





دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده: مکانیک

گروه: سیالات

استفاده از روش تحلیل مرکب پینچ و اکسرژی جهت کاهش
مصرف انرژی در نیروگاه برق مشهد

دانشجو:

حسن سبزی کار

استاد راهنما:

دکتر سید مجید هاشمیان

پایان نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

ماه و سال انتشار:

بهمن ۱۳۹۱

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده : مکانیک

گروه : سیالات

پایان نامه کارشناسی ارشد آقای حسن سبزی کار

تحت عنوان: استفاده از روش تحلیل مرکب پینچ و اکسرژی جهت کاهش مصرف انرژی در نیروگاه برق

مشهد

در تاریخ توسط کمیته تخصصی زیر جهت اخذ مدرک کارشناسی ارشد مورد ارزیابی و با درجه مورد پذیرش قرار گرفت.

امضاء	اساتید مشاور	امضاء	اساتید راهنما
			دکتر سید مجید هاشمیان

امضاء	نماینده تحصیلات تکمیلی	امضاء	اساتید داور
	نام و نام خانوادگی :		نام و نام خانوادگی :
			نام و نام خانوادگی :
			نام و نام خانوادگی :
			نام و نام خانوادگی :

باسپاس و قدردانی از برترین های زندگیم

پدر بزرگوارم

که لحظه لحظه زیستتم را در سایه بزرگواری و دانایی اش آسودم و وجود پر افتخارش سایه ایست

جاودانه بر فراز سربلندی های من

و

مادر مهربانم

که مفهوم بی دریغ مهربانی و صداقت است.

او که دنجوشی های امروزم را دیون دلواپسی های همیشگی اش هستم.

تقدیم به آن دو عزیز

سپاس:

از استاد بزرگوارم، جناب آقای دکتر سید مجید ماشیان که در مراحل انجام پژوهش از راهنمایی‌های ارزنده این عزیز برخوردار بوده‌ام، کمال تشکر و سپاس را دارم
از آقایان مهندس ایزدی و مهندس جباری و همه عزیزانی که ذکر نامشان مقدور نیست، جهت همکاری بی‌دین‌شان در پیشبرد این پایان‌نامه سپاس‌گذارم.

تعهد نامه

اینجانب حسن سبزی کار دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته رشته مکانیک - مهندسی سیستم‌های انرژی

دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه "استفاده از روش تحلیل مرکب پینچ و اکسرژی

جهت کاهش مصرف انرژی در نیروگاه برق مشهد" تحت راهنمایی دکتر هاشمیان متعهد می شوم .

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است .
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است .
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است .
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « **Shahrood University of Technology** » به چاپ خواهد رسید .
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است .
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است .

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج ، کتاب ، برنامه های رایانه ای ، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد . این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود .
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

* متن این صفحه نیز باید در ابتدای نسخه های تکثیر شده پایان نامه وجود داشته باشد .

چکیده

توانایی آنالیز پینچ نمایش اطلاعات سیستم با استفاده از نمودارهای ساده (نمودارهای ترکیبی و جامع ترکیبی) وهدف گذاری سیستم می‌باشد. و توانایی آنالیز اکسرژی این است که می‌تواند دلایل عمده ناکارآمدی‌های ترمودینامیکی فرآیندهای حرارتی و شیمیایی و اصلاحات محتمل را تعیین نماید. با تلفیق توانایی‌های این دو روش، می‌توان تمام فرآیندهای سیستم را در یک نمودار نمایش داد. محدودیت آنالیز پینچ این است که تنها جهت فرآیندهای انتقال حرارت کاربرد دارد، نه فرآیندهایی که شامل تغییرات فشار و ترکیبات اجزاء می‌باشد. جهت غلبه بر این مشکل از نمودار (Ω -H) استفاده شده است که Ω بیانگر تراز انرژی و H مقدار انرژی می‌باشد. بالانس انرژی و اکسرژی برای کل سیستم را به سادگی توسط این نمودار می‌توان نمایش داد، در این دیاگرام، توانایی‌های دو آنالیز پینچ و اکسرژی با یکدیگر ترکیب شده، چون این نمودار کارایی سیستم را نشان می‌دهد و می‌توان جهت بهبود یک سیستم هدف گذاری نمود. در هر حال فرآیندها و تجهیزات ناکارا مشخص شده و می‌توان اصلاحات با پتانسیل واقعی قابل دسترس که با استفاده از تلفات اکسرژی اجتناب پذیر تعیین می‌شود، انجام داد. آنالیز اکسرژی اجتناب پذیر ماکزیمم پتانسیل بهبود که با توجه به تکنولوژی‌های موجود و شرایط اقتصادی قابل دسترس می‌باشد را تعیین می‌کند.

در این گزارش یک نیروگاه بخار 150 MW با استفاده از نرم افزار شبیه ساز CYCLE TEMPO 5 شبیه سازی شده است. و پارامترهای عملیاتی سیستم توسط آنالیز ترکیبی پینچ و اکسرژی اصلاح شده‌اند، که در نهایت منجر به کاهش $2/2\%$ در مصرف سوخت و افزایش راندمان نیروگاه از $35/1\%$ به $36/6\%$ شد.

فهرست مطالب

- ۱- مقدمه و مرور آثار پژوهشی پیشین ۱
- ۱-۱ مقدمه ۲
 - ۱-۱-۱ اهمیت نقش انرژی و بهینه‌سازی آن ۲
 - ۱-۱-۲ اهمیت بهینه‌سازی انرژی نیروگاه های حرارتی ۳
 - ۲-۱ مرور آثار پژوهشی پیشین ۴
- ۲- معرفی نیروگاه توس ۸
 - ۱-۲ نیروگاه توس ۹
 - ۱-۱-۲ توربین ۹
 - ۲-۱-۲ کندانسور هوایی ۹
 - ۳-۱-۲ بویلر ۱۰
 - ۴-۱-۲ اتاق فرمان ۱۰
 - ۵-۱-۲ ژنراتور و ترانسفورماتور ۱۰
 - ۶-۱-۲ تصفیه آب و آزمایشگاه ۱۱
 - ۷-۱-۲ نحوه عملکرد سیکل ۱۱
- ۳- انتگراسیون فرآیند ۱۴
 - ۱-۳ مقدمه ۱۵
 - ۲-۳ کاربردهای انتگراسیون فرآیند ۱۵
 - ۱-۲-۳ مزایای استفاده از انتگراسیون فرآیندها ۱۵
 - ۳-۳ تکنولوژی پینچ ۱۷
 - ۱-۳-۳ مفاهیم اولیه پینچ ۱۹
 - ۲-۳-۳ منحنی‌های ترکیبی ۱۹
 - ۳-۳-۳ منحنی‌های ترکیبی جامع ۲۱

- ۲۲-۳-۴ اکسرژی
- ۲۳-۳-۴-۱ تحلیل اکسرژی
- ۲۴-۳-۴-۲ راندمان اکسرژتیک
- ۲۸-۳-۴-۳ انهدام اکسرژی
- ۲۹-۳-۴-۴ انهدام اکسرژی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر
- ۳۰-۳-۴-۵ روابط اکسرژی در تجهیزات نیروگاه
- ۳۱-۳-۵ آنالیز ترکیبی پینچ و اکسرژی
- ۳۳-۳-۵-۱ نمودار جدید اکسرژی- انرژی ($\Omega - H$)
- ۳۴-۳-۵-۲ فرآیندهای اصلی سیستم
- ۳۴-۳-۵-۱-۲ فرآیند انتقال حرارت
- ۳۵-۳-۵-۲-۲ فرآیند انبساط آدیاباتیکی
- ۳۶-۳-۵-۲-۳ فرآیند تراکم آدیاباتیکی
- ۳۷-۴- نمودارهای ارزش‌گذاری
- ۳۸-۴-۱ مفهوم نمودار ارزش‌گذاری
- ۴۰-۴-۲ نمودار ارزش‌گذاری در گرمکن‌های آب تغذیه
- ۴۲-۴-۳ نمودار ارزش‌گذاری در بویلر بخار
- ۴۳-۴-۴ نمودار ارزش‌گذاری در نیروگاه‌ها
- ۴۹-۴-۵ تأثیر پیش‌گرم کردن هوا در فرآیند احتراق
- ۵۲-۵- بررسی نیروگاه توس
- ۵۳-۵-۱ مقدمه
- ۵۳-۵-۲ شبیه‌سازی سیکل نیروگاه
- ۵۸-۵-۳ بررسی و تحلیل اکسرژی نیروگاه توس
- ۶۶-۵-۳-۱ استفاده از نمودارهای ارزش‌گذاری جهت بررسی وضعیت سیستم

۶۶	۱-۱-۳-۵ بررسی فرآیندهای انتقال حرارت
۶۸	۴-۵ تحلیل یکپارچه کل سیستم
۹۸	۵-۵ نتیجه‌گیری
۹۹	علائم اختصاری
۱۰۰	مراجع

فصل اول

مقدمه و مرور آثار پژوهشی پیشین

۱-۱ مقدمه

نیاز روز افزون بشر به انرژی و محدودیت‌های منابع آن و از طرفی افزایش چشمگیر بهای انرژی در جهان طی سال‌های اخیر، سبب شده که هر چه بیشتر به سمت و سوی بهینه کردن مصرف انرژی قدم برداشته شود. از طرفی عصر امروز عصر رقابت اقتصادی است که تولیدکننده و مصرف‌کننده هر دو به دنبال محصول با کیفیت بالاتر و قیمت تمام شده پایین‌تر هستند، که این جز با بررسی و بهینه‌سازی همزمان انرژی و جزئیات اقتصادی فرآیندهای تولیدی میسر نخواهد بود. پس باید مکان‌هایی که پتانسیل بهینه‌سازی در آنها وجود دارد را جستجو کرد و با بررسی همه جانبه در سطح اجزاء سیستم و با روش‌هایی مناسب به طرح بهینه که در برگیرنده اهداف صرفه جویی در مصرف انرژی و یا اقتصادی است، دست پیدا کرد.

در این میان توجه به کاهش مصرف سوخت پیامدهای سریع تر و مناسب تری را به دنبال خواهد داشت. صرفه جویی و بهینه سازی سوخت نه تنها از دیدگاه مصرف سوخت بلکه از دیدگاه حفظ محیط زیست نیز از اهمیت زیادی برخوردار است.

۱-۱-۱ اهمیت نقش انرژی و بهینه‌سازی مصرف آن

تا سال‌های اخیر اصول طراحی سامانه‌های حمل و نقل، ساختمان‌ها، نیروگاه‌ها و صنایع بر اساس این فرضیه انجام شده‌اند که استفاده از سوخت‌های فسیلی اقتصادی است و نه تنها دستیابی به منابع میسر است، بلکه منابع سوخت فسیلی تمام ناشدنی هستند. کشور ما بی تردید یکی از بزرگترین کشورهای صاحب منابع انرژی، بویژه سوخت‌های فسیلی در جهان است که با رشد روز افزون جمعیت کشور و به تبع آن افزایش تقاضا برای گونه‌های انرژی مواجه بوده، شدت مصرف انرژی در بخش‌هایی نظیر مسکونی؛ تجاری، حمل و نقل و صنعت بسیار بالاتر از متوسط مصرف جهانی بوده و علاوه بر آن عواملی نظیر رشد اندک تولید ناخالص ملی؛ استفاده غیرمنطقی از انرژی، اهمیت حفظ و حراست و

اعمال مدیریت انرژی را دو چندان کرده است به همین دلیل بهینه سازی مصرف انرژی به منظور پاسداری از منابع انرژی برای نسلهای آینده و حفظ محیط زیست بسیار با اهمیت می باشد.

۱-۱-۲ اهمیت بهینه سازی انرژی نیروگاههای حرارتی

در ایران، نیروگاههای حرارتی بیشترین سهم را نسبت به صنایع دیگر در میزان مصرف حامل های اولیه انرژی دارند. کارکرد اصلی نیروگاهها در فرآیند تبدیل حامل های فوق به انرژی الکتریکی خلاصه می شود. در این فرآیند علاوه بر انرژی مفید تولیدی به میزان قابل توجهی تلفات انرژی وجود دارد که بسته به نوع تکنولوژی و سطح طراحی، میزان این تلفات کم یا زیاد می باشد. علاوه بر مقوله تلفات انرژی، نیروگاههای حرارتی منتشرکننده آلاینده های زیست محیطی می باشند که در فرآیندهای فوق امری اجتناب ناپذیر است. به دلیل حجم بالای انرژی تبدیل یافته و نیز میزان بسیار بالای تلفات انرژی در نیروگاهها اگر بتوان با تمهیداتی راندمان نیروگاه را هر چند اندک، افزایش داد صرفه جویی های قابل توجهی در میزان مصرف سوخت حاصل خواهد شد که این مساله اهمیت بهینه سازی نیروگاهها را بیش از پیش آشکار می سازد.

وضعیت نیروگاههای حرارتی ایران به گونه ایست که به دلایل متعدد (از جمله نوع تکنولوژی واستهلاک) پتانسیل صرفه جویی انرژی به میزان زیادی در آنها وجود دارد. لذا اقدام در جهت بهبود کارایی انرژی نه تنها از دیدگاه صرفه جویی سوخت در نیروگاهها به عنوان مصرف کننده این حامل ها مطرح است، بلکه از دید اجتناب از سرمایه گذاری برای افزایش ظرفیت پالایشگاهی جهت خوراک دهی به نیروگاهها حائز اهمیت فراوان می باشد.

بحث ساختن نیروگاههای با بازده بالا و بهینه سازی نیروگاههای موجود در کشورهای اروپایی و آمریکا از اهمیت ویژه ای برخوردار است. علت اصلی این قضیه بالا بودن قیمت انرژی در کشورهای فوق از یک سو و فشار گروه های طرفدار محیط زیست از سوی دیگر می باشد.

۱-۲ مرور آثار پژوهشی پیشین

تکنولوژی پینچ یک روش سیستماتیک جهت آنالیز فرآیندهای شیمیایی و سیستم‌های یوتیلیتی همراه آن می‌باشد، این تکنولوژی برای دو دهه است که گسترش یافته است، این روش در ابتدا توسط تحقیقات دو گروه مجزا (Flower and Linnhoff, 1978) و (Umeda *et al.*, 1979) بر اساس قوانین ترمودینامیکی توسعه یافت.

در آنالیز پینچ بعد از اینکه طراح جهت موضوع هدف‌گذاری می‌کند، در مرحله بعدی بایستی شبکه مبدل‌های حرارتی را به نحوی طراحی کند که مطابق هدف‌گذاری باشد. که این روش، روش طراحی پینچ (pinch design method) نامیده می‌شود که توسط (Linnhoff and Hindmarsh, 1983) ارائه شد، که ابتدا طراحی از پینچ شروع شده و به سمت دیگر اجزاء پیش می‌رود. جهت طراحی در پینچ از تقسیم جریان‌ها استفاده می‌شود به نحوی که قوانین پینچ را ارضا نماید و مطابق معیارهای اجرایی باشد، در مرحله پایانی مقایسه بین هزینه‌های انرژی و هزینه‌های سرمایه‌گذاری انجام می‌شود.

یکپارچگی حرارتی فرآیند شامل یکپارچگی موتورهای حرارتی، پمپ‌های حرارتی و ستون‌های تقطیر با دیگر فرآیندهای سیستم جهت رسیدن به سودمندی بالاتر نسبت به حالت استفاده مجزای این تجهیزات، می‌باشد. ملاک‌های جایگذاری موتورهای حرارتی و پمپ‌های حرارتی در یک شبکه فرآیندی اولین بار توسط (Townsend and Linnhoff, 1983) ارائه شد که ضوابط آن بر اساس شبکه پینچ می‌باشد. برای موتورهای حرارتی آن‌ها نشان دادند که جایگذاری مناسب در قسمت بالای پینچ یا پایین پینچ می‌باشد نه در منطقه پینچ، در حالی که برای پمپ‌های حرارتی برعکس آن می‌باشد، یعنی جایگذاری مناسب در منطقه پینچ می‌باشد. همچنین آن‌ها مطرح نمودند که در عمل هیچ وقت نمی‌توانیم به یکپارچگی کامل دست یابیم به خاطر اینکه پنالتهای حرارتی در منطقه پینچ به محیط اطراف وجود دارد. با این روند رو به رشد روش کاربردی جهت ستون‌های تقطیر در چند ماه بعد ارائه گردید.

