که توسط شرکت‌های توربین ساز

عرضه و توسعه یافته‌اند اشاره و ساختار داخلی آن‌ها معرفی گردید. این سیستم‌ها قادرند تا عمر مفید قطعات و اجزای اصلی توربین بخار از قبیل ولوها، روتورها و پوسته‌ها را نیز مورد پایش قرار داده و شرایط بهره‌برداری را بگونه‌ای در سیستم‌های کنترلی توربین برنامه‌ریزی کنند تا عمر مفید باقی مانده افزایش یابد.

۲ شناسایی نیازهای واحدهای بخار کشور به سیستم‌های آنلاین پایش تنش‌های حرارتی

۱-۲ مقدمه

بیش از نیم قرن است که در کشور از توربین بخار برای تولید برق در سیکل‌های بخار نیروگاه‌ها و صنایع مختلف مورد استفاده قرار می‌گیرد. در نیروگاه‌های حرارتی کشور، این توربین‌ها در مقیاس چند مگاوات برای کاربردهای صنعتی و توان‌های بیشتر تا ۴۴۰ مگاوات مورد استفاده قرار گرفته است. اغلب توربین‌های بخاری در محدوده توانی ۱۵۰ تا ۴۴۰ مگاوات و فشار کاری در محدوده‌های ۱۲۱ تا ۲۴۰ بار برای سیکل ساده بخار می‌باشند. در جدول ۱-۲ اطلاعات توربین‌های بخار برای سیکل ساده موجود در کشور آورده شده است.

جدول ۱-۲ اطلاعات توربین‌های بخار موجود در کشور برای سیکل ساده بخار

نیروگاههای بخاری	سال بهره‌برداری	ظرفیت هر واحد	فشار (بار)	دبی بخار (Kg/h)	شرکت سازنده
اصفهان (اسلام‌آباد)	۱۳۵۹-۱۳۶۷	۳۲۰	۱۷۰	۱۰۳۱۷۱۶	Franco Tosi
منتظر قائم	۱۳۵۰-۱۳۵۲	۱۵۶/۳	۱۲۵	۴۶۸۸۴۶	GE
مشهد	۱۳۵۲-۱۳۵۳	۶۰	۱۲۶	-	Skoda
زرگان (شهید مدحج)	۱۳۵۴-۱۳۷۱	۱۴۵	۱۲۱	-	GEC
شهید سلیمی (نکا)	۱۳۵۸-۱۳۶۰	۴۴۰	۱۸۱	۱۴۰۸۰۰۰	ABB
رامین (اهواز)	۱۳۵۸-۱۳۷۸	۳۱۵	۲۴۰	۱۰۱۰۵۰۰	LMZ
بندرعباس	۱۳۵۹-۱۳۶۴	۳۲۰	۱۷۰	۱۰۲۷۸۰۴	Franco Tosi
شهید محمد منتظری	۱۳۶۳-۱۳۷۸	۲۰۰	۱۳۰	۶۳۹۱۰۰	LMZ
توس	۱۳۶۴-۱۳۶۶	۱۵۰	۱۲۷	۵۲۵۰۰۰	B.B.C
تبریز	۱۳۶۵-۱۳۶۸	۳۶۸	۱۷۰	۱۱۳۴۰۶۰	-
شهید رجائی (بخاری)	۱۳۷۱	۲۵۰	۱۴۰	۷۳۶۶۱۳	MHI
بیستون	۱۳۷۳	۳۲۰	۱۷۰	۱۰۲۷۸۰۴	Franco Tosi
شهید مقتح همدان	۱۳۷۳	۲۵۰	۱۴۰	۷۳۶۶۱۳	MHI
شازند	۱۳۷۹-۱۳۸۰	۳۲۵	۱۷۰	۱۰۳۹۵۰۰	DEC چین
سهند	۱۳۸۳-۸۴	۳۲۵	۱۷۰	۱۱۰۹۲۳	DEC چین

اغلب توربین‌های بخار مورد استفاده در نیروگاه‌های سیکل ترکیبی در کشور نیز توربین‌های ۱۰۰ و ۱۶۰ مگاواتی هستند که در فشار بخار متوسط حدود ۸۰ تا ۹۰ بار کار می‌کنند. در جدول ۲-۲ مشخصات آن‌ها آورده شده است.

جدول ۲-۲ اطلاعات توربین‌های بخار مورد استفاده در نیروگاه‌های سیکل ترکیبی موجود در کشور

نیروگاه‌های سیکل ترکیبی	سال بهره‌برداری	ظرفیت هر واحد	فشار بخار (بار)	سازنده توربین
چرخه ترکیبی قم	۱۳۷۶-۱۳۷۷	۱۰۰	-	ABB - KWE
چرخه ترکیبی گیلان	۱۳۷۶	۱۴۸/۸	-	Siemens
چرخه ترکیبی منتظر قائم	۱۳۷۸-۱۳۷۹	۱۰۰	۸۴	Siemens
چرخه ترکیبی شهید رجایی	۱۳۸۰	۱۰۰	۸۴	Siemens
چرخه ترکیبی نیشابور	۱۳۸۱-۸۲	۱۰۰	۸۴	Siemens
چرخه ترکیبی شریعتی	۱۳۸۲	۱۰۰	۸۴	Siemens
چرخه ترکیبی فارس	۱۳۸۱	۹۸/۳	۸۴	Siemens
چرخه ترکیبی خوی	۱۳۸۱	۱۰۲/۵	۸۴	Siemens
چرخه ترکیبی شهید سلیمی (نکا)	۱۳۸۵	۱۶۰	۹۰	توگا - زیمنس
چرخه ترکیبی یزد	۱۳۸۷-۱۳۸۸	۱۵۹	۹۰	توگا - زیمنس
چرخه ترکیبی کازرون	۱۳۸۵-۱۳۸۶	۱۶۰	۹۰	توگا - زیمنس
چرخه ترکیبی کرمان	۱۳۸۶-۸۷	۱۶۰	۹۰	توگا - زیمنس
چرخه ترکیبی دماوند	۱۳۸۸-۱۳۸۹- ۱۳۹۰-۱۳۹۱	۱۶۰	۹۰	توگا - زیمنس
چرخه ترکیبی سهند	۱۳۹۰-۱۳۹۱	۱۶۰	۹۰	توگا - زیمنس
چرخه ترکیبی آبادان	۱۳۹۲	۱۶۰	۹۰	توگا - زیمنس
چرخه ترکیبی زواره	۱۳۹۱	۱۶۰	۹۰	توگا - زیمنس
چرخه ترکیبی پره سر	۱۳۹۲	۱۶۰	۹۰	توگا - زیمنس
چرخه ترکیبی شیرکوه	۱۳۹۲	۱۶۰	۹۰	توگا - زیمنس

توربین‌های مورد استفاده در نیروگاه‌های بخار در کشور همگی ساخت خارج بوده و مربوط به فناوری دهه ۶۰ و ۷۰ هستند یعنی مربوط به بازار دهه ۱۹۷۰ و ۱۹۸۰ میلادی هستند. با توجه به محدوده کاری توربین‌های بخاری در کشور، این توربین‌ها در محدوده توربین‌های زیربحرانی یا معمولی قرار دارند. تنها نیروگاه رامین اهواز با فشار بخار ۲۴۰ بار به عنوان توربین فوق بحرانی در کشور وجود دارد. امروزه بازده نیروگاه‌های بخار دارای توربین‌های فوق بحرانی و ماورای بحرانی به ۴۵ الی ۵۰ درصد نیز می‌رسد. در حالی که نیروگاه‌های بخاری کشور دارای بازده میانگین ۳۶/۵ درصد می‌باشند. بیشترین بازدهی مربوط به نیروگاه نکا ۳۹/۷ درصد، نیروگاه رامین با ۳۹ درصد و نیروگاه بیستون ۳۷/۸ درصد است. همچنین در نیروگاه‌های سیکل ترکیبی امروزی فشار بخار به محدوده ۱۷۰ بار رسیده است که با استفاده از سیستم‌های ری هیت بازدهی نیروگاه‌های سیکل ترکیبی به ۶۰ درصد می‌رسد.

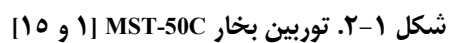
نیروگاه‌های سیکل ترکیبی در کشور در فشار حداکثر ۹۰ بار کار می‌کنند و دارای بازده ۵۰ درصد می‌باشند. در ادامه به معرفی نمونه‌های از این توربین‌ها پرداخته خواهد شد.