(Tjoe and Linnhoff, 1986) روشی را جهت استفاده از روش‌های طراحی پینچ برای اصلاح شبکه مبدل‌های موجود ارائه نمودند. در این روش فرض بر این بود که شبکه مبدل‌های یک سیستم می‌تواند مانند حالت طراحی بهینه اصلاح شود، اولین مرحله هدف‌گذاری بر اساس منحنی سطح و انرژی (area-energy) می‌باشد. در طراحی فرض بر این بود که سطح جدید دارای همان راندمان سطح موجود می‌باشد و اختلاف دمای مینیمم در مقابل میزان صرفه‌جویی انرژی براساس زمان بازگشت سرمایه مشخص تعیین می‌شود. در این روش مبدل‌هایی که قوانین پینچ را نقض می‌کنند مشخص شده و اصلاح می‌شوند.

با گسترش پردازشگرهای کامپیوتری روشی جهت سنتز اتومات فرآیندها بر مبنای برنامه‌ریزی ریاضی توسط (Floudas, Ciric and Grossmann, 1986) ارائه شد. در شیوه‌های ابتکاری این محدودیت وجود دارد که نمی‌توان تضمین نمود روش طراحی حالت بهینه را ایجاد می‌کند، و روش اتومات دارای محدودیت زمانی برای سیستم‌های پیچیده می‌باشد.

(Jezowski, 1992) روش طراحی پینچ را جهت مسائل دارای چند نقطه پینچ گسترش داد، به این صورت که طراحی با تعیین نقطه مقابل پینچ شروع می‌شود، که این نقطه ناحیه بین پینچ‌ها را به دو قسمت تقسیم می‌کند و در ادامه روش پیشنهادی (Linnhoff and Hindmarsh, 1983) استفاده می‌شود. با توجه به این دستورالعمل که طراحی از نقاط پینچ به طور همزمان آغاز می‌شود، و مشخصه این راه حل این است که ماکزیمم بازیافت حرارتی و کمترین تعداد واحدهای مبدل را نتیجه می‌شود. با پیشرفت و توسعه تکنولوژی پینچ از آن جهت تعیین و هدف‌گذاری کار محوری با توجه به اطلاعات فرآیند استفاده شد، (Linnhoff and Dhole, 1992). که جهت طراحی فرآیندهای دما پایین بسیار با اهمیت می‌باشد، در این روش طراحی شبکه مبدل‌های حرارتی (HEN) و سیستم تبرید در کنار یکدیگر انجام می‌شود. جهت توسعه این روش از آنالیز ترکیبی پینچ و اکسرژی استفاده شد. در مقایسه روش‌های معمولی که کار محوری با توجه به بار تبرید تعیین می‌شود روش ارائه شده ساده‌تر

می‌باشد. این یک ابزار قدرتمند جهت فهم و درک طراح برای پیدا کردن بهترین آرایش شبکه مبدل‌های حرارتی و طراحی سیستم تبرید به طور همزمان می‌باشد.

اثبات شده است که آنالیز پینچ برای مهندسان جهت آنالیز و طراحی فرآیندها بسیار بااهمیت می‌باشد (Stankiewicz, 1993). آنالیز پینچ این امکان را فراهم می‌کند که با تعیین تمام جریان‌های فرآیندی یک سایت، جهت طراحی یکپارچه سیستم و چیدمان تجهیزات مانند راکتورها، تبخیرکننده‌ها، پمپ‌ها، ستون‌های تقطیر و جداسازها، می‌تواند یک واحد با راندمان بالا ایجاد کند، و امکان طراحی سیستم جهت بهینه‌کردن افت فشار و مراحل ستون تقطیر وجود دارد.

علاوه بر این تکنولوژی پینچ جهت گسترش شیوه‌ای برای بهینه‌کردن طراحی فرآیندهای پیچیده با انواع یوتیلیتی‌ها و تعداد زیادی از واحدهای عملیاتی استفاده شده است (Trivedi *et al.*, 1996).

این پروسه شامل روشی جهت قراردادن هزینه‌های بحرانی برای سطح یوتیلیتی‌های مختلف می‌باشد، همچنین در این روش نحوه استفاده از نمودارهای ترکیبی و نمودارهای ترکیبی جامع جهت قراردادن سطوح یوتیلیتی و انواع آن توضیح داده شده است، و در روش بهینه‌سازی ستون‌های تقطیر از نمودارهای ترکیبی جامع مخصوص ستون تقطیر استفاده می‌شود.

علاوه بر استفاده تکنولوژی پینچ به عنوان یک ابزار طراحی، از ترکیب آن با آنالیز اکسرژی جهت توسعه روشی برای اصلاح فرآیندها استفاده شد (Feng and Zhu, 1997). به این صورت که از نمایش گرافیکی آنالیز پینچ در ترکیب با اکسرژی جهت تعیین دلایل ناکارآمدی‌های ترمودینامیکی به صورت نمایش کلی سیستم استفاده می‌شود، که برای آن نمودار امگا-انتالپی (Ω -H) معرفی شد. بالانس انرژی و اکسرژی می‌تواند برای کل سیستم در این نمودار نمایش داده شود که به تحلیل‌گر کمک می‌کند تا نحوه عملکرد سیستم را بررسی کند و جهت بهبود سیستم هدف‌گذاری کند و اصلاحات با توجه به عیوب و نقص‌های فرآیند فعلی انجام می‌شود.

همچنین پیشنهادی جهت آنالیز شبکه مبدل های حرارتی (Sorin and Paris, 1997) ارائه شد به این صورت که شبکه مبدل های حرارتی به صورت یک واحد مجزا جهت ساده سازی نمایش گرافیکی اکسرژی و کاهش مشکلات محاسباتی در نظر گرفته می شود.

(Polley and Amidpour, 2000) دستورالعملی جهت بهبود شبکه مبدل سیستم های موجود ارائه نمودند. آن ها نشان دادند که هزینه های سرمایه گذاری و دوره بازگشت سرمایه شاخص های مهم اقتصادی جهت بهبود وضعیت سیستم های موجود می باشند. در این روش از نمودار سرمایه گذاری- صرفه جویی، جهت هدف گذاری سیستم استفاده می شود و آنالیز سیستم با مقایسه بین کارایی واحد موجود با سیستم ایده ال با استفاده از راندمان سطح آغاز می شود، و بر اساس این فرض است که هر سطح جدید دارای راندمان برابر حداقل راندمان سطوح موجود می باشد. در ادامه مانند روش های معمولی مبدل هایی را که قوانین پینچ را نقص می کنند تعیین نموده و اصلاح می شوند.

فصل دوم

معرفی نیروگاه توس

۲-۱ نیروگاه توس

نیروگاه توس با ۴ واحد بخاری ۱۵۰ مگاواتی از نیروگاه‌های ممتاز کشور و یکی از بزرگترین مراکز تولید برق در خراسان می باشد. قرارداد احداث نیروگاه در مرداد ماه ۱۳۵۷ با شرکت‌های براون باوری و پاتله منعقد گردید. همچنین در سال ۱۳۶۱ قرارداد بخش بویلر نیروگاه با شرکت اتریشی واگنبرو منعقد و عملیات اجرایی آن آغاز گردید. نخستین واحد نیروگاه در آبان ماه ۱۳۶۴ و دیگر واحدها نیز تا پایان سال ۱۳۶۶ به شبکه ی سراسری پیوسته و مورد بهره برداری قرار گرفت . از ویژگی‌های این نیروگاه استفاده از کندانسور هوایی است که در آن بکارگیری هوا به عنوان عامل خنک کننده (جایگزین آب) از اهمیت بالایی برخوردار است، چراکه با توجه به اهمیت جهانی ذخایر آب، این سیستم از اتلاف آب و کاهش سطح سفره‌های آب زیرزمینی پیش‌گیری می‌نماید .

۲-۱-۱ توربین

مجموعه توربین‌ها شامل سه توربین هم‌محور است. توربین فشارقوی با یک زیرکش، توربین فشار متوسط سه زیرکش و توربین فشار ضعیف دارای یک زیرکش می‌باشد. بخار پس از خروج از توربین فشارقوی و پیش از ورود به توربین فشار متوسط در بویلر دوباره گرم می‌شود. مجموعه توربین‌ها دارای یک مسیر کنارگذر شامل والوهای بای پاس فشارقوی و فشار ضعیف است که می‌تواند بخار خروجی بویلر را بدون گذر از توربین‌ها مستقیماً به کندانسور هوایی هدایت نماید. سیستم تحریک، ژنراتور و توربین‌ها، در یک راستا قرار داشته و همگی بر روی یک میز بتنی، بر پایه‌های فولادی استوار است. در فاصله‌ی میان میز و پایه نیز فنرهای مخصوصی لرزش‌های دستگاه را دفع می‌کند.

۲-۱-۲ کندانسور هوایی

کندانسور نیروگاه توس از نوع کندانسور مستقیم می‌باشد که در این گونه سیستم، بخار خروجی از توربین فشار ضعیف به صورت مستقیم وارد کندانسور هوایی شده و در هنگام گذر از رادیاتورهای دلتا شکل در معرض هوای دمیده شده ۳۰ دست‌گاه فن هر واحد، گرمای نهان خود را از دست داده و در

دمای ثابت به آب اشباع تبدیل می‌گردد. آب اشباع به مخزنی به نام تانک تقطیرات وارد شده و دوباره توسط پمپ در چرخه‌ی آب و بخار جریان می‌یابد. از آن جا که هوا و گازهای غیرقابل تقطیر موجب افت انتقال حرارت و افزایش فشار سیستم می‌گردد، این گازها به کمک مکنده‌هایی از کندانسور به بیرون فرستاده می‌شود.

۲-۱-۳ بویلر

بویلر نیروگاه با ظرفیت ۵۲۵ تن در ساعت از نوع معلق، گردش طبیعی، درام‌دار، با سه مرحله سوپرهیت و دو مرحله رهیت که ۹ مشعل آن در سه طبقه دیوار جلویی نصب و قابل بهره‌برداری با سوخت مایع و گاز می‌باشند.

۲-۱-۴ اتاق فرمان

از این مکان هدایت و کنترل واحدهای نیروگاه انجام می‌گیرد، در این مرکز همه‌ی پارامترهای لازم برای بهره‌برداری سیستم‌ها نشان داده شده و بهره‌بردار می‌تواند شرایط نامطلوب و اشکالات سیستم را به صورت آلام (هشدار دیداری- شنیداری) دریافت نموده و با کلیدهای موجود بر روی پانل بهره‌برداری عملیات لازم را برای برطرف نمودن اشکالات سیستم انجام دهد. علاوه بر این به کمک بیسیم، سیستم پیچ و تلویزیون‌های مدار بسته محل‌های حساس نیروگاه کنترل می‌شود.

۲-۱-۵ ژنراتور و ترانسفورماتور

ژنراتور هر واحد دارای قدرت نامی ۱۵۰MW، ولتاژ نامی ۱۱/۵KV و جریان نامی ۹۴۱۳A می‌باشد. برای تولید برق، روتور ژنراتور توسط مجموعه توربین‌ها با سرعت نامی ۳۰۰۰rpm به گردش در می‌آید و با جریان DC که از طریق اتصالات مرکز محور، توسط دیوده‌های گردان و ژنراتور اکسایتر تامین می‌شود، تحریک می‌گردد. جریان تحریک با کنترل ژنراتور اکسایتر از طریق سیستم تابلوهای الکترونیکی تحریک تنظیم می‌شود. در نتیجه نیروی محرکه الکتریکی سه فاز مورد نیاز در بارهای

مختلف به سیم‌بندی سه فاز متقارن ژنراتور القاء می‌گردد که در ترمینال ژنراتور به مقدار نامی $11/5KV$ تنظیم شده و مستقیماً به ورودی ترانسفورماتور ژنراتور منتقل می‌شود. ترانسفورماتور ژنراتور دارای قدرت نامی $187/5MVA$ است و توان الکتریکی تولیدی ژنراتور را پس از کسر مصرف داخلی به سطح ولتاژ $132KV$ می‌رساند و به شبکه تحویل می‌دهد. برق مصرف داخلی واحد از طریق یک دستگاه ترانسفورماتور دیگر مستقیماً از ترمینال خروجی ژنراتور با قدرت نامی $15MVA$ و ولتاژ $6KV$ تامین می‌گردد. همچنین انرژی الکتریکی مورد نیاز در هنگام راه اندازی واحد و مصرف داخلی نیروگاه از طریق دو دستگاه ترانسفورماتور (هریک به قدرت نامی $29MVA$) از شبکه برق فراهم می‌شود.

۲-۱-۶ تصفیه آب و آزمایشگاه

آب مورد نیاز برای تولید بخار در نیروگاه بایستی از هرگونه ناخالصی کاملاً پالایش شود تا هنگام تبخیر شدن درون لوله‌ها و توربین‌ها عمل رسوب‌گذاری انجام نگیرد زیرا ناخالصی‌های موجود در آب باعث آسیب دیدن لوله‌ها و سایر تجهیزات سیستم گردش آب و بخار نیروگاه می‌شود. سیستم تصفیه آب نیروگاه توس به روش تعویض یون عمل می‌کند که دارای دوخط تولید آب خالص (هرکدام با ظرفیت 80 متر مکعب در ساعت) بوده و آب مصرفی واحدها را تامین می‌نمایند. کیفیت شیمیائی آب، بخار، سوخت و روغن در آزمایشگاه‌های شیمی کنترل که در صورت نامناسب بودن آنها اقدامات لازم انجام می‌گیرد.

۲-۱-۷ نحوه عملکرد سیکل نیروگاه

آب تغذیه در نیروگاه توس از 3 چاه عمیق هر کدام به عمق 210 متر تامین می‌شود. آب بعد از اینکه از چاه‌ها برداشت می‌شود وارد حوضچه‌های ته نشینی می‌شود تا رسوبات آن جدا شود از آنجا آب وارد تصفیه خانه می‌شود و توسط فیلترهای کاتیونی و آنیونی آب خام را به آب مقطر تبدیل می‌کنند. این آب مقطر به روش تقطیر نیروگاهی به آب مقطر صنعتی تبدیل می‌شود. آب مقطر

بدست آمده وارد تانک‌های ذخیره کروی می‌شود که ظرفیت هر کدام ۵۲۳ متر مکعب است و برای هر واحد ۲ تانک (در مجموع ۸ تانک) در نظر گرفته شده است که این دو تانک به یکدیگر متصل هستند.

بعد از تانک‌های کروی پمپ‌های آب جبرانی قرار گرفته‌اند که وقتی سطح آب در تانک کندانس افت می‌کند، آب مقطر را به این مخزن پمپ می‌کنند. (آب کندانسیت تانک از تقطیرات کندانسور تامین می‌شود که به دلیل تلفات بخار و هدر رفتن آب مقطر سیکل گاهی اوقات نیاز است تا آب به این مخزن اضافه شود.) کندانسیت تانک که مخزنی تحت خلاء است به نوعی نقطه مرجع نیروگاه محسوب می‌شود. مقدار آبی که از کندانسیت تانک پمپ می‌شود همیشه به بار واحد بستگی دارد. کندانسیت تانک در ارتفاع ۱۰ متری از سطح زمین قرار داشته و ۴۰ متر مکعب ظرفیت دارد. پس از کندانسیت تانک آب توسط کندانسیت پمپ (۲ پمپ که یکی رزرو است.) با فشار تقریباً ۲۳ atm و با حداکثر دبی ۵۰۰ t/h وارد تصفیه خانه بین راهی (Polishing plant) می‌شود. در این بخش با دستور بخش شیمی موادی نظیر آمونیاک به آب اضافه می‌شود. آب بعد از عبور کردن از بخارات داغ گلند و اژکتور (اژکتورها وظیفه دارند که هوا و گازهای غیر قابل تقطیر را که حین کار کندانسور ایجاد می‌شوند از کندانسور خارج کنند.) در دو مرحله با اندکی افزایش دما، وارد هیتر ۱ و ۲ که در ارتفاع ۷ متری از سطح زمین قرار دارند می‌شود.

گرمایش در هیترها توسط بخار خروجی از توربین (برای هیتر ۱ از توربین فشار ضعیف و برای هیتر ۲ از توربین فشار متوسط) و به صورت بسته تامین می‌شود. بعد از هیتر ۱ و ۲ آب وارد تانک آب تغذیه (Feed water tank) که در ارتفاع ۲۵ متر قرار داشته و ظرفیت آن ۱۰۰ متر مکعب است می‌شود. در هنگام ورود به مخزن آب در هیتر ۳ توسط تماس مستقیم با بخار خروجی از بخش مرکزی توربین فشار متوسط گرم می‌شود. در تانک آب تغذیه عمل گاززدایی (توسط دگازور) انجام می‌شود و خود تانک نیز منبع آبی برای بویلر است که در صورت نقص سیستم می‌تواند تا چند دقیقه جواب‌گویی سیستم باشد. فشار داخل تانک آب تغذیه حدود ۷atm است تا آبی که می‌خواهد وارد فید

پمپ‌ها شود دارای فشار بالا باشد و در ورودی فید پمپ‌ها فشار منفی ایجاد نشود و کاویتاسیون در پمپ‌ها رخ ندهد. آب توسط پمپ آب تغذیه وارد هیتر ۴ و ۵ می‌شود تا دمای آن افزایش یابد. (در هیتر ۴ آب توسط بخار خروجی از انتهای توربین فشار متوسط و در هیتر ۵ آب توسط بخار خروجی از توربین فشار قوی گرم می‌شود).

بعد از هیتر ۵ آب وارد اکونومایزر می‌شود که در خروجی گازهای احتراق از بویلر به دود کش قرار دارد تا گرمای گازهای داغ به آب منتقل شود و دمای آن افزایش یابد. سپس آب به درام بویلر در ارتفاع ۴۰ متری از سطح زمین منتقل می‌شود. در درام آب در اطراف بدنه‌ی بویلر تقسیم و تبدیل به بخار می‌شود و باز به درام رفته تا آب از بخار جدا شود، بخار اشباع به قسمت فوقانی درام رفته و از آنجا وارد سوپر هیتر ۱، ۲ و ۳ می‌شود.

بخار با فشار ۱۲۷atm و درجه حرارت ۵۳۸ درجه‌سانتی‌گراد از طریق دو خط بخار زنده از سوپرهیتر بویلر می‌آید و از والو قطع سریع و ۴ کنترل والو عبور می‌کند. بخار از طریق لوله‌های ورودی به میان نازل‌ها، چرخ کورتیس و پره‌های عکس‌العملی توربین فشار قوی جریان پیدا می‌کند. قسمت اعظم بخار خروجی از توربین فشار قوی (رهیت سرد) به رهیت بویلر هدایت می‌شود، در آنجا تقریباً تا ۵۳۸ درجه سانتی‌گراد گرما می‌گیرد. (اساساً رهیت کردن بخار، راندمان حرارتی سیکل بخار را بهبود می‌بخشد و در مجموع تشکیل قطرات آب به قسمت‌های فشار پایین‌تر تغییر مکان می‌دهد که خوردگی در توربین را به حداقل برساند).

جریان بخار رهیت شده از بویلر از طریق خطوط رهیت داغ، دو والو ترکیبی (قطع سریع و کنترلی) میانی و لوله‌های ورودی، توربین فشار متوسط هدایت می‌گردد. بعد از انبساط در توربین فشار متوسط، بخار از میان لوله‌های بخار به توربین فشار ضعیف هدایت می‌گردد بعد از انبساط در آنجا، بخار در کندانسور هوایی تقطیر می‌شود و به این ترتیب سیکل آب و بخار کامل می‌شود.

فصل سوم

انگراسون فرآیند

۳-۱ مقدمه

انتگراسیون فرآیند چگونگی بازیافت حرارات را بیان می‌کند و به طور خلاصه انتگراسیون فرآیند

یعنی:

«مدل‌های سیستماتیک و عمومی برای طراحی انتگرالی سیستم‌های تولید، فرآیندهای جدایی ناپذیر در کل سایت با تأکید در کاربرد مؤثر انرژی و کاهش تأثیرات محیطی» این نقطه مشخص روش‌های طراحی است اما واژه انتگراسیون فرآیند برای توصیف آرایش فیزیکی از قبیل به هم وصل کردن تجهیزات و خطوط فرآیند در واحد نیز می‌باشد.

۳-۲ کاربردهای انتگراسیون فرآیندها

روش‌های انتگراسیون فرآیندها عموماً برای موضوعات مختلفی کاربرد دارد. دلایل استفاده از انتگراسیون فرآیندها در ذیل ذکر شده است:

- کاهش هزینه‌های سالانه به وسیله مشخص کردن ارتباط پایاپای بین هزینه عملیات (مواد خام و انرژی) و هزینه سرمایه‌گذاری (تجهیزات). موقعیت این ارتباط پایاپای در انتگراسیون فرآیندها می‌تواند در کاهش مصرف انرژی، بهبود مصرف مواد خام و کاهش هزینه تجهیزات باشد.
- افزایش حجم تولید (ظرفیت واحد) استفاده از انتگراسیون فرآیند برای وضع گلوگاه‌ها.
- کاهش مشکلات فرآیند با بیشترین تصحیح که بیشترین استفاده انتگراسیون فرآیند است.
- افزایش کنترل‌پذیری فرآیند (از ابزار داخلی می‌باشد و با کنترل فرآیند متفاوت است)، به وسیله انتخاب اتصالات واحد (توپولوژی) و پارامترهای تجهیزات برای ساده‌تر کردن بدون توجه به کنترل واقعی سیستم.

۳-۲-۱ مزایای استفاده از انتگراسیون فرآیندها

نقطه آغازین انتگراسیون فرآیند به سال ۱۹۸۰ در جهت کاهش مصرف انرژی برمی‌گردد. از سال ۱۹۹۰ به بعد روش‌هایی برای کاربردهای صنعتی آن از قبیل کل هزینه‌های سالانه، کاربرد در واحد و انعطاف‌پذیری واحد، توسعه داده شده. امروزه برآوردهای اجتماعی از قبیل محیط زیست و تغذیه در انتگراسیون فرآیند به صورت بخش جدایی‌ناپذیر تبدیل گشته است.

دلیل اصلی برای دستیابی به مزایای استفاده از انتگراسیون فرآیند در حقیقت موضوعاتی هستند که به نیازمندی‌های سیستم ما را نزدیک می‌کنند. بیشتر واحدها در صنایع دارای اتصالات داخلی بسیار پیچیده‌ای از قبیل قطعات پیشرفته، موضوعات اقتصادی، عملیاتی و زیست محیطی هستند که در ارتباط تنگاتنگ با ساختار کلی واحد می‌باشند.

با توجه به این مسائل که به نیازهای اساسی واحد نزدیک خواهیم شد، در سطح انتگراسیون حرارتی، انتگراسیون فرآیند می‌تواند سطح بهینه بازیافت حرارتی را که با طراحی شبکه مبدل‌ها از نظر کمترین هزینه تجهیزات همخوانی داشته باشد را مشخص کند در سطح حرارت و توان، انتگراسیون فرآیند می‌تواند مقدار بهینه بارگذاری با سطح متفاوت و یا تولید بخار را و همچنین موقعیت‌های ترکیب سیستم‌های حرارتی و توانی را مشخص کند. در بهینه سازی درست اقتصادی و ترمودینامیکی می‌توان با به کار بردن نمودارهای گرافیکی و روش‌های سیستماتیک در انتگراسیون فرآیند پمپ حرارتی مناسب را انتخاب کرد.

در زمینه افزایش تولید واحد، انتگراسیون فرآیند می‌تواند در از بین بردن گلوگاه‌ها برای افزایش ظرفیت تولید مورد استفاده قرار گیرد. به عنوان یک مثال واضح یک سیستم انرژی را در نظر بگیرید که دارای محدودیت دبی جریان جرمی در طول فرآیند است این موضوع در بسیاری از واحدهای پالایش نفت موقعی که کوره در حداکثر ظرفیت خود کار می‌کند دیده می‌شود. انتگراسیون فرآیند همچنین در اجتناب از سرمایه‌گذاری در بخش واحدهای پشتیبان با استفاده از بازیافت بهینه حرارت در فرآیند بسیار موثر است.

از بزرگترین مزایا و محسنات انتگراسیون فرآیند یک سیستم، پیش بینی فرآیندها یا واحدهای پیچیده از قبیل پالایش نفت، کارخانجات شیمیایی و پتروشیمیایی و ... می‌باشد. در واحدهای ساده و کوچک مانند صنایع غذایی و نوشیدنی نیز انتگراسیون فرآیند کاربردی و پرارزش است.

انتگراسیون فرآیند در درجه اول برای طراحی استفاده می‌شود، البته مشخصاً موقعیت واحد و عملیات را نیز مشخص می‌کند. روش‌های آن به طور عموم برای فرآیندهای پیوسته، نیمه پیوسته و ناپیوسته کاربرد دارد. ارتباط بین طراحی، نقشه و عملیات به ویژه در فرآیندهای ناپیوسته زیاد است.

یکی از مفصل‌ترین مباحث انتگراسیون فرآیند، طراحی و توصیف راکتورها، جداکننده‌ها (مخصوصاً سیستم‌های با مصرف انرژی مثل برج‌های تقطیر، خنک‌کننده‌ها و تبخیرکننده‌ها) شبکه مبدل‌ها و واحدهای پشتیبانی (بخار در فشارهای مختلف، کوره‌ها، سردسازها و...) است. روش‌های بهینه کردن واحدهای پشتیبان شامل استفاده از پمپ‌ها و موتورهای حرارتی (گاز، بخار یا توربین دیزل) می‌باشد.

اخیراً از انتگراسیون فرآیندها برای حداقل کردن فاضلاب و طراحی سیستم تصفیه نیز استفاده می‌شود. با استفاده از تشابه بین انتقال حرارت و جرم، انتگراسیون فرآیند همچنین می‌تواند برای طراحی شبکه‌های انتقال جرم شامل تجهیزات عملیاتی از قبیل جذب کننده‌ها، استخراج کننده‌ها و ... استفاده شود.

۳-۳ تکنولوژی پینچ

در اواخر دهه ۷۰، Umda و همکارانش روش نوینی برای بهینه‌سازی فرآیندها پایه‌گذاری کردند. این گروه در فاصله زمانی ۱۹۷۸ تا ۱۹۸۲ با ارائه مفاهیم تجزیه و تحلیل فرآیندها و نمودار ترکیبی نشان دادند که چگونه می‌توان میزان یوتیلیتی مورد نیاز فرآیندها را ارزیابی کرده، سپس به بازیافت حرارتی و در نتیجه کاهش هزینه‌ها پرداخت. در همان ایام، Linhoff و همکارانش، سنتز شبکه مبدل‌های حرارتی را با هدف مصرف انرژی مورد توجه قرار داده و برخلاف گروه Umda بر نقطه پینچ به عنوان نقطه کلیدی بازیافت حرارتی تاکید داشتند و در نتیجه نام "پینچ" را بر این تکنولوژی

نهادند، که اصلی ترین تاثیر آن این بود که در عین سادگی استفاده برای مهندس، قدرت تحلیل مفهومی را ایجاد می نمود .

اساس تکنولوژی پینچ بر مبنای اصول ترمودینامیکی بوده و اهدافی غیر از انرژی را نیز در بر می گیرد که از آن جمله می توان به هزینه سرمایه گذاری، قابلیت عملکرد، عملی بودن و انتشار آلودگی در محیط اشاره نمود.

استراتژی این تکنولوژی بدین صورت است که هدفها و تخمینها قبل از طراحی قابل تعیین شدن هستند. با کمک مفاهیم این تکنولوژی یک مهندس می تواند کلیه امور را در کنترل خود داشته باشد و با استفاده از هدف گذاری اولیه، قابلیت عملکرد سیستمها، نقشه واحدهای صنعتی، مسائل ایمنی و دیگر موارد، طراحی را به سویی ببرد که نه تنها از نظر راندمان حرارتی بالا باشد، بلکه از لحاظ صنعتی نیز قابل قبول باشد.

به عبارت دیگر آنالیز پینچ به عنوان یک روش عمومی جهت طراحی مفهومی سیستمهای فرآیندی به کار برده می شود و تنها به شبکه مبدلهای حرارتی محدود نمی گردد.

آنالیز پینچ علاوه بر آنکه روش مناسبی جهت طراحی شبکه های جدید است به عبارت بهتر ابزار مناسبی جهت طراحی اولیه است، بلکه ابزار مناسبی نیز جهت اصلاح و بهینه سازی شبکه ها و طرح های موجود نیز می باشد به عبارت دیگر از ابزارهای مناسب طراحی اصلاحی نیز به شمار می آید. امروزه از این تکنولوژی در بهینه سازی برج های تقطیر، کوره ها، سیستم های زیر درجه حرارت محیط، تبخیرکننده ها، راکتورها، توربین ها و نیز به وفور استفاده می شود.

آنالیز پینچ جهت سودمندی هرچه بیشتر در زمینه طراحی و بهینه سازی فرآیندها از ابزارهای مناسبی بهره می برد که از مهمترین آنها می توان به دیاگرام شبکه ، منحنی های ترکیبی، منحنی های ترکیبی جامع، نمودار نیروی محرکه، آنالیز مسائل باقی مانده و هدف گذاری های شبکه و سطح اشاره نمود [۱].

۳-۳-۱ مفاهیم اولیه پینچ

اولین مرحله از کار که در آنالیز شبکه مبدل‌های حرارتی بایستی بدان توجه نمود، شناسایی جریان‌های گرم و سرد موجود در واحد می‌باشد.

جهت آنالیز هرچه بهتر شبکه، لازم است اطلاعات مربوط به دمای جریان‌های گرم و سرد، میزان تغییرات در آنتالپی هردو جریان، گرماهای ویژه هر جریان و ضرایب حرارتی مؤثر در طراحی شبکه مبدلی به طور کامل اندازه‌گیری و مشخص گردد. سپس با توجه به مشخصات جریان‌ها و توجه به محدودیت‌ها اگر چنانچه در مرحله طراحی هستیم بایستی کمترین اختلاف دمای مناسب جهت تبادل حرارت بین جریان‌ها در شبکه مبدلی را برای شروع تخمین بزنیم، و اگر چنانچه در مرحله بهینه‌سازی شبکه موجود هستیم با توجه به اطلاعات موجود بایستی این اختلاف دما را بدست آوریم. Δt_{\min} فاکتوری بسیار با اهمیت در طراحی شبکه مبدل‌های حرارتی می‌باشد، برای تعیین دقیق آن بایستی یک بررسی اثر متقابل بین هزینه‌های اصلی و انرژی صورت پذیرد.