۲-۲ معرفی نمونه‌هایی از توربین‌های بخار موجود در کشور

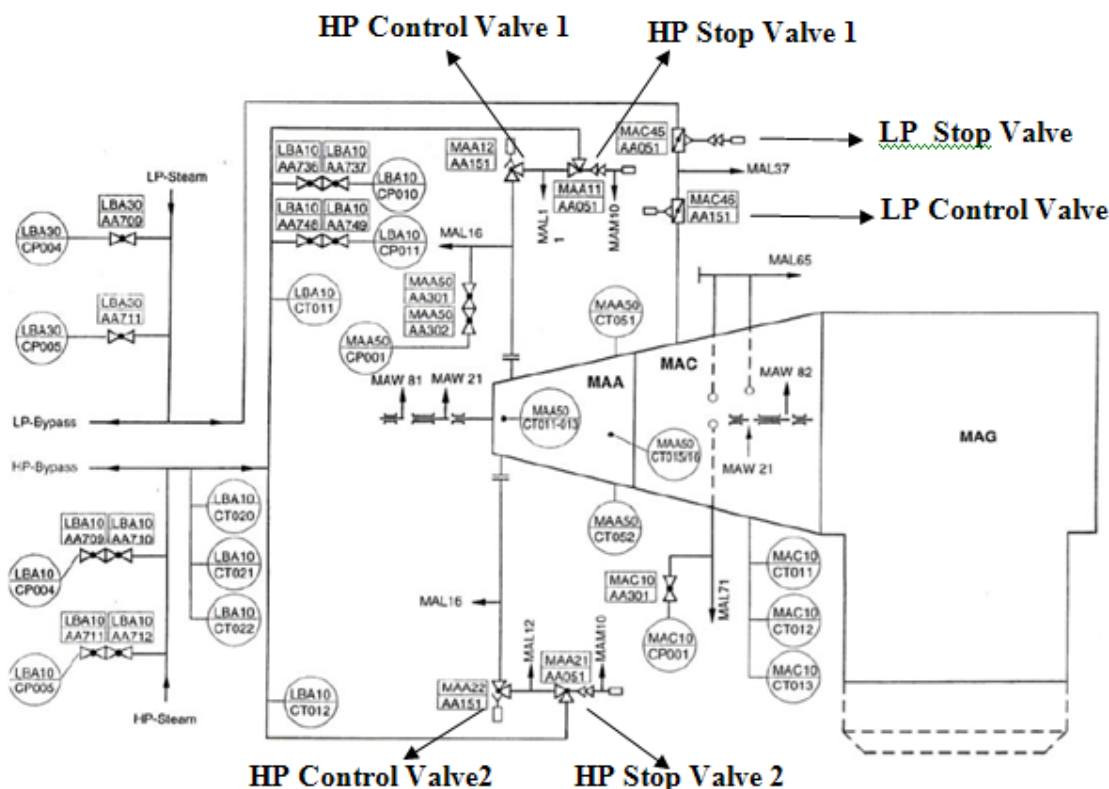
۲-۲-۱ مشخصات توربین بخارهای مورد استفاده در سیکل ترکیبی

بطور کلی و عموماً از توربین‌های بخار نوع E در نیروگاه‌های سیکل ترکیبی کشور مورد استفاده قرار می‌گیرد که بطور رایج دارای توان‌ها ۱۰۰ و ۱۶۰ مگاواتی بوده و به ترتیب با توربین‌های گاز F9 و V94.2 در یک سیکل ترکیبی بکار برده می‌شوند. توربین بخار ۱۶۰ مگاواتی توسط توربین بخاری توسط شرکت توگا (مهندسی و ساخت توربین مپنا توربین مپنا) تحت لیسانس زیمنس با عنوان MST-50C عرضه می‌گردد (شکل ۱-۲). این شرکت تاکنون موفق به ساخت ۵۷ واحد توربین بخار نوع MST-50C بطور کامل شده که ۴۹ واحد آن (معادل حدود ۱۰ درصد از کل ظرفیت تولید برق ایران) راه‌اندازی شده است. همچنین مجموعاً ۸ واحد صادراتی به ۳ نیروگاه در ۲ کشور خارجی نیز در این کارنامه وجود دارد. اولین توربین بخار ساخت ایران در نیروگاه سیکل ترکیبی کازرون نصب شده که بیش از یک دهه از کارکرد آن می‌گذرد و نخستین توربین بخار صادراتی کشور نیز نزدیک به ۱۰ سال است که در نیروگاه تشرین سوریه درحال کار است. توربین بخار MST-50C از دو طبقه‌ی فشار قوی HP و فشار ضعیف LP تشکیل شده است که بصورت یکپارچه بوده و بخار خروجی از طبقه HP پس از ترکیب شدن با بخار ورودی از قسمت ضعیف بویلر بازیاب وارد طبقه‌ی LP می‌شود. بخار بخش HP دارای دبی ۱۳۴ kg/s، فشار ۹۰ بار و دمای ۵۲۰ درجه سانتیگراد بوده و بخار بخش LP دارای دبی برابر ۱۸ kg/s و فشار ۸/۵ بار و دمای ۲۳۰ درجه سانتیگراد است. ثابت زمانی قسمت HP توربین برابر ۰/۰۵ ثانیه و قسمت LP حدوداً برابر ۰/۵ ثانیه مدل پایه این توربین با توان حدود ۱۶۰ مگاوات از ۲۴ مرحله پره فشار قوی تشکیل شده که از نوع واکنشی یکنواخت هستند و مقطع پرها از ریشه تا تاج ثابت می‌باشد. علاوه بر مراحل فشار متوسط، ۷ مرحله فشار متوسط و پایین نیز وجود دارد که پره‌های چهار مرحله اول آن از نوع درام با مقطع یکنواخت بوده و سه مرحله آخر به صورت پیچیده با مقطع متغیر است. استفاده از این توربین به عنوان محرک ژنراتور جهت تامین انرژی الکتریکی منجر به افزایش راندمان نیروگاه بخار سیکل ترکیبی به بیش از ۵۰ درصد می‌شود. از این توربین نیروگاه‌های کرمان و شیروان مورد استفاده قرار می‌گیرد. واحدهای بخار سیکل ترکیبی نیروگاه شهید رجایی قزوین از نوع توربین بخار ۱۰۶ مگاواتی ساخت زیمنس است که از نوع عکس‌العملی، دو مرحله‌ای و دارای سیستم بای‌پس است. این توربین از نظر ساختاری مشابه توربین E نیروگاه کرمان است و تفاوت آن‌ها با یکدیگر، در مقادیر نامی طراحی این توربین‌هاست که دبی بخار ورودی HP برابر ۸۰ kg/s، دمای ورودی ۵۰۷ درجه سانتی‌گراد و فشار ۸۴/۳۳ بار و دبی بخار ورودی LP برابر ۲۰ kg/s، دمای ۲۲۹ درجه سانتی‌گراد و فشار ۶/۶۲ بار است. پره‌های مرحله‌ی آخر این توربین نیز، بصورت تیر یکسر گیردار^۱ و بدون شروید بر خلاف توربین‌های بخار نیروگاه‌های شیروان و کرمان است [۱ و ۵].

¹ Free Standing

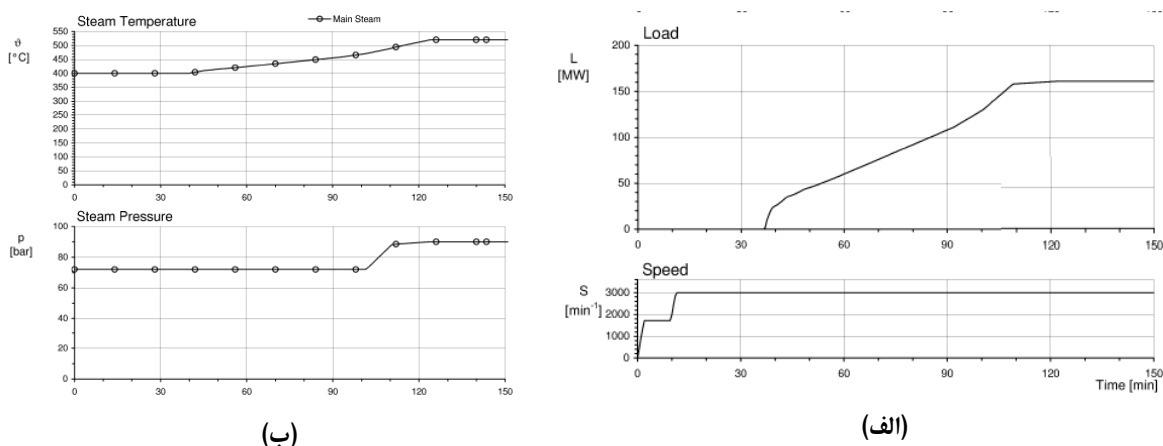


21



شکل ۲-۲. دیاگرام شیرهای کنترلی توربین سری E [۳]

آماده‌سازی توربین برای شروع مجدد با چرخش روتور توسط ترنینگ گیر شروع می‌شود. ترنینگ گیر که از طریق چرخ‌دنده به روتور ارتباط پیدا می‌کند، توسط موتورهای الکتریکی یا هیدرولیکی به حرکت در می‌آید. پیش از شروع مجدد، روتور توربین می‌بایست از نظر حرارتی پایدار بوده و خط تغییر شکل آن با خط تغییر شکل منحنی آن در اثر وزن یکسان باشد. بر اساس وضعیت اولیه توربین از نظر حرارتی که در این قسمت تشریح خواهد شد، فرایند شروع مجدد آغاز می‌گردد. برای مثال در توربین بخار نوع E، نمودارهای تغییرات فشار و دمای ورودی توربین بخار همراه با پروفیل‌های بار و سرعت برای چهار وضعیت اولیه توربین بخار از نظر دمای اولیه در شکل ۹-۱ به تصویر کشیده شده است. سیستم پایش تنش حرارتی این توربین‌ها با توجه به شرکت سازنده‌ی آن که زیرمجموعه‌ی SPPA-T2000 [۴] می‌باشد که نسل جدید آن SPPA-R3000 بوده و با توجه به سیستم کنترلی آن که از نوع DCS می‌باشد، قابلیت ارتقا دارد. نکته بسیار مهم در استخراج نمودار راه‌اندازی که در شکل زیر برای حالت‌های مختلف (سرد، گرم و داغ) داده شده برای کنترل تنش حرارتی تا ۴۰۰ بار می‌باشد که خود بر اساس محاسبات تنش حرارتی با استفاده از روابط ساده ریاضی انجام گرفته است. از این رو می‌توان با اصلاح مدل محاسباتی و بررسی مقادیر تنش حرارتی، امکان‌سنجی در خصوص راه‌اندازی سریع آن را مورد ارزیابی قرار داد تا ضمن کاهش آسیب و کنترل مقادیر تنش هزینه‌های مرتبط به افزایش زمان راه‌اندازی ماشین را کاهش داد.