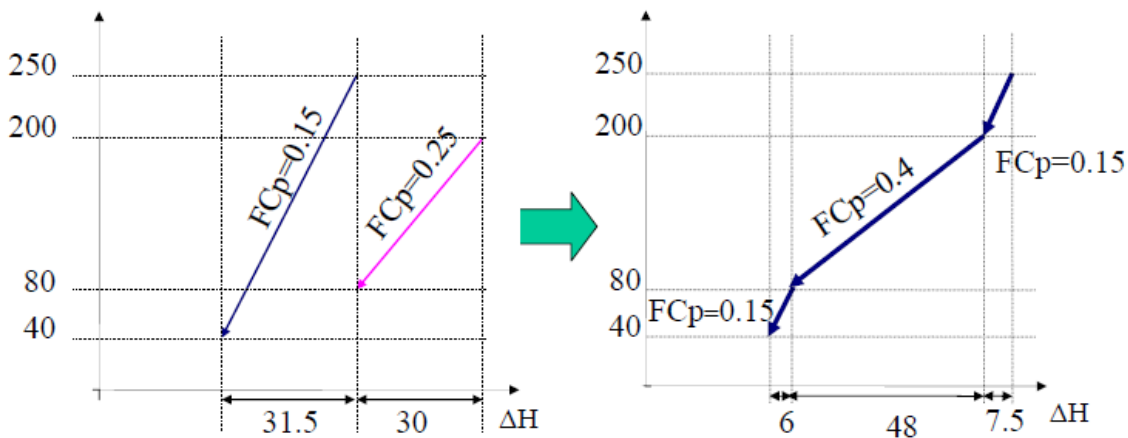
Δt_{\min} بسیار کوچک به معنای یک سطح انتقال حرارت یا هزینه اصلی بینهایت می‌باشد و این در حالی است که یوتیلیتی در حداقل خود قرار خواهد داشت.

۳-۳-۲ منحنی‌های ترکیبی^۱

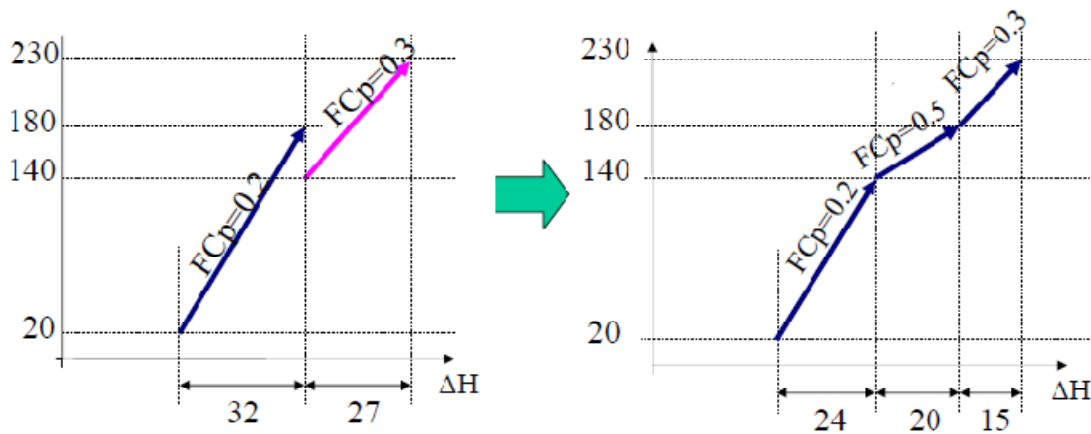
پس از بدست آوردن اطلاعات مربوط به جریان‌های گرم و سرد موجود در شبکه نمودار منحنی ترکیبی را با ترسیم تغییرات دمایی بر حسب تغییرات آنتالپی و ترکیب آن‌ها با هم بدست می‌آوریم [۲].

نحوه ترسیم منحنی‌های ترکیبی جریان‌های گرم و سرد در تصویر (۳-۱) a و (۳-۱) b نشان داده شده است.

۱ . Composite Curves

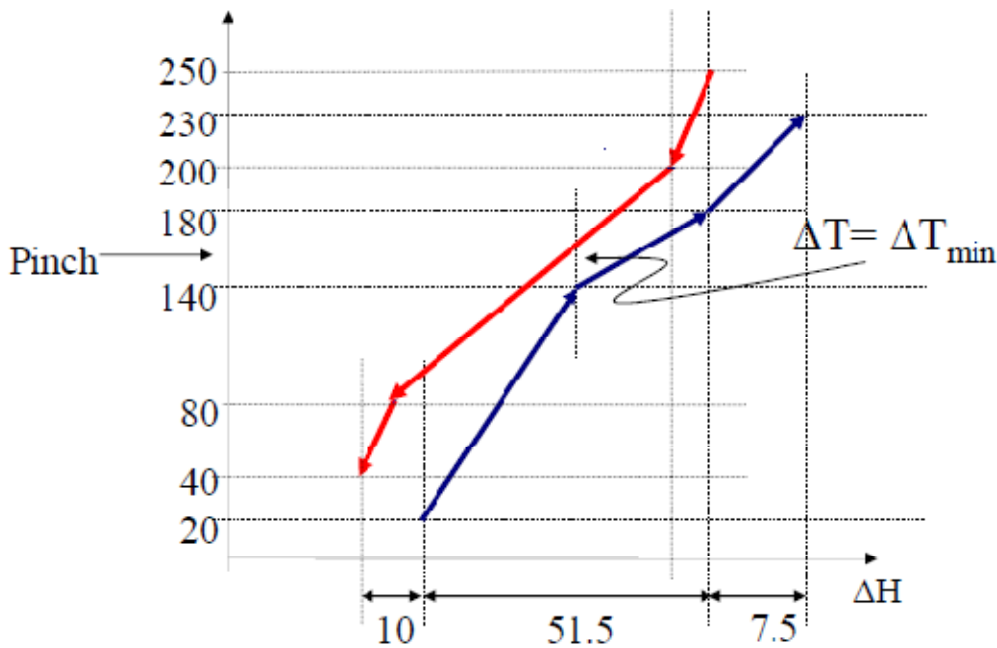


شکل (۳-۱) a: نحوه ترسیم نمودارهای ترکیبی جریان های گرم



شکل (۳-۱) b: نحوه ترسیم نمودارهای ترکیبی جریان های سرد

و در نهایت بعد از ترکیب منحنی ها، منحنی نهایی که در آن هم جریان های گرم و هم جریان های سرد موجود در شبکه قابل تشخیص هستند با عنوان منحنی ترکیبی شبکه بدست می آید که در شکل (۳-۲) نشان داده شده است.



شکل (۳-۲): شماتیک یک نمونه منحنی ترکیبی جریان‌های گرم و سرد

منحنی‌های ترکیبی این مزیت را دارند که در آنها علاوه بر آنکه Δt_{\min} قابل تشخیص می‌باشد، دمای پینچ نیز بدست می‌آید.

مهمترین استفاده‌ای که از این منحنی می‌توان نمود آنست که به کمک آن قادر خواهیم بود تا به طور دقیق میزان یوتیلیتی‌های گرم و سرد که مورد نیاز است و بایستی از خارج شبکه تامین شود و همچنین میزان انتقال حرارت بین فرآیندی را بدست آورد.

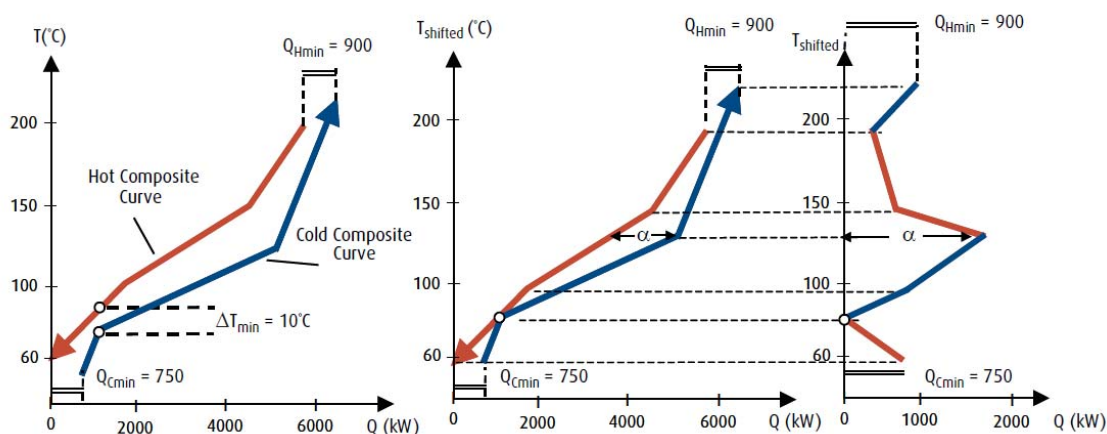
با افزودن اینتروال‌های آنتالپی در مراحل بعدی به این منحنی می‌توان حداقل مساحت شبکه تبدلی را نیز پیش‌بینی نمود. بعد از یافتن اقتصادی ترین Δt_{\min} و تعیین نقطه پینچ، به حداکثر بازیافت حرارتی دست یافته و از میزان بار یوتیلیتی‌های گرم و سرد مورد نیاز خود مطلع می‌شویم. اگرچه منحنی‌های ترکیبی برای هدف‌گذاری انرژی استفاده می‌شوند، اما ابزار مناسبی برای انتخاب نوع یوتیلیتی و کیفیت آن نیستند. بدین منظور از منحنی‌های ترکیبی جامع استفاده می‌نماییم.

۳-۳-۳- منحنی‌های ترکیبی جامع^۱

۱. Grand Composite Curves

منحنی‌های ترکیبی جامع بهترین و اختصاصی‌ترین ابزار برای توزیع مناسب یوتیلیتی‌ها و میزان انتقال حرارت بین فرآیندی بوده و ابزار بسیار مناسبی نیز جهت بهینه سازی راکتورها و سیستم‌های جداسازی نیز می‌باشند.

جهت ترسیم این نمودارها از دمای اینتروال در برابر آنتالپی اینتروال استفاده می‌شود که نحوه ترسیم آن باتوجه به نمودارهای ترکیبی در شکل (۳-۳) نشان داده شده است.



شکل (۳-۳): نحوه ترسیم نمودار ترکیبی جامع

۳-۴ اکسرژی

در تحلیل و بهینه‌سازی سیستم‌های انرژی نخستین بخش تحلیل انرژی سیستم است که به وسیله آن طراحی اقتصادی و بهینه‌سازی سیستم‌های انرژی قابل انجام است، مزیت دیدگاه اکسرژی این است که به کمک تحلیل اکسرژی محل و مقدار اتلاف آن در یک سیستم انرژی مشخص شده و با کاهش این اتلاف از طریق اعمال تغییرات ممکن اقتصادی، بازده سیستم افزایش یافته و سیستم به حالت ایده‌آل نزدیک‌تر می‌گردد. این اطلاعات از طرق دیگری (مثلاً تحلیل انرژی یا قانون اول) قابل دستیابی نمی‌باشد. این روش برای ارتقاء راندمان کل و همچنین کارایی اقتصادی یک سیستم و مقایسه عملکرد سیستم‌های مختلف بسیار سودمند است.

تحلیل اکسرژی شامل دو مرحله اساسی می‌باشد، مرحله اول شناسایی و بررسی فرآیندهای نامطلوب ترمودینامیکی سیستم برپایه تعیین انهدام اکسرژی می‌باشد. انهدام اکسرژی با نوشتن موازنه اکسرژی در قسمت‌های مختلف سیستم به دست می‌آید.

مرحله دوم تعیین بیشترین اصلاحات ممکن در سیستم بر پایه مفاهیم انهدام اکسرژی اجتناب‌پذیر^۱ و انهدام اکسرژی اجتناب‌ناپذیر^۲ است.

بنابراین توسط تحلیل اکسرژی فرآیندهای نامطلوب ترمودینامیکی یک سیستم و بیشترین اصلاحات ممکن، مشخص می‌گردد.

۳-۴-۱ تحلیل اکسرژی

برای بیان اکسرژی و مفهوم راندمان قانون دوم ذکر مقدماتی از روابط ترمودینامیکی به همراه بازنگرشی به ترمودینامیک ضروری می‌باشد.

انرژی به صورت‌های مختلف با مشخصات و کیفیت‌های منحصر بفرد خود آشکار می‌شود، کیفیت انرژی به معنی ظرفیت و توانایی آن برای تغییر می‌باشد، هر کدام از صورت‌های مختلف انرژی می‌تواند بسامان یا نابسامان باشد که برای هر نوع درجه ای از بی‌نظمی وجود دارد. آنتروپی یک معیار میکروسکوپی برای اطلاع یافتن از درجه بی‌نظمی یک سیستم می‌باشد و نیز یک معیار برای دانستن اینکه چقدر می‌توان برای انجام کار به‌وسیله یک سیستم مورد نظر مطمئن بود [۳].

انرژی‌های بسامان قابلیت تبدیل شدن کامل را به کار دارند و دارای مشخصه‌های زیر می‌باشند:

۱- تبدیل شکل بسامان انرژی به شکل دیگر آن اگر بصورت برگشت پذیر اتفاق بیافتد، تبدیل کامل و بدون اتلاف خواهد بود.

۲- تبدیل یک شکل از این انرژی به شکل دیگر آن، خود را به صورت کار نمایان می‌کند نه به صورت گرمایش، کار انرژی بسامان در حال انتقال است.

۱. Avoidable Exergy Destruction
۲. Unavoidable Exergy Destruction

۳- انتقال بازگشت‌پذیر، این شکل از انرژی بدون تغییر در آنتروپی صورت می‌گیرد و تنها به کمک قانون اول قابل بررسی می‌باشد و نیازی به تحلیل قانون دوم نمی‌باشد.

۴ - لحاظ کردن پارامترهای محیط در تحلیل کار مربوط به این نوع انرژی لازم نیست.

انرژی پتانسیل که می‌تواند در یک میدان گرانشی، الکتریکی یا مغناطیسی ذخیره شود، انرژی کرنش مربوط به خاصیت الاستیک مواد، انرژی جنبشی منظم مربوط به دسته‌ای از ذرات مانند یک حلقهٔ دوار که تمام اجزایش در یک جهت در حال گردش‌اند و یا یک جت منظم آب، مثال‌هایی از انرژی بسامان می‌باشند.

انرژی درونی مواد، تابش گرمایی و انرژی شیمیایی و انرژی مربوط به حرکات مغشوش و تصادفی ذرات یک سیال از انواع انرژی نابسامان می‌باشند.

برای دسترسی به حداکثر کار قابل دسترس از یک انرژی نابسامان باید به موارد زیر توجه شود:

۱- فرآیند کاملاً بازگشت‌پذیر باشد.

۲- حداکثر کار قابل دسترسی برای یک فرآیند به مشخصهٔ خود فرآیند و محیط اطراف وابسته است.

۳- بررسی فرآیند نیازمند قانون دوم ترمودینامیک است.

۴- تبدیل این صورت از انرژی به فرم‌های دیگر با تغییرات آنتروپی همراه است.

برای بیان کیفیت انرژی‌های نابسامان لازم است که یک مرجع معرفی شود تا بتوان نسبت به آن مرجع کیفیت انرژی معین را مشخص نمود. آن مرجع حداکثر کاری است که از انرژی نابسامان می‌توان گرفت تا به شرایط محیط اطراف برسد، به آن کار حداکثر، اکسرژی می‌گویند.

جرم، انرژی و آنتروپی و اکسرژی، هر یک، یک خاصیت گسترده محسوب می‌شوند و می‌توانند در حجم کنترل جریان داشته باشند، به آن داخل شده یا از آن خارج شود.

فرم کلی بالانس جرم، انرژی و اکسرژی برای سیستم حجم کنترل بدین شکل نوشته می‌شود [۴].

$$\sum_i \dot{m}_i = \sum_e \dot{m}_e \quad (1-3)$$

$$\dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} = \sum_i \dot{m}_i h_i - \sum_e \dot{m}_e h_e \quad (2-3)$$

$$\frac{dE_{c.v.}}{dt} = \sum_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - (\dot{W}_{cv} - p_0 \frac{dV_{c.v.}}{dt}) + \sum_i \dot{m}_i e_i - \sum_e \dot{m}_e e_e - \dot{E}_D \quad (3-3)$$

در رابطه (۳-۳) نشان دهنده نرخ تغییر اکسرژی در حجم کنترل است. مقدار \dot{Q}_k انتقال حرارت بین حجم کنترل و محیط است که در دمای لحظه‌ای T_k در مرز حجم کنترل رخ می‌دهد. انتقال اکسرژی طی این فرآیند برابر است با:

$$\dot{E}_{q,k} = \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k \quad (4-3)$$

و مقدار انرژی انتقالی بوسیله کار در سیستم است. مقدار اکسرژی انتقالی برابر خواهد بود:

$$\dot{E}_w = \dot{W}_{cv} - p_0 \frac{dV_{c.v.}}{dt} \quad (5-3)$$

که در آن $dV_{c.v.}/dt$ نرخ تغییر حجم، حجم کنترل است.

نرخ تخریب اکسرژی در حجم کنترل است و برابر است با:

$$\dot{E}_D = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (6-3)$$

و در یک فرآیند حالت پایدار $\frac{dE_{c.v.}}{dt} = 0$ و $p_0 \frac{dV_{c.v.}}{dt} = 0$ می‌باشد.

بنابراین رابطه (۳-۳) در حالت پایدار به صورت زیر ساده می‌شود.

$$\sum_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k + \sum_i \dot{m}_i e_i = \dot{W}_{cv} + \sum_e \dot{m}_e e_e + \dot{E}_D \quad (7-3)$$

$\dot{m}_i e_i$ مقدار اکسرژی ورودی توسط جریان و $\dot{m}_e e_e$ جریان اکسرژی خروجی از حجم کنترل است

و داریم:

$$e = e^{ph} + e^k + e^p + e^{ch} \quad (8-3)$$

در معادله فوق e^{ph} اکسرژی فیزیکی و e^{ch} اکسرژی شیمیایی، e^k اکسرژی جنبشی و e^p اکسرژی پتانسیل است که می توان از اکسرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر کرد و اکسرژی شیمیایی تنها، مواردی که تغییرات شیمیایی داریم در نظر گرفته می شود و برای اکسرژی فیزیکی داریم:

$$e^{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (9-3)$$

اکسرژی شیمیایی مقدار کار قابل دستیابی از یک ماده است که آن ماده در حالت شرایط محیط (T_0, P_0) می تواند تولید کند، بطوری که ماده با اجزاء تشکیل دهنده محیط واکنش شیمیایی انجام داده و محصولات واکنش نهایتاً به حالت مرده برسد.

یکی از کاربردهای مهم مفهوم فوق، محاسبه اکسرژی شیمیایی سوخت می باشد که برای سوخت-

های هیدروکربنی با فرمول شیمیایی C_aH_b مقدار اکسرژی شیمیایی مولی برابر است با: [۵]

$$(10-3)$$

$$\bar{e}^{ch} = \left[\bar{g}_F + \left(a + \frac{b}{4} \right) \bar{g}_{O_2} - a \bar{g}_{CO_2} - \frac{b}{2} \bar{g}_{H_2O(g)} \right] (T_0, p_0) + \bar{R} T_0 \ln \left[\frac{(y_{O_2}^e)^{a + \frac{b}{4}}}{(y_{CO_2}^e)^a (y_{H_2O}^e)^{\frac{b}{2}}} \right]$$

که در معادله فوق \bar{g}_x تابع گیبس، $\bar{R} = (8.314462 J / mol.K)$ ثابت جهانی گاز و y_x^e جزء مولی ماده در محیط می باشد.

۳-۴-۲ راندمان اکسرژتیک

راندمان اکسرژتیک (راندمان قانون دوم) معیاری درست جهت اندازه گیری کارایی یک سیستم انرژی است که در این بخش به تفصیل درباره آن بحث می شود. برای تعریف راندمان اکسرژتیک نیاز به دانستن تعریف محصول^۱ و سوخت^۲ برای اجزای گوناگون سیکل است [۶].

۱. product
۲. fuel

محصول در واقع همان چیزی است که به عنوان خروجی از جزء مشخصی از سیکل انتظار می‌رود، سوخت نیز به نوعی ورودی مورد نیاز جزء برای تولید محصول مورد نظر است و الزاماً به معنای رایج واژه سوخت که گاز یا گازوئیل می‌باشد، نیست و هر جزء تعریف ویژه خود را دارد. با در نظر گرفتن حالت پایا برای کل سیستم، بالانس اکسرژی همان‌طور که بیان شد با رابطه زیر نشان داده می‌شود.

$$\dot{E}_{F,tot} = \dot{E}_{P,tot} + \dot{E}_{D,tot} + \dot{E}_{L,tot} \quad (11-3)$$

و همچنین برای جزء kم از سیستم داریم:

$$\dot{E}_{F,k} = \dot{E}_{P,k} + \dot{E}_{D,k} + \dot{E}_{L,k} \quad (12-3)$$

تلفات اکسرژی بیان کننده برگشت ناپذیری‌ها در نتیجه بر هم کنش بین سیستم و محیط اطراف می‌باشد، مقدار این بازگشت ناپذیری‌ها به وسیله انتقال جرم، انتقال حرارت یا کار به محیط مشخص می‌شود، اغلب تلفات اکسرژی نمایان گر بخش کوچکی از ناکارآمدی‌های ترمودینامیکی است، در حالی که بخش عمده آن شامل تولید بازگشت ناپذیری‌ها درون سیستم می‌باشد، اگر مرزهای یک سیستم یا تجهیز جایی تعریف شود که دمای مرزهای سیستم برابر دمای محیط مرجع باشد، آن‌گاه تمام ناکارآمدی‌ها اجزاء مربوط به انهدام اکسرژی می‌باشد، بنابراین تلفات اکسرژی جزء kم ($\dot{E}_{L,k} = 0$) برابر صفر می‌باشد. بنابراین داریم:

$$\dot{E}_{F,k} = \dot{E}_{P,k} + \dot{E}_{D,k} \quad (13-3)$$

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{F,k} - \dot{E}_{P,k} \quad (14-3)$$

و راندمان اکسرتیک برای هر بخش به شکل زیر بیان می‌شود:

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}_{P,k}}{\dot{E}_{F,k}} = 1 - \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (15-3)$$

و در هر جزئی که نتوان $\dot{E}_{P,k}$ و $\dot{E}_{F,k}$ را تعیین نمود از روابط زیر استفاده می‌شود.

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{in,k} - \dot{E}_{out,k} \quad (16-3)$$

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}_{out,k}}{\dot{E}_{in,k}} = 1 - \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{in,k}} \quad (17-3)$$

راندمان اکسرژتیک معیاری مناسب برای مقایسه اجزاء مشابه یا سیکل‌های هم‌سان است که هر اندازه این عدد بزرگتر باشد جزء مورد نظر کارا تر ولی دارای هزینه بالاتری خواهد بود. لازم به توضیح است که مقایسه راندمان اکسرژتیک دو جزء غیر یکسان مانند مبدل و توربین معنایی ندارد. نکته مهم در محاسبه این عدد محاسبه درست محصول و سوخت است.

راندمان اکسرژتیک بیان‌گر وضعیت کارائی اکسرژی در هر المان سیکل می‌باشد لیکن راندمان اکسرژتیک اطلاعاتی در ارتباط با میزان اکسرژی مفید و نابود شده در المان مورد نظر ارائه نمی‌دهد بنابراین جهت شناسایی صحیح گلوگاه اکسرژی به بررسی همزمان راندمان اکسرژتیک و انهدام المان-های سیکل مورد نظر می‌پردازیم.

۳-۴-۳ انهدام اکسرژی

مقادیر انهدام اکسرژی نشان‌دهنده میزان عدم کارآیی آن سیستم است. نسبت انهدام اکسرژی برای هر جزء به صورت میزان انهدام اکسرژی در آن جزء به اکسرژی سوخت ورودی به سیکل با رابطه زیر نشان داده می‌شود:

$$y_{D,k} = \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{F,tot}} \quad (18-3)$$

به همین ترتیب، میزان انهدام اکسرژی در هر جزء به کل انهدام اکسرژی در سیکل این گونه نشان داده می‌شود.

$$y'_{D,k} = \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{D,tot}} \quad (19-3)$$

دو نسبت تعریف شده بالا، مرتبط با انهدام اکسرژی برای مقایسه رفتار اجزاء سیکل مناسب بوده و میزان کارآیی آن‌ها در مقایسه با یکدیگر نشان می‌دهد.

۳-۴-۴ انهدام اکسرژی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر

برای فهم بیشتر اهمیت تلفات اکسرژی و افزایش دقت آنالیز و مشخص شدن پتانسیل‌های بهبود سیستم، انهدام اکسرژی را به دو قسمت اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر تقسیم می‌کنند [۷,۸].

در هر حال در تکنولوژی‌های پیشرفته و با راندمان بالا مقداری انهدام اکسرژی وجود دارد که به دلایل فیزیکی یا محدودیت‌های اقتصادی غیر قابل اجتناب می‌باشد (مانند خروج گازهای احتراق از دودکش)، بنابراین می‌توان انهدام اکسرژی در هر یک از اجزاء سیستم را به صورت رابطه (۳-۲۰) نوشت.

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{AV} + \dot{E}_{D,k}^{UN} \quad (۳-۲۰)$$

با مشخص شدن انهدام اکسرژی اجتناب‌ناپذیر، تمرکز بیشتر روی انهدام اجتناب‌پذیر اکسرژی معطوف می‌شود که در چنین شرایطی با دانستن این که کدام فرآیند یا تجهیز سهم نابودی اکسرژی اجتناب‌پذیر بیشتری دارد، به سمت نقاطی که انجام اصلاح و بهبود آن‌ها اقتصادی است، هدایت می‌شود. می‌توانیم که میزان $\dot{E}_{D,k}^{UN}$ را از رابطه (۳-۲۱) محاسبه کنیم.

$$\dot{E}_{D,k}^{UN} = \dot{E}_{P,k}^{Real} \left[\frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{P,k}} \right]^{UN} \quad (۳-۲۱)$$

در رابطه (۳-۲۱) نسبت انهدام اکسرژی جزء k به اکسرژی محصول آن در شرایط

اجتناب‌ناپذیر می‌باشد که با در نظر گرفتن فرضیات زیر محاسبه می‌شود [۹,۱۰].

- هر جزء به صورت جداگانه از سیستم در نظر گرفته شود.
- برای جریان‌های ورودی به آن جزء همان شرایط ترمودینامیکی در سیکل واقعی ایجاد شود.
- بالانس جرم و انرژی و اکسرژی برآورد گردد و شرایط عملیاتی مانند حالتی باشد که بازگشت ناپذیری‌های آن جزء بیشتر از آن قابل کاهش دادن نباشد.

در نتیجه با محاسبه $\dot{E}_{D,k}^{UN}$ می‌توان $\dot{E}_{D,k}^{AV}$ را نیز محاسبه کرد در نتیجه داریم:

$$\dot{E}_{D,k}^{AV} = \dot{E}_{D,k} - \dot{E}_{D,k}^{UN} \quad (22-3)$$

و درصد انهدام اکسرژی اجتناب پذیر با رابطه (23-3) بیان می شود:

$$x_k = \frac{\dot{E}_{D,k}^{AV}}{\dot{E}_{D,k}} \quad (23-3)$$

۳-۴-۵ روابط اکسرژی در تجهیزات نیروگاه بخار

با توجه به روابط بیان شده در قسمت قبل جهت بررسی اکسرژی نیروگاه بخار ابتدا بایستی $\dot{E}_{F,k}$

و $\dot{E}_{P,k}$ را برای هر یک از تجهیزات تعیین کنیم که این روابط در ادامه بیان شده است [۱۱].

$$\begin{aligned} \dot{E}_P &= \dot{W}_{out} \\ \dot{E}_{Fuel} &= \dot{E}_{in} - \Sigma \dot{E}_{out} \end{aligned} \quad \text{توربین}$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_P &= \dot{E}_{c,out} - \dot{E}_{c,in} \\ \dot{E}_F &= \dot{E}_{h,in} - \dot{E}_{h,out} \end{aligned} \quad \text{مبدل های حرارتی}$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_P &= \dot{E}_{out} - \dot{E}_{in} \\ \dot{E}_{Fuel} &= \dot{W}_{in} \end{aligned} \quad \text{پمپ}$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_D &= \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} + \dot{W}_f \\ \varepsilon &= \frac{\dot{E}_{out}}{\dot{E}_{in} + \dot{W}_f} \end{aligned} \quad \text{کندانسور هوایی [۱۲]}$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_P &= \dot{m}_w(e_{out} - e_{in}) = \dot{m}_w e_{out} - \dot{E}_{w,in} \end{aligned} \quad \text{دی اریتور}$$

\dot{m}_w دبی آب تغذیه ورودی به دی اریتور می باشد.

$$\begin{aligned} \dot{E}_F &= \Sigma(\dot{m}_s e_{s,in}) - e_{out} \times \Sigma \dot{m}_s = \Sigma \dot{E}_{s,in} - e_{out} \times \Sigma \dot{m}_s \end{aligned}$$

\dot{m}_s مجموع دبی جریان های گرم ورودی به دی اریتور می باشد.

$$\begin{aligned} \dot{E}_P &= \dot{E}_{steam,out} - \dot{E}_{feedwater,in} \\ \dot{E}_F &= \dot{E}_{evaporator,in} - \dot{E}_{evaporator,out} \end{aligned} \quad \text{درام (Drum)}$$

$$\begin{aligned}\dot{E}_P &= \dot{E}_{fluegas}^{ph} - \dot{E}_{fule}^{ph} - \dot{E}_{oxidant}^{ph} \\ \dot{E}_F &= \dot{E}_{fuel}^{ch} + \dot{E}_{oxidant}^{ch} - \dot{E}_{fluegas}^{ch}\end{aligned}$$

محفظه احتراق

اگر سوخت و هوای ورودی به محفظه احتراق در شرایط محیط باشند آن گاه:

$$\begin{aligned}\dot{E}_{fule}^{ph} &= \dot{E}_{oxidant}^{ph} = 0 \\ \dot{E}_P &= \dot{E}_{fluegas}^{ph}\end{aligned}$$

سیکل نیروگاه بخار

انهدام اکسرژی در نیروگاه برابر است با مجموع انهدام اکسرژی در تجهیزات.

$$\begin{aligned}\dot{E}_F &= \dot{E}_{fuel} \\ \dot{E}_P &= \dot{W}_{net}\end{aligned}$$

۳-۵ آنالیز ترکیبی پینچ و اکسرژی

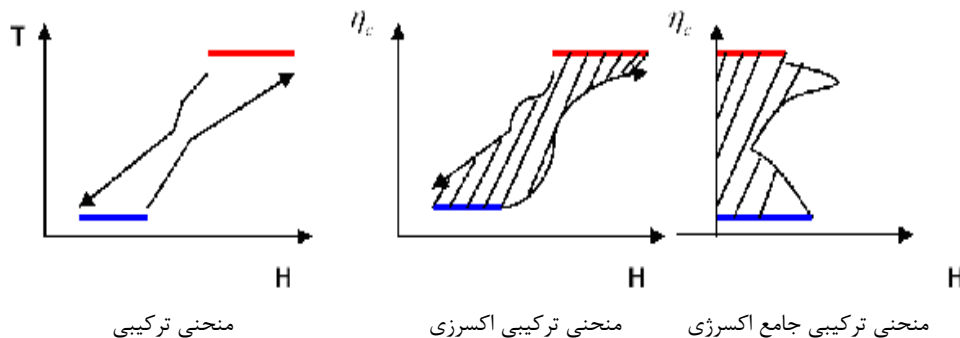
آنالیز پینچ یک روش عمومی برای هدف‌گذاری و طراحی فرآیندهای حرارتی و شیمیایی و تأسیسات وابسته به آن‌ها می‌باشد، آنالیز پینچ می‌تواند اقتصادی ترین مصرف انرژی به صورت حرارت را با بکارگیری نمودارهای مختلف هدف‌گذاری تعیین نماید، در آنالیز پینچ نمودارهای ترکیبی و نمودارهای ترکیبی جامع دو ابزار اساسی می‌باشند که بر اساس محور دما در مقابل محور آنتالپی شکل می‌گیرد [۱۳].