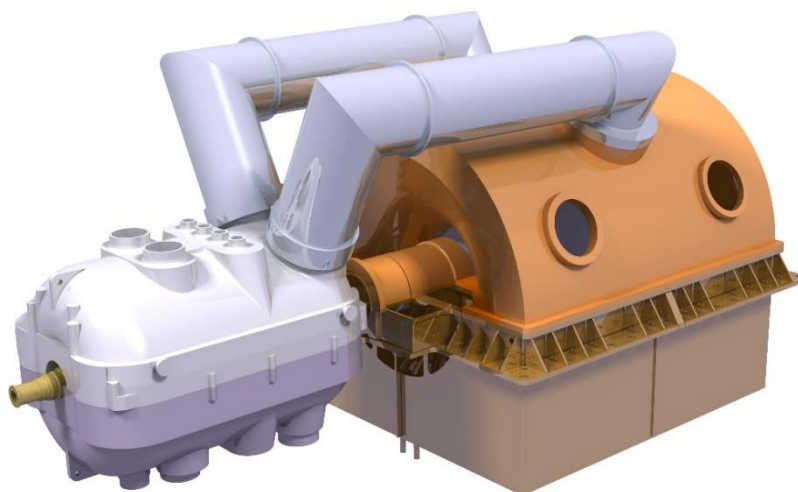
شکل ۳-۲. تغییرات دمای ورودی توربین بخار، فشار، بارگیری و سرعت هنگام راه‌اندازی شروع مجدد سرد با دمای ۵۰ درجه سانتیگراد [۴]

۲-۱-۲-۲ توربین بخار ۳۲۰ مگاواتی

این توربین بخار که در سیکل ساده مورد استفاده قرار می‌گیرد، در ابتدا توسط شرکت وستینگ هوس^۱ معرفی گردید و بعدها توسط شرکت‌های ایتالیایی فرانکو تیزی (توربین‌های بخار نیروگاه‌های بیستون، اسلام آباد اصفهان و بندر عباس) و شرکت شانگهای الکتریک چین^۲ (توربین‌های بخار نیروگاه سهند) تحت لیسانس شرکت مذکور ساخته شد و در دنیا مورد استفاده قرار گرفت. علاوه بر آن شرکت LMZ نیز نوعی دیگری از این توربین بخار ۳۲۰ مگاواتی را عرضه نموده است که در نیروگاه رامین اهواز مورد استفاده قرار می‌گیرد. همچنین شرکت توگا نیز توربین بخار ۳۲۰ مگاواتی شرکت فرانکو تیزی را در محصولات تولیدی خود با نام MST-70 با بازدهی ۴۳ درصد مطابق شکل ۴-۲ معرفی کرده است. این توربین با توان نامی ۳۲۰ مگاوات از یک پوسته خارجی مشترک برای بخش‌های فشار بالا و متوسط و یک پوسته خارجی مجزا جهت بخش فشار پایین تشکیل شده است که جهت کاربرد در سیکل ساده بخار با فشار بخار ورودی ثابت طراحی شده است. محور توربوژنراتور شامل سه جرم است که توسط ۲ کوپلینگ به هم متصل بوده و روی ۷ یاتاقان قرار گرفته است. روتور HP و IP متصل به هم بوده و سیستم تحریک بر روی خود ژنراتور قرار گرفته و شامل جرم جداگانه نیست. با تغییرات اندک در نحوه کنترل شیرهای بخار ورودی و مسدود کردن زیرکش‌های توربین، از قابلیت بهره‌برداری در سیکل ترکیبی با توان پایین‌تر نیز برخوردار می‌باشد [۱۵].

¹ Westinghouse

² Shanghai Turbine Company



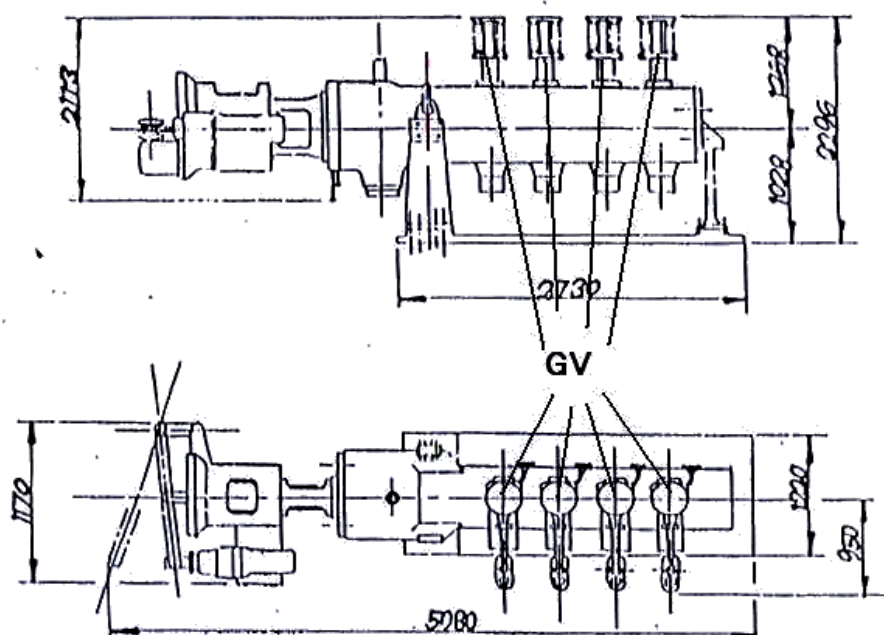
شکل ۴-۲. توربین بخار MST-70 [۱۵]

در شرایط عملکرد عادی، بخار در چرخه‌ای از درام بویلر به سمت سوپرهیتر، شیرهای تروتل، شیرهای کنترل بخار توربین فشار قوی، ری‌هیتر، شیرهای توقف ری‌هیتر، شیرهای میانی، سپس از میان توربین‌های فشار متوسط و ضعیف به سمت کندانسور می‌رود.

قبل از توربین HP، ۸ عدد گاورنینگ ولو^۱ وجود دارد و بخار قبل از ورود به HP از آنها می‌گذرد. در هر طرف توربین ۴ عدد از این گاورنینگ ولوها موجود بوده و بخار از دو طرف HP به طور متقارن وارد آن می‌شود. در توانهای متفاوت درصد باز شدگی‌های این گاورنینگ ولوها متفاوت است. به طور مثال در ابتدا گاورنینگ ولو اول باز می‌شود و بعد از عبور از یک توان خاص گاورنینگ ولو دومی باز می‌شود و در توانهای بالاتر به ترتیب گاورنینگ ولوهای سوم و چهارمی باز می‌شوند. وظیفه این گاورنینگ ولوها کنترل بخار ورودی به توربین و تولید توان موردنظر می‌باشد که فرمان خود را از گاورنر می‌گیرند. قبل از گاورنینگ ولوها بخار از محفظه بخار^۲ که در این نیروگاه به شکل استوانه است، عبور می‌کند. دو عدد محفظه بخار در هر طرف توربین وجود دارد که بخار خروجی هر کدام از آنها وارد ۴ عدد گاورنینگ ولو می‌شود. طول هر کدام از این محفظه‌ها حدوداً ۱/۵ متر بوده و در شکل ۵-۲ نمایش داده شده است. بخار بعد از خارج شدن از طبقه فشار متوسط IP توسط دو خط لوله کراس‌آور وارد طبقه فشار ضعیف می‌شود.