هدف‌گذاری با نمودارهای ترکیبی و نمودارهای ترکیبی جامع به شکل انرژی حرارتی می‌باشد، در هر حال برای آنالیز سیستم که شامل انتقال حرارت و کار محوری می‌باشد، ابزارهای هدف‌گذاری بیشتری مورد نیاز است. در سیستم‌هایی که شامل حرارت و کار محوری می‌شوند نمودارهای ترکیبی و جامع ترکیبی پینچ تعمیم داده شده است که در نتیجه آن نمودارهای ترکیبی اکسرژی^۱ و ترکیبی جامع اکسرژی^۲ پیشنهاد می‌شود که برپایه فاکتور کارنو (η_c) در مقابل آنتالپی می‌باشد. [۱۴، ۱۵].

۱. Exergy Composite Curve

۲. Exergy Grand Composite Curve

همان‌طور که در شکل (۳-۴) نشان داده شده است، نمودارهای ترکیبی برای یک سیستم انتقال حرارت می‌تواند به صورت نمودارهای ترکیبی اکسرژی رسم شود، ناحیه سایه زده شده بیانگر انهدام اکسرژی در فرآیند انتقال حرارت می‌باشد.



شکل (۳-۴) نحوه ترسیم نمودارهای ترکیبی اکسرژی با استفاده از نمودارهای ترکیبی پینچ در انتقال حرارت

به وسیله آنالیز ترکیبی پینچ و اکسرژی می‌توان کار محوری مورد نیاز یا تولید شده برای سیستم‌های تبرید یا تولید توان را با دقت مشخصی تعیین نمود [۱۶, ۱۷].

بایستی توجه شود که این آنالیز ترکیبی پینچ و اکسرژی اساساً جهت تعیین کار محوری تعمیم یافته است در حالی که برای اصلاح یک فرآیند محدودیت‌های بیشتری وجود دارد. به خصوص تنها فرآیندهایی که شامل انتقال حرارت می‌باشند را می‌توان در نمودار $(\eta_c - H)$ نشان داد نه فرآیندهایی که شامل افت فشار یا تغییرات در ترکیبات می‌شوند، به خاطر این که این نمودار برپایه دما می‌باشد. در نتیجه نمودار $(\eta_c - H)$ نمی‌تواند فرآیندهای اصلی مانند انبساط در توربین سیستم‌های تولید توان و فرآیندهای تراکم در سیستم‌های تبرید را نمایش دهد. این محدودیت می‌تواند جهت اصلاح سیستم نا امیدکننده باشد از آن‌جا که تغییرات در فرآیندهای اصلی سیستم اثر زیادی بر کارایی سیستم دارد [۱۸].

برای غلبه بر این محدودیت روشی پیشنهاد شده است که آنالیز ترکیبی پینچ و اکسرژی را توسعه داده است با معرفی یک نمودار جدید که $(\Omega - H)$ دیاگرام نامیده می‌شود [۱۹].

که می توان تمام سیستم را به وسیله آن نمایش داد که شامل انتقال حرارت و فرآیندهای اصلی سیستم می باشد که علاوه بر فراهم کردن اطلاعات هدف گذاری مسیرهای مهم و اصلاحات امیدبخش برای بهبود یک سیستم را شامل می شود.

در هر حال توانایی آنالیز پینچ در نمایش اجزاء اصلی و مهم یک سیستم به صورت گرافیکی و تعیین کردن اطلاعات هدف گذاری برای اصلاح فرآیندها پذیرفته شده است. آنالیز اکسرژی نیز روش -هایی جهت بررسی سیستم های انرژی را فراهم می کند و موقعیت های افت انرژی و همچنین دلایل ناکارآمدی ترمودینامیکی سیستم را مشخص می کند.

۳-۵-۱ نمودار جدید اکسرژی - انرژی ($\Omega - H$)

به عبارت دیگر در بررسی هر سیستم انرژی، ما تراز انرژی (Ω) را در عرض محور مختصات استفاده می کنیم که به صورت رابطه (۳-۲۴) تعریف می شود.

$$\Omega = \frac{\text{exergy}}{\text{energy}} \quad (3-24)$$

بنابراین برای کار

$$\Omega = 1 \quad (3-25)$$

و برای انتقال حرارت

$$\Omega = \eta_c = 1 - \frac{T_0}{T} \quad (3-26)$$

می باشد و برای یک سیستم جریان پایدار داریم.

$$\Omega = \frac{\Delta E}{\Delta H} \quad (3-27)$$

زمانی که ما یک سیستم را که فقط شامل انتقال حرارت می باشد را آنالیز می کنیم η_c را به عنوان عرض محور مختصات استفاده می کنیم که مانند آنالیز ترکیبی پینچ و اکسرژی معمولی می باشد.

زمانی که یک سیستم جریان پایدار شامل تغییرات در فشار یا ترکیبات مواد می‌باشد، از تعریف

$$\Omega = \frac{\Delta E}{\Delta H}$$

بایستی استفاده نمود.

برای سیستمی که شامل موارد بالا نمی‌شود مانند مبدل‌های ترموالکتریک و امثال آن از تعریف

کلی Ω که در رابطه (۳-۲۷) بیان شد، استفاده می‌شود.

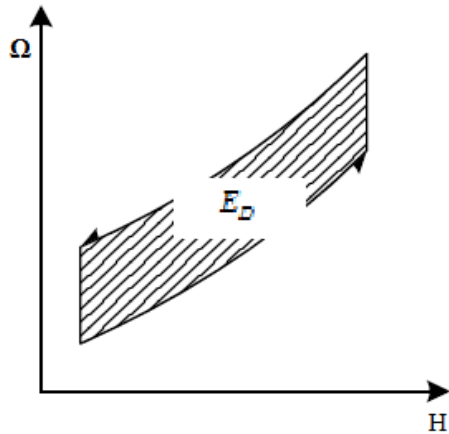
بعد افقی این نمودار انرژی می‌باشد که برای یک سیستم جریان پایدار می‌توان از آنتالپی (H) در

محور افقی استفاده نمود.

۳-۵-۲ فرآیندهای اصلی سیستم

۳-۵-۲-۱ فرآیند انتقال حرارت

در شکل (۳-۵) یک فرآیند انتقال حرارت با نمودارهای ترکیبی اکسرژی جریان‌های گرم و سرد نشان داده شده است، مساحت زیر منحنی ترکیبی جریان گرم مقدار اکسرژی منتقل شده به وسیله جریان گرم را نشان می‌دهد و مساحت زیر منحنی جریان سرد میزان اکسرژی دریافتی توسط جریان سرد را نشان می‌دهد، بنابراین مساحت بین دو منحنی انهدام اکسرژی که به موجب فرآیند انتقال حرارت می‌باشد را نشان می‌دهد، که این انهدام اکسرژی به دو دلیل می‌باشد. دلیل اول مربوط به اختلاف دمای محدود بین دو جریان و دلیل دوم به خاطر افت فشار در جریان‌ها می‌باشد که در نمودار $(\eta_c - H)$ قسمت دوم این اتلاف اکسرژی را نمی‌توان نشان داد چون η_c تنها بر اساس دما تعریف می‌شود.



شکل (۳-۵) نمودارهای ترکیبی اکسرژی فرآیند انتقال حرارت

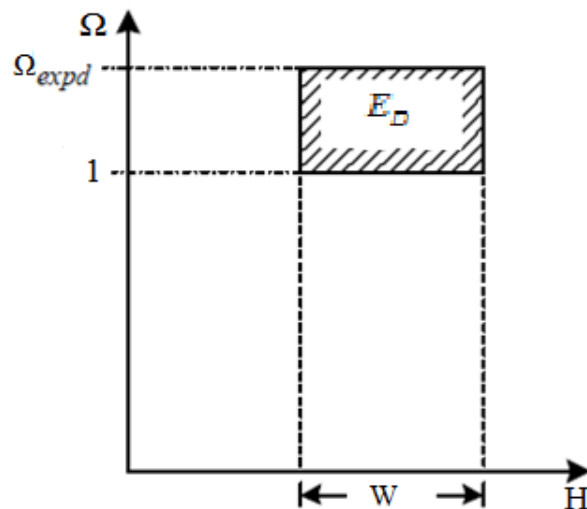
۳-۲-۵-۲ فرآیند انبساط آدیاباتیکی

با توجه به تعریف امگا برای یک فرآیند انبساط آدیاباتیکی داریم:

$$\Omega = \frac{\Delta E}{\Delta H} = 1 - \frac{T_0 \Delta S}{\Delta H} > 1 \quad (\Delta S > 0, \Delta H < 0) \quad (28-3)$$

در رابطه (۲۸-۳) مقدار تغییرات اکسرژی در جریان‌های فرآیند انبساط می‌باشد این تغییر اکسرژی مقدار خالص اکسرژی مصرفی در فرآیند می‌باشد. رابطه (۲۸-۳) نشان می‌دهد که در فرآیند انبساط، اکسرژی بیشتری (ΔE) از مقدار تغییرات آنتالپی (ΔH) مصرف می‌شود در حال که کار داده شده به محیط (W) برابر ΔH ($\Omega = 1$) می‌باشد.

اختلاف بین اکسرژی مصرفی (ΔE) و کار تولید شده (W) مقدار انهدام اکسرژی در فرآیند را بیان می‌کند که در شکل (۳-۶) به صورت ناحیه سایه زده نشان داده شده است.



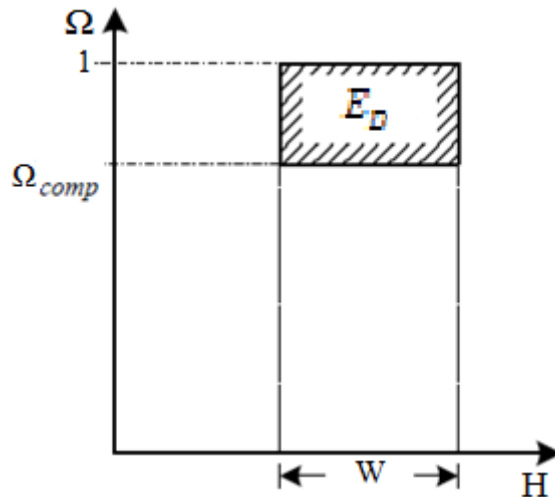
شکل (۳-۶): انهدام اکسرژی در فرآیند انبساط آدیاباتیکی

۳-۲-۵-۳ فرآیند تراکم آدیباتیک

در یک فرآیند تراکم آدیباتیک برای Ω طبق رابطه (۲۹-۳) داریم.

$$\Omega = \frac{\Delta E}{\Delta H} = 1 - \frac{T_0 \Delta S}{\Delta H} < 1 \quad (\Delta S > 0, \Delta H > 0) \quad (29-3)$$

در این فرآیند اکسرژی ورودی (W) از منبع اکسرژی برابر ΔH ($\Omega = 1$) می باشد. اما جریان فرآیند تنها می توانند مقدار اکسرژی برابر ΔE دریافت کنند که کمتر از مقدار ΔH می باشد بنابراین $\Omega < 1$ می باشد اختلاف بین اکسرژی ورودی و تغییرات اکسرژی جریان ها برابر مقدار انهدام اکسرژی در فرآیند می باشد. که در شکل (۷-۳) به صورت قسمت هاشور زده نشان داده شده است.



شکل (۷-۳): انهدام اکسرژی در فرآیند تراکم آدیباتیک

فصل چهارم

نمودارهای ارزش گذاری

۱-۴ مفهوم نمودار ارزش گذاری

نمودار دما - حرارت (Q-T)، اغلب برای نمایش فرآیندهای انتقال حرارت استفاده می‌شوند، در شکل (۱-۴) دمای هر دو جریان در مبدل به عنوان تابعی از حرارت انتقال یافته به جریان سرد نشان داده شده است.

در شکل (۲-۴) منحنی‌های دما برای همان جریان‌ها در دیاگرام ارزش‌گذاری^۱ نشان داده شده است. در این نمودار نیز دمای جریان‌ها به صورت تابعی از حرارت منتقل شده نشان داده شده است با

این تفاوت که در محور عمودی فاکتور $(1 - \frac{T_0}{T})$ جایگزین دما شده است. این محور از دمای $T = T_0$

شروع می‌شود و تا دمای $T = T_\infty$ ادامه می‌یابد که مقدار آن از ۰ تا ۱ تغییر می‌کند [۲۰].

اگر فرض شود مقدار dQ حرارت از جریان گرم به سرد منتقل شود آن‌گاه تغییر دمای جریان گرم

dT_s بسیار کوچک می‌باشد، برای اکسرژی این مقدار انتقال حرارت می‌توان نوشت:

$$dE_s = (1 - \frac{T_0}{T_s}).dQ \quad (1-4)$$

در نمودار ارزش‌گذاری مساحت ۱-۳-۴-۶-۱ برابر مقدار dQ می‌باشد.

در حالی که مساحت ۱-۲'-۵'-۶-۱ مقدار dE_s را نشان می‌دهد.

ترم $(1 - \frac{T_0}{T_s})$ نشان دهنده آن قسمتی از حرارت است که می‌تواند به کار تبدیل شود. کل اکسرژی

منتقل شده از جریان گرم به سرد را می‌توان با انتگرال‌گیری از رابطه (۱-۴)، از دمای ورودی $T_{s,in}$ تا

دمای خروجی $T_{s,out}$ به دست آورد که در رابطه (۲-۴) نشان داده شده است.

$$E_s = \int_{T_{s,in}}^{T_{s,out}} (1 - \frac{T_0}{T_s}).dQ \quad (2-4)$$

این مقدار از اکسرژی برابر کل سطح زیر منحنی دمای جریان گرم در نمودار ارزش‌گذاری می‌-

باشد. در مبدل همان مقدار حرارت dQ به جریان سرد منتقل می‌شود که اکسرژی آن برابر است با:

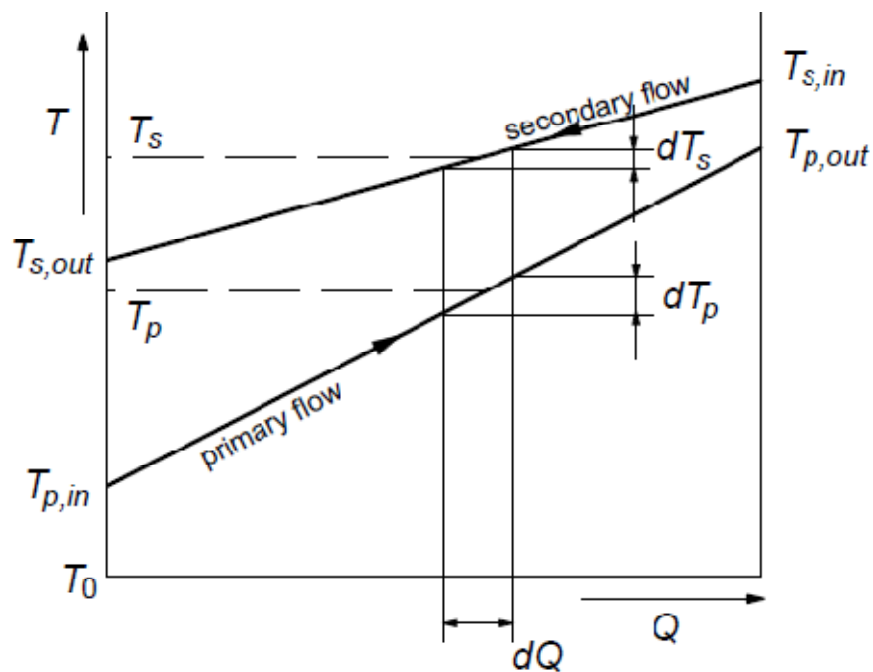
۱. Value diagram

$$dE_p = \left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right) dQ \quad (3-4)$$