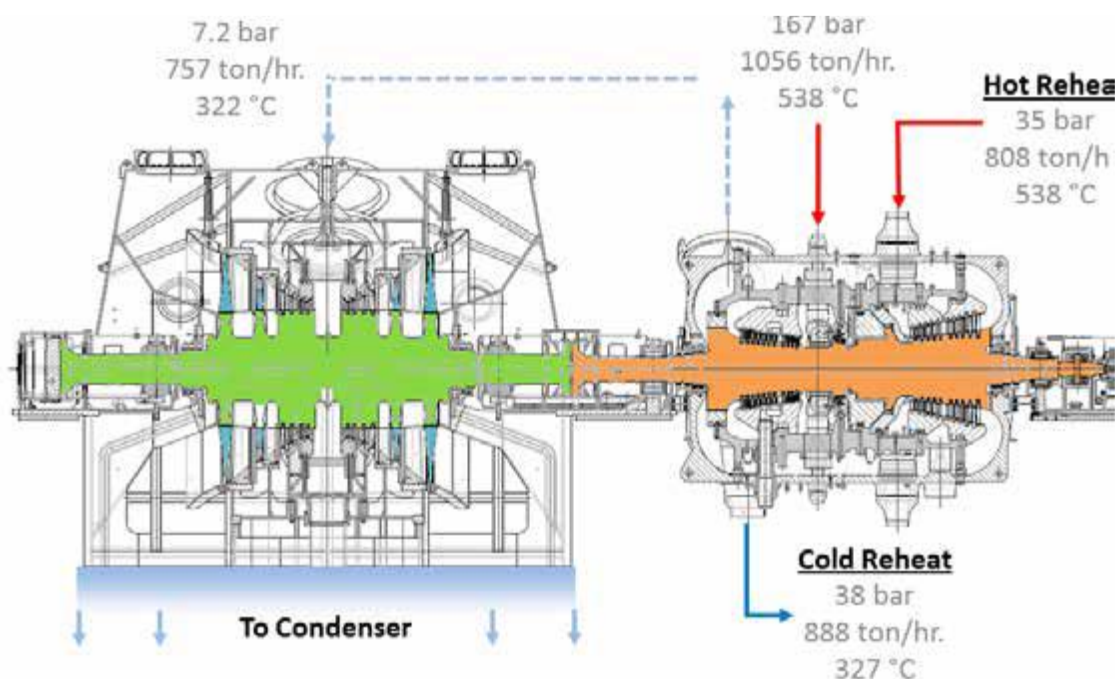
¹ Governing Valve

² Steam Chest



شکل ۵-۲. محفظه بخار توربین ۳۲۰ مگاواتی

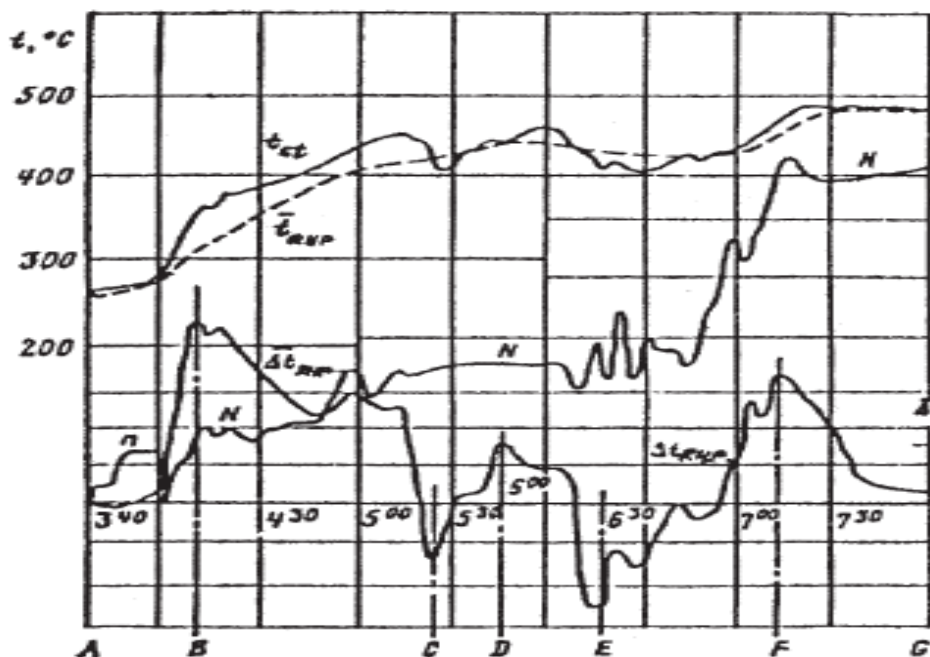
همانطور که ذکر شد توربین بخار MST-70 با توان نامی ۳۲۰ مگاوات و راندمان ۴۳ درصد برای نیروگاه‌های برق طراحی شده است. این توربین بخار دارای دو سیلندر مجزای HP-IP و LP بوده (شکل ۶-۲) و بخار ابتدا از طریق دو ولو تراتلی و هشت ولو کنترل وارد توربین HP می‌شود و پس از عبور از پره‌های فشار بالا برای گرم شدن مجدد به بویلر باز می‌گردد. این گرمایش مجدد، دمای بخار را به دمای بخار اولیه افزایش می‌دهد. سپس بخار گرم شده به توربین IP ارسال و از طریق دو ولو وارد سیلندر IP می‌شود. پس از عبور از پره‌های IP، بخار از طریق دو لوله کراس‌اور وارد توربین LP می‌شود. توربین LP از دو بخش متقارن تشکیل شده است. بسط انبساطی نصب شده در لوله‌های کراس‌اور از تاثیر انبساط حرارتی توربین IP بر سیلندر LP جلوگیری می‌کند. خروجی توربین LP به سمت پایین است و کندانسور نیز زیر این بخش توربین قرار دارد. پیش‌بینی یک بسط انبساطی در محل اتصال این دو بخش مانع از انتقال انبساط حرارتی شعاعی از سیلندر LP به کندانسور می‌شود.



شکل ۶-۲. ساختار داخلی توربین بخار MST-70 همراه با مشخصات بخار ورودی [۱۵]

در چیدمان بخش‌های مختلف توربین، بخش HP میان بخش‌های IP و LP قرار دارد، به گونه ای که بخار خروجی از بخش IP جهت ورود به بخش LP بایستی از روی پوسته داخلی بخش HP عبور کند. این مسیر، اختلاف دمای سطوح درونی و بیرونی پوسته HP را کاهش می‌دهد. در نتیجه تنش‌های حرارتی به ویژه در زمان راه اندازی توربین کاهش می‌یابد. انتخاب مترتال‌های مختلف برای روتورهای HP-IP و LP این امکان را فراهم می‌آورد تا شرایط بخار در هر یک از بخش‌ها، تا حد امکان متناسب با جنس انتخابی تعیین شود. در این حالت، دمای بخار ورودی به توربین HP به مراتب بالاتر از شرایطی است که تنها از یک جنس در ساخت کلیه روتورها استفاده شود. از سوی دیگر، با این طراحی، جنس انتخابی روتور LP از مقاومت بیشتری در برابر خوردگی برخوردار است.

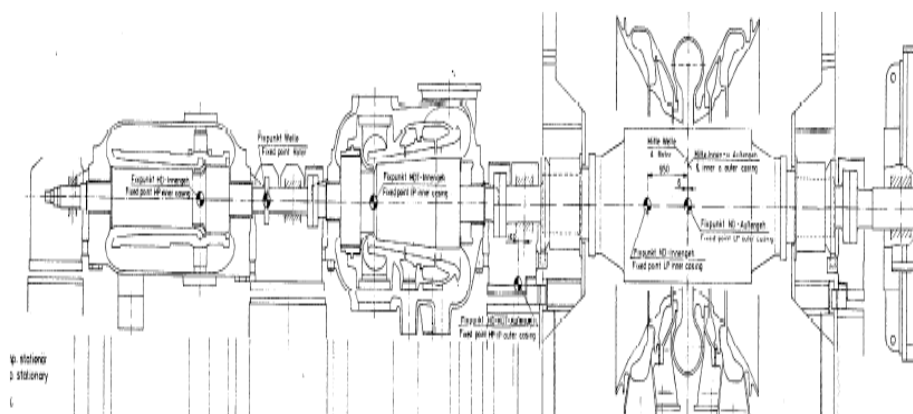
در خصوص چگونگی راه‌اندازی این توربین بخار با توجه طراحی قدیمی این توربین و سیستم ارزیاب تنش حرارتی آن که با فناوری بسیار قدیمی کار می‌کند، در مودهای مختلف (سرد، گرم و داغ) زمان زیادی برای پیش گرم کردن اعمال می‌شود. از این رو بهینه‌سازی زمان راه‌اندازی توربین بر اساس محاسبات جدید که بر پایه روش‌های به روز مانند اجزا محدود می‌باشد در این نوع توربین‌ها ضروریست. برای مثال در شکل ۷-۲ نمودار تغییرات وضعیت حرارتی روتور HP یک توربین بخار ۳۰۰ مگاواتی که اندازه زیادی مشابه این توربین می‌باشد، برای راه‌اندازی در شرایط گرم می‌باشد نمایش داده شده است. می‌توان با محاسبات دقیق‌تر و استفاده از فناوری‌های به روز سیستم‌های پایش تنش حرارتی زمان راه‌اندازی توربین راه کاهش داده و همچنین محاسباتی در خصوص عمر باقی مانده قطعات جدار ضخیم برای مودهای مختلف بهره‌برداری ارائه نمود.



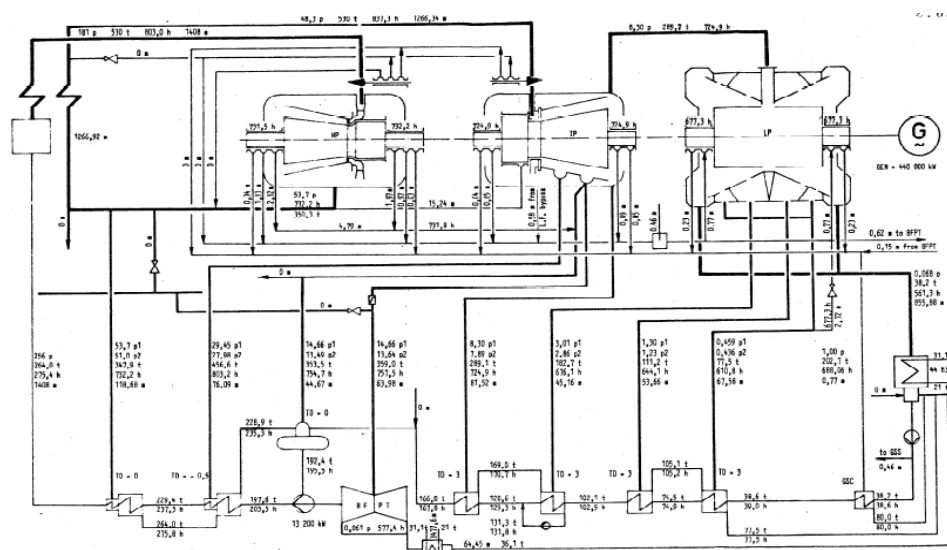
شکل ۷-۲. تغییرات وضعیت حرارتی روتور HP توربین بخار ۳۰۰ مگاواتی در شروع مجدد گرم [۱۶]

۲-۲-۲ توربین بخار ۴۴۰ مگاواتی

نیروگاه بخاری نکا با داشتن ۴ واحد بخار ۴۴۰ مگاواتی از نوع توربین‌های شرکت BBC، قدرت تولید ۱۷۶۰ مگاوات را داراست. این توربین‌ها از نوع فشار متغیر بوده و از سه قسمت شامل توربین‌های فشارقوی (HP)، فشار متوسط (IP) و فشار ضعیف (LP) تشکیل شده است (شکل ۸-۲). فشار دبی بخار در قسمت فشار قوی ۱۸۱ بار در دمای ۵۳۰ درجه سانتی‌گراد و فشار دبی بخار در قسمت فشار متوسط ۴۹ بار در دمای ۵۳۰ درجه سانتی‌گراد و فشار دبی بخار در قسمت فشار ضعیف ۳/۸ بار در دمای ۲۸۹ درجه سانتی‌گراد است (نمودار بالانس حرارتی نمایش داده شده در شکل ۹-۲). سوخت اصلی نیروگاه گاز و سوخت کمکی آن سوخت سنگین (مازوت) است.



شکل ۸-۲. نمایش سطح مقطع توربین ۴۴۰ مگاواتی بخار نکا



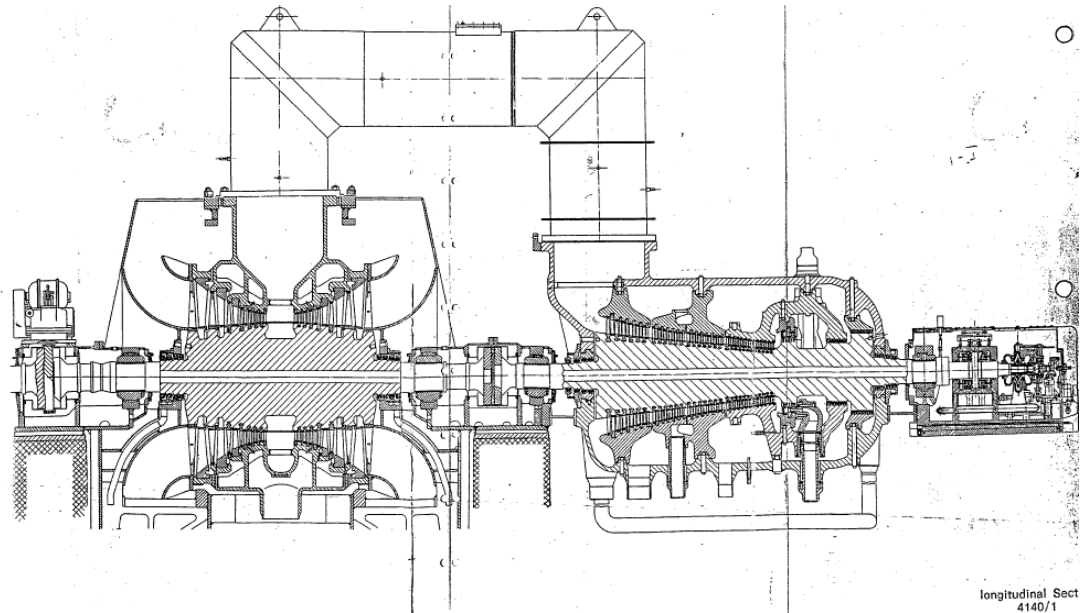
شکل ۹-۲. نمودار بالانس حرارتی توربین ۴۴۰ مگاواتی بخار نکا

مشابه آن چه که در مورد توربین ۳۲۰ مگاواتی فرانکوتوزی در قسمت قبل بیان شد، بنظر می‌رسد که با توجه به قدمت این توربین و سیستم‌های کنترل قدیمی آن، امکان بهینه‌سازی زمان راه‌اندازی در این واحدهای بخار و همچنین استفاده از سیستم‌های بروز پایش تنش حرارتی در این خصوص وجود دارد. سیستم کنترل تنش حرارتی این توربین مبتنی بر مدل فیزیکی بوده و استفاده از روش‌های دقیق محاسباتی برای تنش حرارتی می‌تواند در راستای بهره‌برداری توربین در مودهای مختلف کارگشا باشد.

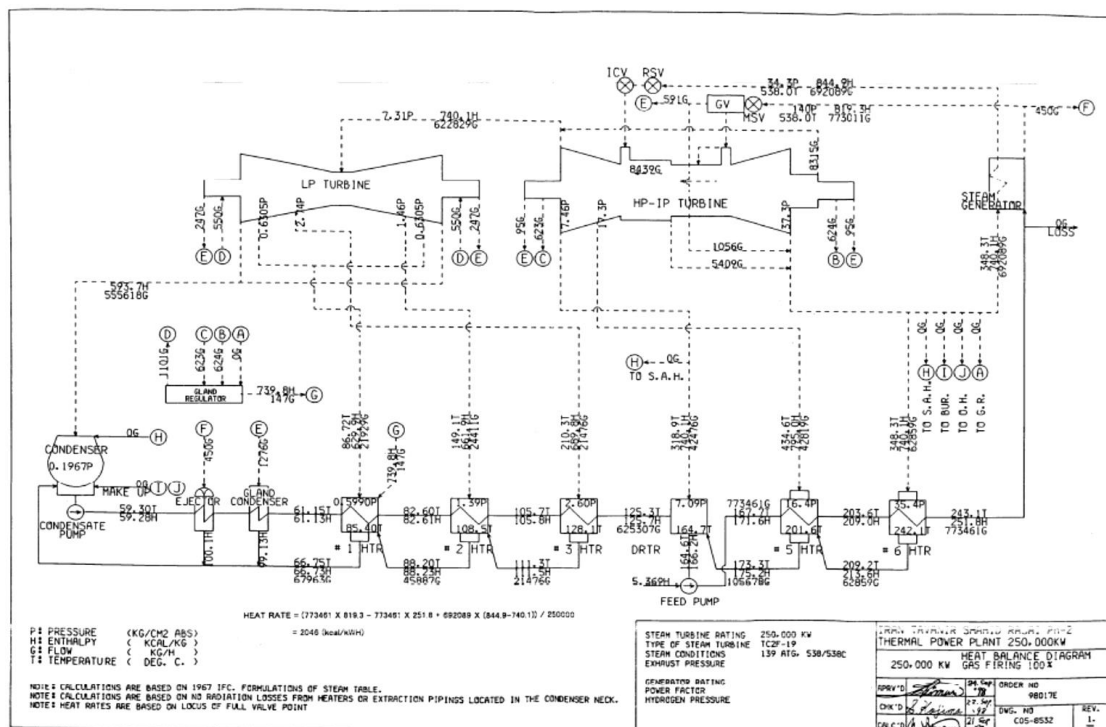
۲-۲-۳ توربین بخار ۲۵۰ مگاواتی

توربین‌های بخار ۲۵۰ مگاواتی میتسوبیشی موجود در کشور بصورت سه فشاره در نیروگاه حرارتی شهید مفتاح همدان و نیروگاه شهید رجایی قزوین مورد بهره‌برداری قرار گرفته است. همانطور که در شکل ۱۰-۲ نمایش داده شده است، قسمت فشار قوی و متوسط این توربین بر روی یک روتور و یک پوسته جدا و قسمت فشار ضعیف آن بر روی یک روتور و پوسته دیگر که جریان بخار آن بصورت دو طرفه در خلاف یکدیگر می‌باشد قرار گرفته است. پره‌های استیج اول و دوم این توربین از نوع ایمپالسی می‌باشد.