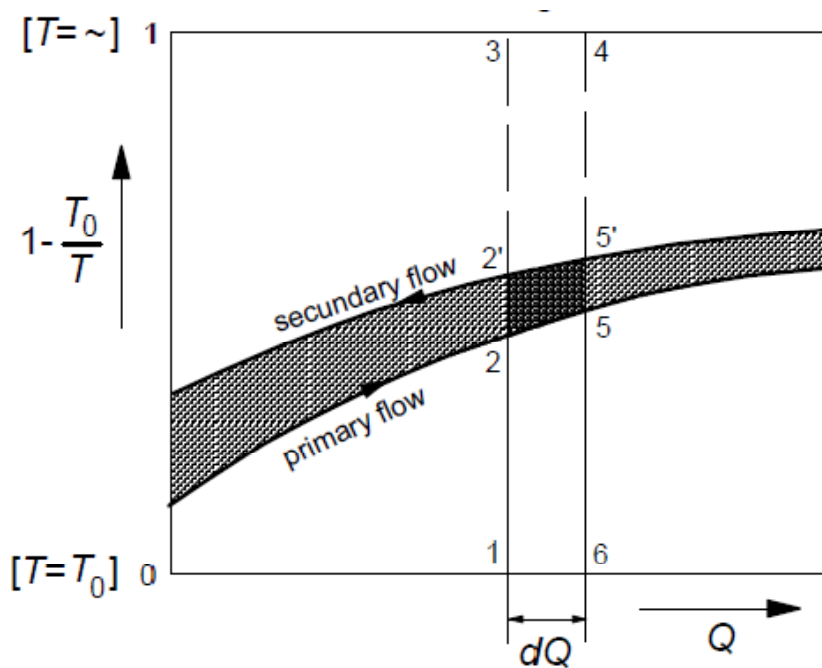
در نمودار ارزش‌گذاری این مقدار با مساحت ۱-۲-۵-۶-۱ نمایش داده می‌شود که این مقدار اکسرژی، از اکسرژی که جریان گرم منتقل می‌کند کمتر می‌باشد، این مقدار اختلاف برابر است با مساحت ۲-۲'-۵'-۵-۲ و مقدار اکسرژی است که به دلیل اختلاف دما در انتقال حرارت از بین می‌رود.

کل اکسرژی دریافت شده توسط جریان سرد از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$E_p = \int_{T_{p,in}}^{T_{p,out}} \left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right) dQ \quad (4-4)$$



شکل (۱-۴) فرآیند انتقال حرارت در نمودار دما - حرارت



در شکل (۲-۴) فرآیند انتقال حرارت در نمودار ارزش‌گذاری

اکسرژی جذب شده توسط جریان سرد برابر سطح زیر منحنی دمای این جریان در نمودار ارزش‌گذاری می‌باشد. کل انهدام اکسرژی ناشی از انتقال حرارت $(E_s - E_p)$ برابر مساحت بین منحنی دمای جریان های سرد و گرم در نمودار ارزش‌گذاری می‌باشد.

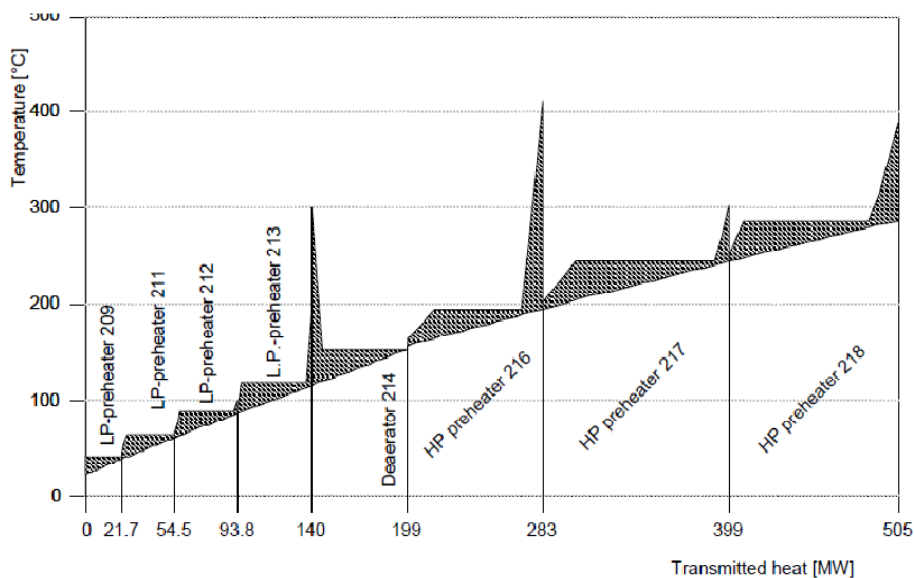
بنابراین نمودار ارزش‌گذاری به آسانی میزان اکسرژی و انهدام اکسرژی در انتقال حرارت را نمایش می‌دهد، از این دیگرام به راحتی مشخص است که با افزایش اختلاف دمای بین دو جریان در فرآیند انتقال حرارت، میزان انهدام اکسرژی افزایش می‌یابد.

اختلاف دما، نیروی محرکه در انتقال حرارت بین دو جریان می‌باشد، که افزایش اختلاف دما باعث می‌شود حرارت راحت‌تر منتقل شود که در نتیجه سایز مبدل می‌تواند کاهش یابد، اما باعث افزایش انهدام اکسرژی می‌شود.

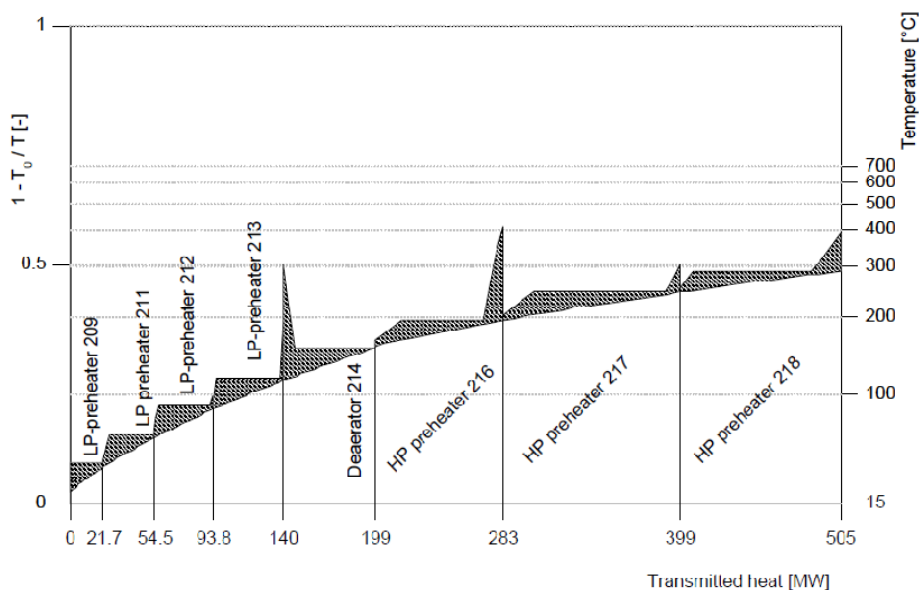
۲-۴ نمودار ارزش‌گذاری در گرمکن‌های آب تغذیه

مانند نمودار دما - انتقال حرارت نمودار ارزش‌گذاری نیز می‌تواند برای نشان دادن انتقال حرارت به یک جریان هنگامی که این انتقال حرارت در چندین مبدل رخ می‌دهد، استفاده شود.

شکل (۳-۴) به عنوان مثال نمودار دما - آنتالپی در انتقال حرارت به آب تغذیه یک نیروگاه بخار را نشان می‌دهد، در این شبکه مبدل‌ها، آب تغذیه توسط ۸ مرحله زیرکش بخار گرم می‌شود، دما و فشار زیرکش‌ها به گونه‌ای در نظر گرفته شده که انهدام اکسرژی کمترین مقدار ممکن را داشته باشد. نمودار ارزش‌گذاری برای این شبکه مبدل‌ها در شکل (۴-۴) نشان داده شده است که قسمت هاشور خورده بیان‌گر انهدام اکسرژی در فرآیند انتقال حرارت است.



شکل (۳-۴) نمودار دما - آنتالپی فرآیند انتقال حرارت در شبکه مبدل‌های آب تغذیه

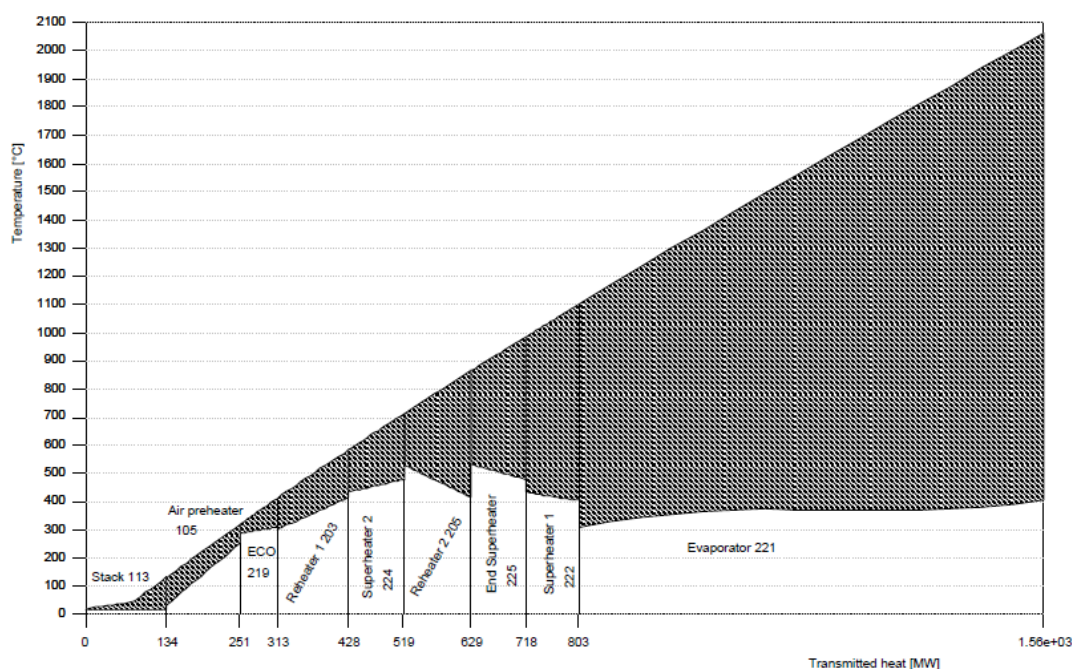


شکل (۴-۴) نمودار ارزش‌گذاری شبکه مبدل‌های آب تغذیه

از این نمودار به وضوح مشخص است که چرا اختلاف دمای بین دو جریان بایستی محدود باشد، به خصوص در مبدل‌های قسمت فشار پایین اختلاف دمای زیاد به شدت باعث افزایش انهدام اکسرژی در این مبدل‌ها می‌شود، به دلیل این که منحنی آب تغذیه در این ناحیه دارای شیب بیشتری می‌باشد.

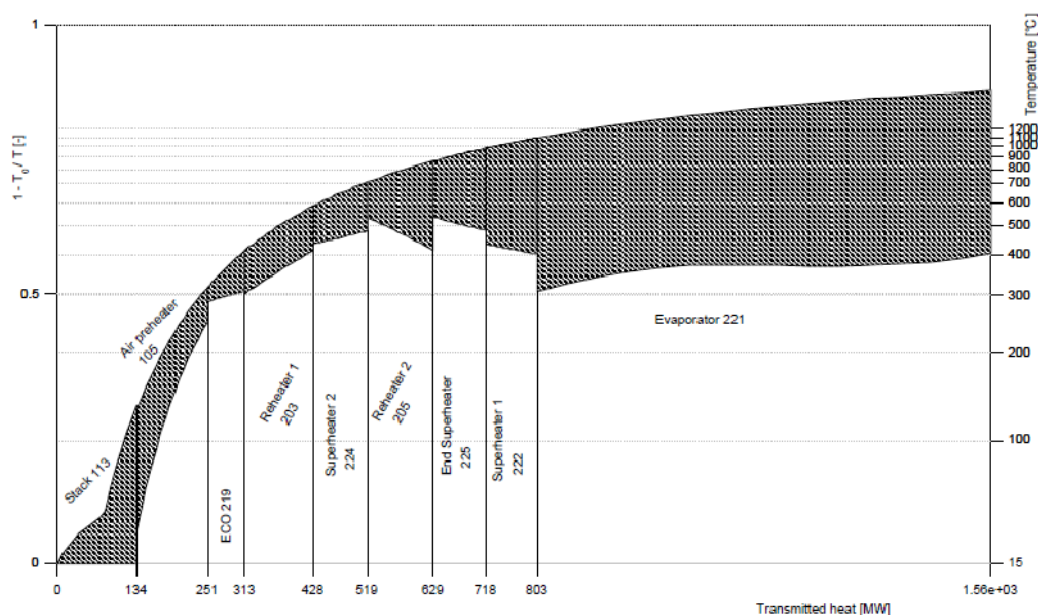
۳-۴ نمودار ارزش‌گذاری در بویلر بخار

به عنوان یک مثال دیگر انتقال حرارت در یک بویلر در نظر گرفته شده است. در شکل (۵-۴) نمودار دما - آنتالپی نمایش داده شده است که منحنی سرد شدن گازهای احتراق از دمای آدامباتیک شعله تا دمای محیط را نشان می‌دهد. با این که دمای گازهای احتراق در یک بویلر بیشتر از 1500°C نمی‌باشد، اما دمای تئوری شعله جهت ایجاد یک مبنا برای محاسبه انهدام اکسرژی در نظر گرفته شده است. در نمودار دما - آنتالپی شکل (۵-۴) همچنین منحنی‌های جریان‌های آب تغذیه و بخار رهیت که حرارت دریافت می‌کنند نشان داده شده است.



شکل (۵-۴) نمودار دما - آنتالپی در یک بویلر بخار

همانطور که از نمودار مشخص است اوپراتور در قسمتی قرار گرفته است که گازهای احتراق بالاترین دما را دارند، گازهای احتراق پس از عبور پیاپی از سوپرهیترها و پیش گرمکن‌ها در نهایت در اکونومایزر و پیش گرمکن هوای ورودی سرد می‌شود، به جز اکونومایزر و پیش گرمکن هوا، اختلاف دما بین جریان سرد (آب تغذیه) و گازهای احتراق بسیار زیاد می‌باشد (به دلیل محدودیت سطح انتقال حرارت) برای مشاهده بهتر انهدام اکسرژی به دلیل انتقال حرارت در بویلر از نمودار ارزش‌گذاری متناظر که در شکل (۴-۶) نشان داده شده می‌توان استفاده نمود.



شکل (۴-۶) نمودار ارزش‌گذاری در یک بویلر بخار

دیگرام ارزش‌گذاری نشان می‌دهد که انهدام اکسرژی زیادی در قسمت‌هایی از بویلر که دمای گازهای احتراق بالا می‌باشد وجود دارد اما علاوه بر این انهدام اکسرژی در مبدل‌های دما پایین نیز بی‌اهمیت نمی‌باشد.

۴-۴ نمودار ارزش‌گذاری در نیروگاه‌ها

در ابتدا نمودار ارزش‌گذاری برای فرآیندهای انتقال حرارت استفاده شد، اما با کمی ابتکار از آن برای نیروگاه‌های حرارتی نیز می‌توان استفاده نمود. نقطه شروع برای آنالیز اکسرژی در نیروگاه، اکسرژی سوخت می‌باشد که به نیروگاه عرضه می‌گردد.