دمای بخار خروجی بویلر ۵۴۰ درجه سانتی‌گراد با فشار ۱۴۰ بار با ظرفیت تولید بخار ۸۴۰ تن در ساعت است. بالانس حرارتی این توربین در شکل ۲-۱۱ نمایش داده شده است و مشخصات ترمودینامیکی این توربین در جدول ۲-۳ آورده شده است.



شکل ۲-۱۰. توربین‌های HP&IP و LP ۲۵۰ مگاواتی میتسویشی



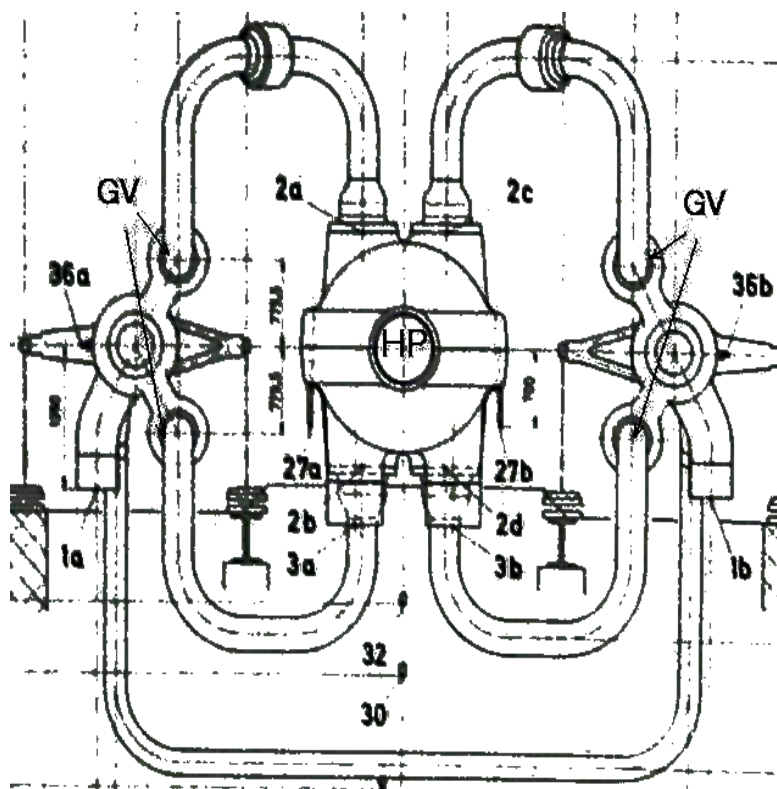
شکل ۲-۱۱. بالانس حرارتی توربین بخار میتسویشی ۲۵۰ مگاواتی در بار نامی

جدول ۳-۲ اطلاعات ترمودینامیکی بدست آمده از دیاگرام بالانس حرارتی در توان ۲۵۰ مگاوات

ردیف	پارامتر	توربین HP	توربین IP	توربین LP	بازگرمکن RH	Cross Over
۱	دبی جرمی بخار ورودی	۷۷۱۳۶۴	۶۹۲۰۸۹	۶۲۲۸۲۹	۶۹۲۰۸۹	۶۲۲۸۲۹
۲	فشار بخار ورودی	۱۴۰	۳۴/۳	۷/۳۱	۳۷/۳	۷/۳۱
۳	فشار بخار ورودی	۱۳۷۲۹/۳۱	۳۳۶۳/۶۸	۷۱۶/۸۶۶	۳۶۵۷/۸۸	۷۱۶/۸۶۶
۴	دمای بخار ورودی	۵۳۸	۵۳۸	۳۲۰/۴۲	۳۴۸/۳	۳۲۰/۴۲
۵	آنتالپی بخار ورودی	۸۱۹/۳	۸۴۴/۹	۷۴۰/۱	۷۴۰/۱	حالت ۱ ۷۴۰/۱
۶	آنتالپی بخار ورودی	۳۴۳۰/۲۴	۳۵۳۷/۴۲۷	۳۰۹۸/۶۵	۳۰۹۸/۶۵	۳۰۹۸/۶۵
۷	آنتروپی بخار ورودی	۶/۵۱۶۸۱	۷/۲۷۱۱۸	۷/۲۹۵	۶/۶۱۸۵	۰/۳۲۸۹۱۹
۸	فشار بخار خروجی	۳۷/۳	۷/۴۶	۰/۲۱	۳۴/۳	حالت ۲ ۷/۹
۹	فشار بخار خروجی	۳۶۵۷/۸۸	۷۳۱/۵۷	۱۹/۲۸۹	۳۳۶۳/۶۸	۷۷۴/۲۵
۱۰	دمای بخار خروجی	۳۴۸/۳	۳۱۸/۹	۶۰ بخار ۹۱.۳٪	۵۳۸	۳۲۰/۸۲
۱۱	آنتالپی بخار خروجی	۷۴۰/۱	۷۴۰/۱	۵۹۳/۷	۸۴۴/۹	حالت ۲ ۷۳۹/۶
۱۲	آنتالپی بخار خروجی	۳۰۹۸/۶۵	۳۰۹۸/۶۵	۲۴۸۲	۳۵۳۷/۴۳	۳۰۹۶/۵۶
۱۳	آنتالپی بخار آیزنتروپیک خروجی	۳۰۳۶/۴۷	۳۰۸۹/۳۴	۲۴۰۴/۸۴	-	-
۱۴	آنتالپی بخار آیزنتروپیک خروجی	۷۲۵/۲۴۸	۷۳۷/۸۷	۵۷۴/۳۸	-	-
۱۵	آنتروپی بخار خروجی	۶/۶۰۹۹۶	۷/۲۸۰۹۱	-	۷/۲۷۱۱۸	۰/۳۰۶۶

مطابق شکل ۱۲-۲ قبل از بخش HP این توربین‌های بخار، ۴ عدد گاورنینگ ولو وجود دارد که بخار قبل از ورود به HP از آنها می‌گذرد. میزان بازشدگی‌های این گاورنینگ ولوها در توان‌های مختلف، متفاوت است؛ به طور مثال در ابتدا گاورنینگ ولو اول باز می‌شود و بعد از عبور از یک توان خاص گاورنینگ ولو دوم باز می‌شود و در توان‌های بالاتر به ترتیب گاورنینگ ولو های سوم و چهارم باز می‌شوند. وظیفه این گاورنینگ ولو ها کنترل بخار ورودی به توربین و تولید توان موردنظر می‌باشد که فرمان خود را از گاورنر می‌گیرند. همچنین، محفظه‌ای بعد از گاورنینگ ولو ها و قبل از بخش HP توربین وجود دارد که بخار، پیش از ورود به HP، در آن ذخیره می‌شود؛ حجم این محفظه به نسبت کوچک است.

طبق استعلام صورت گرفته در خصوص این توربین‌ها زمان راه‌اندازی آن طبق آخرین اقدامات صورت گرفته توسط شرکت سازنده برای حالت سرد بیشتر از ۹ ساعت می‌باشد که اخیراً با انجام بهینه‌سازی‌های صورت گرفته به ۹ ساعت رسیده است. سیستم پایش تنش حرارتی آن نیز توسط شرکت سازنده توربین بر این اساس طراحی شده است. از این رو ارزیابی و دستیابی به زمان‌های کمتر با توجه به این به طراحی و به روزرسانی‌های صورت گرفته چه از نظر محاسباتی و چه از نظر سیستمی می‌بایست امکان‌سجی گردد.



شکل ۱۲-۲. گاورنینگ ولوها و لوله‌های محفظه بخار

۳-۲ جمع‌بندی

در این فصل به مروری اجمالی از توربین‌ها بخار مورد استفاده از نیروگاه‌های کشور پرداخته شد. بطور کلی دو دسته‌بندی از این توربین‌ها وجود داشت که شامل توربین‌های بخار مورد استفاده در سیکل ترکیبی و توربین‌های بخار مورد استفاده در سیکل ساده بخار می‌شوند. سیستم‌های پایش تنش حرارتی در توربین‌های بخار مورد استفاده در سیکل ترکیبی، بخصوص توربین‌های بخار نوع E ۱۶۰ مگاواتی از فناوری جدیدتری نسبت به توربین‌های بخار سیکل ساده بهره می‌گیرند. با این وجود بررسی‌ها و استعلامات صورت گرفته مشخص کننده آن است که با توجه به دقت و به روز بودن سیستم‌های ارزیابی تنش حرارتی اما از مدل‌های ساده ریاضی برای محاسبه مقادیر تنش حرارتی استفاده می‌کنند و می‌توان با بکارگیری روش‌های رایج عددی مانند روش اجزا محدود، ضمن افزایش دقت محاسبات، حدود مجاز تنش‌های حرارتی را برای راه‌اندازی بهینه و سریع‌تر واحد در انواع مودهای بهره‌برداری شامل شروع سرد، گرم و داغ بهبود داد. همچنین امکان مانورهای بیشتر برای بهره‌برداری در سایر مودهای ممکنه از قبیل کنترل بار و فرکانس مورد ارزیابی قرار داد. این در حالیست که واحدهای بخار سیکل ساده با توجه به قدمت توربین‌های مورد استفاده در کشور اکثراً فاقد سیستم پایش آنلاین تنش حرارتی مناسب بوده و در صورت موجود بودن نیز خود سیستم نیازمند

نوسازی و افزایش دقت و عملکرد از لحاظ ساختاری با توجه به فناوری بکار رفته در آن دارد. همچنین دستورالعمل‌های راه‌اندازی این واحدها بر اساس محاسبات تنش‌های حرارتی با مدل‌های ساده فیزیکی یا ریاضیاتی بوده که از دقت کافی برخوردار نمی‌باشند و میزان تنش‌های حرارتی را بیش از اندازه تخمین می‌زنند. از این رو می‌توان به مطالعه و بکارگیری روش‌هایی دقیق‌تر محاسباتی که در گزارش اول تشریح شد، این محاسبات و دستورالعمل‌های بهره‌برداری را اصلاح نموده و امکان کاهش زمان راه‌اندازی را تا مقادیر قابل قبولی بدون آن که توربین دچار مشکلات جدی از نظر خستگی کم چرخه می‌شود، مورد بررسی و ارزیابی قرار داد.

۳ بررسی عدم قطعیت و دقت تنش‌های حرارتی پیش‌بینی شده

۱-۳ مقدمه

بطور خلاصه تنش‌های حرارتی در اجزاء جدار ضخیم توربین بخار در طول مدت راه اندازی، خاموش کردن یا تغییرات بار رخ می‌دهند که مقدار آن توسط سیستم‌های ارزیاب تنش حرارتی کنترل می‌شود. در واقع سیستم ارزیاب تنش حرارتی با استفاده از پارامترهای کنترلی از قبیل میزان بارگیری (تغییرات جرم و تغییرات فشار بخار ورودی به بخش‌های مختلف توربین) و تغییرات دمای بخار ورودی و سرعت چرخش توربین سعی می‌کند که حاشیه مجاز از مقادیری که پیشتر از معیار طراحی حاصل شده است، سیستم تخطی نکند. دو نکته مهم در این خصوص وجود دارد یکی بحث چگونگی محاسبه مقادیر تنش حرارتی و دیگری داده‌های عملکردی گرده‌آوری شده از توربین حین بهره‌برداری.

در خصوص محاسبه مقادیر تنش‌های حرارتی و تعیی معیار طراحی و حاشیه مجاز حین بهره‌برداری می‌بایست مدل ریاضی و روش‌های محاسباتی از دقت کافی در این خصوص برخوردار باشند. این کار با تشخیص مقدار و مکان بیشینه تنش در زمان‌های مختلف و داشتن سیکل بارگذاری و پیش‌بینی عمر باقی مانده قطعه مورد مطالعه با استفاده از روابط توسعه داده شده برای خستگی کم چرخه صورت می‌گیرد. هرگونه عدم قطعیت در این خصوص باعث تعیین معیارهای نامناسب و عدم بهره‌برداری صحیح توربین خواهد شد. از این رو صحت سنجی مدل از مواردی است که طراح در این خصوص می‌بایست برای ارائه دستور العمل بهره‌برداری در مودهای مختلف که در سیستم لاجیک و کنترل پایش تنش حرارتی مد نظر قرار دهد. بطوری که تنش‌های حرارتی بسته به ماده مورد استفاده و وضعیت ولوهای فشار و دما نباید از مقادیر از پیش مشخص شده تجاوز کنند. برای مثال طراح پیشنهاد می‌کند که برای قرارگیری در محدوده مجاز از تنش‌های حرارتی در یک نیروگاه سیکل ترکیبی ۴۵۰ مگاوات، در حالت شروع بکار مجدد از حالت سرد، طولانی‌ترین زمان در حدود ۷۵ تا ۱۵۰ دقیقه و برای شروع گرم ۴۰ تا ۵۰ دقیقه می‌تواند زمان ببرد.

نکته دوم در مورد خود داده‌های عملکردی از قبیل دما جمع‌آوری شده در نقاط مختلف توربین و فشار بخار اصلی و صحت آن‌ها می‌باشد. چرا که در مدل استفاده شده در لاجیک توربین از آن برای ارزیابی تنش حرارتی استفاده خواهد شد. از این رو نه تنها مدل محاسباتی، بلکه داده‌های جمع‌آوری شده نیز باید مورد ارزیابی قرار گیرد. در واقع به حداقل رساندن انحرافات دمایی در طول حالت‌های گذر نیروگاهی هدف نخست سیستم‌های کنترل و پایش پیشرفته جهت بهینه‌سازی زمان راه اندازی، خاموش کردن یا تغییرات بار است. کنترل اقتصادی این بهره‌برداری ناپایا، نیاز به نزدیک شدن به حداکثر تنش‌های مجاز و نگهداری در بالاترین درجه حرارت را دارد. برای رسیدن به این هدف، پویایی یا دینامیک نیروگاه باید به خوبی درک شود. هرگونه عدم قطعیت چه در مدل محاسباتی و چه در داده‌ها می‌بایست مورد ارزیابی قرار گیرند.

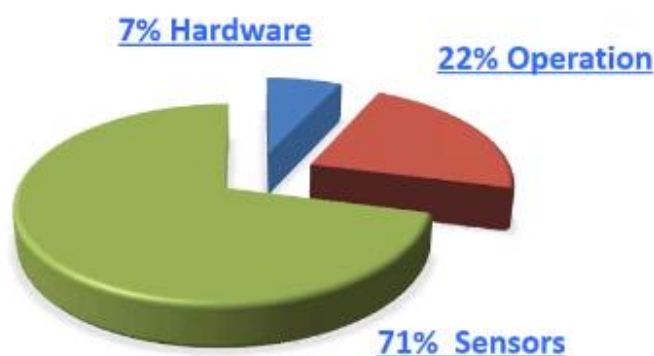
مسائل مربوط به مدل‌های محاسباتی برای تنش‌های حرارتی و ارزیابی و همچنین عدم قطعیت هر یک از آن‌ها در گزارش اول به تفصیل مورد بحث قرار گرفت. بطور خلاصه بیان شد که مدل‌های ساده ریاضی هرچند که از سرعت بالایی برای محاسبات برخوردار هستند اما نسبت به مدل‌های تحلیل شده با استفاده از روش‌های عددی از قبیل روش اجزا محدود از دقت کمتری برخوردار بوده و برای شرایط بهره‌برداری مقادیر بیش از حد مجاز در نظر می‌گیرند و رویکرد محافظه کارانه خواهند داشت.

در ادامه این فصل سایر چالش‌های مربوط به سیستم‌های آنلاین تنش حرارتی از قبیل عدم قطعیت در حسگرها و مقادیر جمع‌آوری شده از داده‌های عملکردی مورد بحث قرار خواهد گرفت.

۲-۳ چالش‌های مربوط به عدم قطعیت در سیستم‌های آنلاین تنش حرارتی

۱-۲-۳ مشکلات مربوط عملکرد نامناسب حسگرها

عملکرد نامناسب حسگرها و خرابی احتمالی آن‌ها یک مشکل رایج محسوب می‌شود. داده‌برداری نادرست از روی حسگرها نیز پدیده‌ی خطرناکی محسوب می‌شود که منجر به تشخیص نادرست مقادیر اختلاف دما و به طبع آن تنش حرارتی ایجاد شده و پیش‌بینی عمر باقی‌مانده قطعات اصلی توربین بخار خواهد شد. مسائل مربوط به عملکرد نامناسب حسگرها ۷۰ درصد مشکلات تشخیص داده شده را شامل می‌شود. بدلیل آن که حسگرها لاجیک محافظتی توربین را تحت تاثیر قرار می‌دهد، از این رو ممکن است عملکرد نامناسب آن یک چالش بزرگ ایجاد نماید. از این رو تمرکز بر پایش پیوسته مستلزم ارزیابی همه جانبه نیروگاه بصورت دائم و همکاری با بهره‌بردارن جهت استفاده از حسگرهای دقیق و نگهداری آن‌ها و سایر تجهیزات نیروگاه در بالاترین سطح ممکنه می‌باشد. برای این منظور این تجهیزات و حسگرهای آن‌ها قابلیت داوم آوری در محیط‌های نامساعد را داشته و همچنین از پایداری مناسب برای مدت زمان طولانی و حساسیت بالایی در این مدت داشته باشند.



شکل ۱-۳. آمار مربوط به خرابی احتمالی نیروگاه حرارتی [۶]

۲-۲-۳ دقت پیش‌بینی تنش‌های حرارتی

بطور خلاصه مواردی که در دقت پیش‌بینی تنش‌های حرارتی موثر هستند و منجر به عدم قطعیت در پیش‌بینی عمر باقی مانده قطعات اصلی توربین بخار خواهند شد شامل موارد زیر می‌شود:

الف) داده‌های میدانی محدود:

اطلاعات و مقدار پروب‌هاب تنش و دما مورد دسترس ممکن است محدود باشد. از سوی دیگر اندازه‌گیری دمای سطح روتور و فلز آن تقریباً غیرممکن است که بتوان دقیق ثبت شود.

ب) محدودیت‌های روش‌ها و مدل‌های محاسباتی ساده شده برای استفاده در سخت افزار سیستم پایش آنلاین تنش حرارتی این مدل‌های ساده شده بطور دقیق نمی‌توانند رفتار قطعه واقعی تحت بارهای حرارتی را شبیه‌سازی کنند.

ج) مدل‌های کاربردی اثرات فیزیکی پیشرفته را در نظر نمی‌گیرند

۱- پدیده چگالش که در مراحل اولیه شروع مجدد سرد اتفاق می‌افتد.

۲- اثر ویندج^۱ در رژیم‌های که جریان کم بوده و سرعت دورانی توربین بالا بوده و توربین بصورت کمپرسور عمل می‌کند.

¹ windage

د) هیچ راه حلی برای ذخیره داده‌ها وجود ندارد

اغلب محاسبات ممکن است بعد از سال‌ها متوقف شده و نتایج گم شود.

انحرافات اندازه‌گیری ممکنه بخاطر جانمایی تجهیزات اندازه‌گیری منجر به نتایج محاسباتی اشتباه خواهد شد.

ه) روش‌های مدرن که اساسا بر اساس شبیه‌سازی اجزای محدودی آنلاین هستند می‌بایست توسعه یابند تا با دقت بالا تنش‌های حرارتی و عمر قطعات را پیش‌بینی کنند.

بطور کلی این موارد باعث می‌شود که در سیستم‌های پایش آنلاین تنش‌های حرارتی توربین بخار عدم قطعیت وجود داشته باشد. این عدم قطعیت منجر به بهره‌برداری نامناسب و تخمین عمر نادرست قطعات اصلی توربین بخار در شرایط مختلف و مودهای گوناگون بهره‌برداری توربین خواهد شد.

۳-۳ نتیجه گیری

بطور کلی شرایط بهره‌برداری توربین بخار بطور کلی به دو دسته تقسیم‌بندی می‌شود، شرایط پایا و گذرا. حتی در حالت پایا نیز وقتی شرایط واقعی توربین در نظر گرفته شود، بصورت نوسانی می‌باشد. این شرایط نوسانی اصولاً به کیفیت و چگونگی تنظیم سیستم کنترل واحد بستگی دارد. شرایط گذرای شامل شروع مجدد (پیش استارت و گرم شدن توربین-دورگیری-بارگیری)، تحت بار (بهره‌برداری توربین تحت بار ثابت، تغییرات بار در محدوده مشخص و فراتر از آن) و از کارافتادن (خنک کردن توربین متوقف شده و وضعیت سرد توربین). کاهش زمان شروع مجدد بطور قابل توجهی بازدهی نیروگاه را افزایش می‌دهد، چرا که کاهش انرژی اتلافی و کاهش مصرف سوخت حین شروع مجدد بشدت افزایش می‌یابد. برای مثال کاهش تنها ۱۰ دقیقه از زمان شروع مجدد یک توربین بخار ۷۰۰ مگاواتی که هفتگی یکبار خاموش می‌شود، ۰/۲۷ میلیون یورو برای نیروگاه سودآوری خواهد داشت. از این رو مطالعه و بهینه‌سازی رفتار گذرای توربین بخار از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. مهمترین مسئله در این خصوص پایش تنش‌های حرارتی توربین بخار می‌باشد که توسط سیستم‌های آنلاین پایش تنش حرارتی صورت می‌گیرد.

در این گزارش که مربوط به فاز دوم و نهایی پروژه بررسی فناوری سیستم‌های پایش آنلاین تنش‌های حرارتی توربین‌های بخار می‌باشد، به بررسی این سیستم‌ها و نحوه کارکرد آن‌ها در پایش تنش‌های حرارتی پرداخته شده است و همچنین روند توسعه فناوری‌های بکار رفته در آن‌ها تشریح گردیده است. مشخص گردید که هدف اصلی پایش و کنترل تنش بصورت آنلاین بطور کلی ارزیابی سطح تنش در توربین بخار و محافظت از تنش‌های حرارتی با پایش دمای بخار و جریان طی بهره‌برداری در حالت پایا و گذرا، اطمینان از کمترین زمان استارت آپ ممکنه برای توربین بخار برای یک تعداد استارت آپ‌های گارانتی شده می‌باشد.

سپس ضمن مروری بر نیروگاه‌های بخار کشور جایگاه و لزوم استفاده از آن تعیین گردید. مشخص گردید که مدل‌های بکار رفته در اکثر این سیستم‌ها برای محاسبات تنش حرارتی شامل مدل‌های ساده ریاضیاتی می‌باشد و فناوری بکار رفته بخصوص در توربین‌های بخار سیکل ساده قدیمی می‌باشند. از این رو امروزه الزامات برای زمان شروع مجدد بسیار سخت گیرانه است و بسیاری از فرآیندهای شروع مجدد برای نیروگاه‌های موجود از شرایط بهینه دور می‌باشند. عامل اصلی محدود کننده بر روی بهره‌برداری انعطاف پذیر از توربین‌های بخار تنش‌های حرارتی بر روی اجزا با ضخامت بزرگ می‌باشد. عمر طراحی در برابر عمر عملیاتی واقعی در سایت بر اساس الزامات عمر طراحی بر اساس منحنی‌های تئوری می‌باشند، این درحالیست که پارامترهای واقعی شروع مجدد معمولاً از پارامترهای تئوری انحراف دارند و متفاوت می‌باشند از این رو عمر باقی مانده می‌بایست تصحیح گردد.

علاوه بر آن عدم قطعیت در سیستم‌های پایش تنش حرارتی از لحاظ گوناگون مورد بررسی قرار گرفت. این عدم قطعیت‌ها بطور کلی شامل احتمال عدم عملکرد مناسب حسگرها و عدم دقت کافی در محاسبه تنش‌های حرارتی در مودهای مختلف بهره‌برداری و تبع آن پیش‌بینی نادرست عمر باقی مانده قطعات اصلی توربین بخار شامل، روتور، پوسته‌ها و ولوها خواهد شد.

فهرست مراجع

- [۱] رامین فخری اسفستانی و محسن منتظری، ارزیابی عملکرد زمانی مراحل راه‌اندازی توربین بخار سری E شرکت زیمنس با در نظر گرفتن تنش حرارتی، چهارمین کنفرانس نیروگاه‌های برق، ۱۳۹۰.
- [2] Turbine Stress Evaluator and Turbine Supervisory, ANSALDO, Chapter 6, 1990.
- [3] Mapna 22 Yazd Basic Operation Training Steam Turbine Siemens AG – Power Generation.
- [4] Mapna 22 Yazd Siemens AG – SPPA – T2000 (Teleperm XP).
- [5] http://www.siemensvakfi.org/i/content/3855_1_R3C_Istanbul-2008_e_V1-0.pdf
- [6] L. Moroz, Steam Turbine Thermal Stress Online Monitoring Technology, *17th EPRI Steam Turbine Generator Workshop, Turbine Generator Users Group Meeting & Vendor Exhibition, Pittsburgh, PA, August 15, 2017.*
- [7] G. Pahl, W. Reitze, M. Salm. Monitoring temperature changes in steam turbines. *The Brown Boveri Review.* 1964; 51(3):165-175.
- [8] R. Sindelar. Control of the level of heat stress of the steam turbine metal during start-up and load changes. *Skoda Review.* 1972; 4: 19-30.
- [9] R. Dawson. Monitoring and control of thermal stresses and component life expenditure in steam turbine. *Proceedings of the International Conference on Modern Power Stations.* AIM, Liege, 1989.
- [10] G. K. Lausterer. On line Thermal stress monitoring using Mathematical Models. *Control Eng. Practice.* 1997; 5: 85-90.
- [11] Rusin. H. Lukowicz, M. Lipka. Continuous control and optimization of thermal stresses in the process of turbine start-up. *Proceedings of the sixth international Congress on Thermal stresses.* Vienna, 26-29. May. 2005.
- [12] G. H. Koo, J. J. Won, W. Kim. Green's function method with consideration of temperature dependent material properties for fatigue monitoring of nuclear power plants. *Int. J. of Pressure Vessels and piping;* 2009; 163: 187-195.
- [13] G. Wook, B. Kim, S. Chang. Fatigue Life Evaluation for Turbine Rotor Using Green's Function. *Procedia Engineering.* 2011; 10: 2292-2297.
- [14] G. Zhang, Y. Duan, X. Yu, R. Chen. Study on Application of Green's Function Method in Thermal Stress Rapid Calculation. *Nuclear Power Engineering.* 2013; 34(5):45-47.
- [15] <https://www.mapnaturbine.com/products>