اکسرژی سوخت با ارزش حرارتی سوخت برابر نمی‌باشد. در هر حال اختلاف بین مقدار اکسرژی و ارزش حرارتی پایین یا بالای سوخت اندک می‌باشد. نسبت بین اکسرژی و ارزش حرارتی پایین سوخت را می‌توان با فاکتور اکسرژی سوخت که به صورت زیر تعریف می‌شود تعیین نمود.

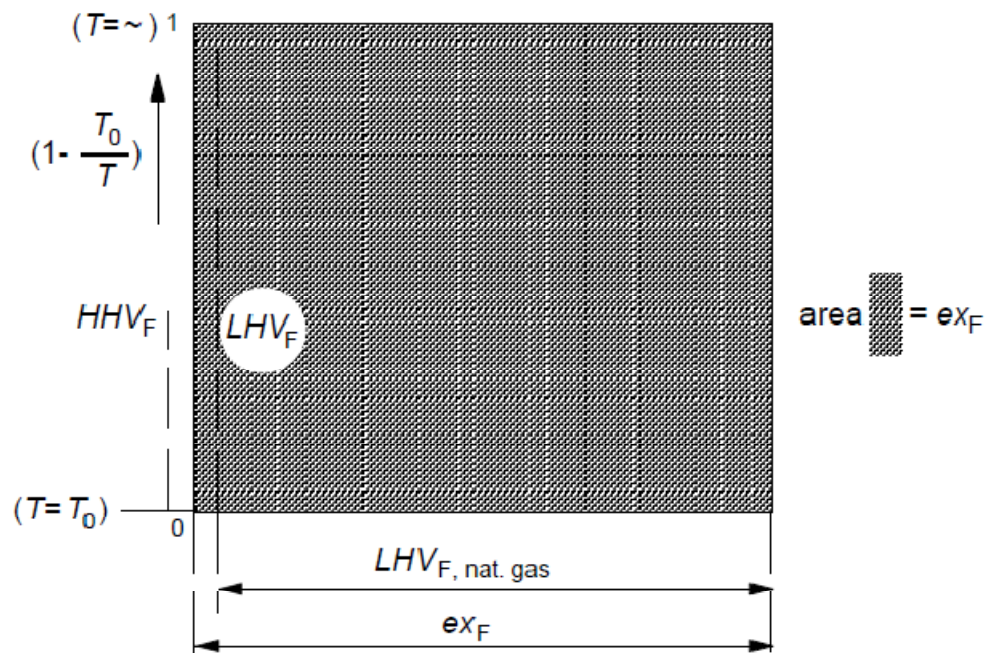
$$f_{e_F} = \frac{e_{fuel}^{ch}}{LHV} \quad (۵-۴)$$

در جدول (۱-۴) این نسبت به طور تقریبی برای انواع سوخت‌های فسیلی آورده شده است.

جدول (۱-۴) فاکتور اکسرژی برای انواع سوخت‌های فسیلی

سوخت	f_{e_F}
زغال سنگ	۱/۰۲ - ۱/۰۳
مازروت	۰/۹۸ - ۱/۰۱
گاز طبیعی	۱/۰۴

محور افقی نمودار ارزش‌گذاری بیانگر حرارت می‌باشد به عنوان مثال ارزش حرارتی ۱ کیلوگرم از سوخت، به جای ارزش حرارتی سوخت در این‌جا می‌توان از اکسرژی سوخت در محور افقی نمودار استفاده کرد، همان‌گونه که در شکل (۷-۴) نشان داده شده است، مقیاس محور عمودی از $T = T_0$ شروع شده و در $T = T_\infty$ پایان می‌یابد و طول آن برابر ۱ می‌باشد. کل مساحت نمودار بیانگر اکسرژی سوخت می‌باشد. این نمودار برای ارزیابی نیروگاه‌های حرارتی بسیار مفید می‌باشد.

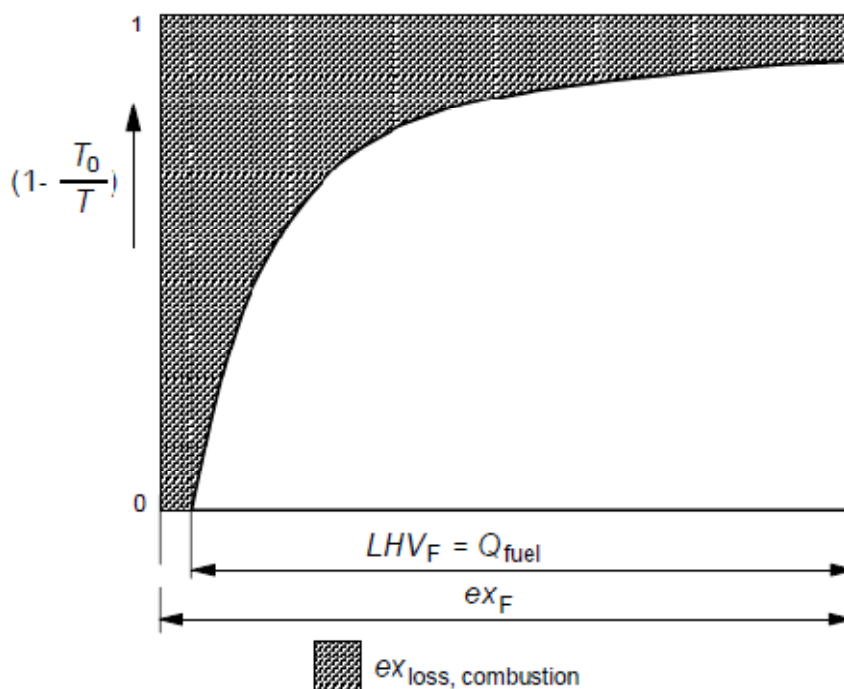


شکل (۷-۴) نمودار ارزش گذاری بر مبنای اکسرژی سوخت

بعد از احتراق آدیباتیک سوخت، گازهای احتراق دارای دمای بالایی می‌باشند، سوخت ورودی و هوا (اکسید کننده) فرض شده که در دمای محیط وارد محفظه احتراق می‌شوند، مقدار حرارتی که می‌تواند از گازهای احتراق گرفته شود تا به دمای محیط برسد برابر ارزش حرارتی پایین سوخت می‌باشد، با این فرض که بخار آب در گازهای احتراق چگالیده نخواهد شد.

در شکل (۸-۴) منحنی دما برای گازهای احتراق تا رسیدن به دمای محیط نشان داده شده است و

فرض شده که فاکتور اکسرژی و سوخت (f_{e_F}) بزرگتر از ۱ باشد.

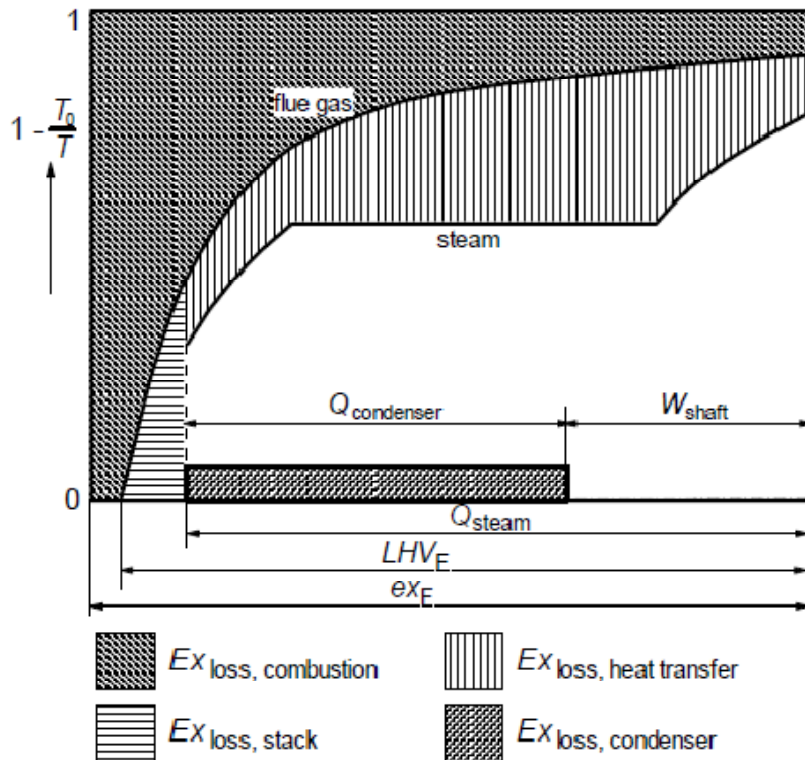


شکل (۸-۴) منحنی دمای گازهای احتراق در طول سرد شدن از دمای آریاباتیک شعله تا دمای محیط.

مساحت زیر منحنی دما برابر مقدار اکسرژی می‌باشد که از گازهای احتراق حاصل می‌شود، بعد از احتراق تنها اکسرژی حرارت گازهای احتراق قابل استفاده می‌باشد بدین معنی که مقدار اکسرژی که در شکل (۸-۴) به صورت مساحت سایه زده شده در بالای منحنی دمای گازهای احتراق و سمت چپ آن نشان داده شده بیانگر مقدار اکسرژی است که به سبب فرآیند احتراق نابود می‌شود.

در یک نیروگاه بخار حرارت از گازهای احتراق به سیکل بخار منتقل می‌شود، آب تغذیه که وارد بویلر می‌شود تا نزدیکی دمای اشباع گرم شده و در بویلر به ترتیب تبخیر شده و به حالت سوپرهیت می‌رسد. در نمودار ارزش‌گذاری که در شکل (۹-۴) نشان داده شده است، منحنی دمای بخار، نیز اضافه شده است، گازهای احتراق در دمایی بالاتر از دمای محیط بویلر را ترک می‌کنند و از طریق دودکش وارد اتمسفر می‌شوند، بنابراین مقداری از حرارت موجود در گازهای احتراق از بین می‌رود و تلفات اکسرژی مربوط به آن در شکل (۹-۴) به صورت تلفات اکسرژی دودکش نشان داده شده است. مساحت زیر منحنی دمای بخار- آب بیانگر مقدار اکسرژی می‌باشد که سیکل بخار دریافت می‌کند و

مساحت بین منحنی دمای گازهای احتراق و منحنی دمای بخار- آب بیانگر نابودی اکسرژی است که به سبب انتقال حرارت در بویلر رخ می‌دهد.

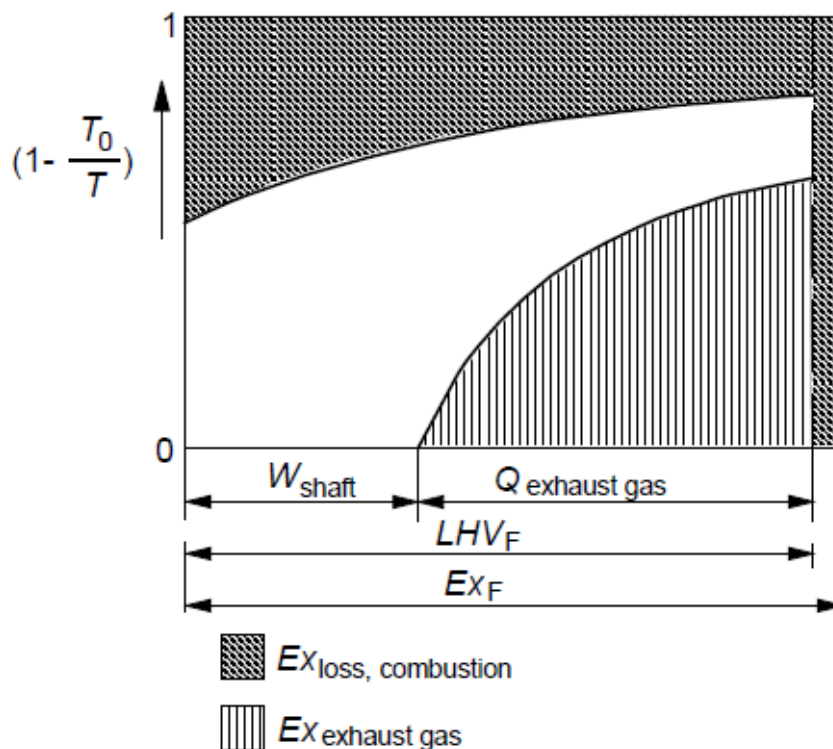


شکل (۹-۴) نمودار ارزش‌گذاری نیروگاه بخار

بخار تولید شده توسط توربین منبسط شده که در این جا بخش زیادی از اکسرژی منتقل شده به سیکل بخار به انرژی مکانیکی (۱۰۰٪ اکسرژی) تبدیل می‌شود، بعد از انبساط بخار در کندانسور به مایع اشباع تبدیل می‌شود و حرارت آن به محیط منتقل می‌شود تلفات اکسرژی در کندانسور در نتیجه اختلاف دمای اشباع و دمای محیط می‌باشد که در شکل (۹-۴) به عنوان تلفات اکسرژی کندانسور نشان داده شده است.

بقیه سطح زیر منحنی دمای بخار- آب (قسمت هاشور نخورده) تقریباً بیان‌گر کار مکانیکی تولیدی می‌باشد. بایستی توجه شود که شکل (۹-۴) اساساً تلفاتی را که خارج از سیکل بخار رخ می‌دهد نشان می‌دهد و نمایش نابودی اکسرژی داخل سیستم در این نمودار به راحتی میسر نیست.

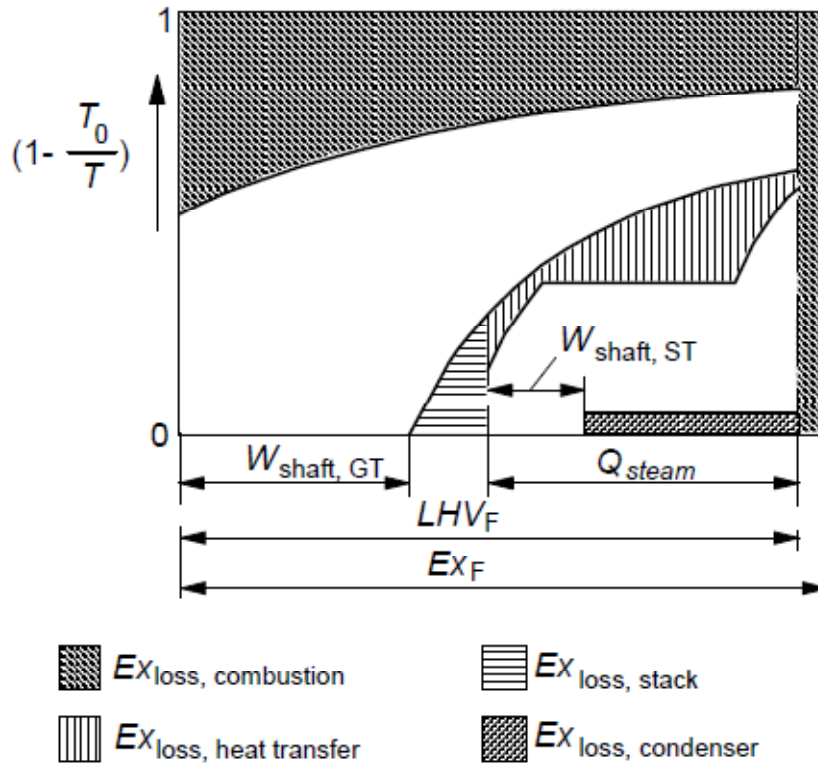
امروزه اغلب از توربین‌های گازی برای تولید الکتریسیته استفاده می‌شود و در مقیاس‌های بزرگ تولید توان، از سیکل ترکیبی توربین گاز و بخار استفاده می‌شود، نمودار ارزش‌گذاری را نیز می‌توان برای سیکل توربین گاز مانند شکل (۱۰-۴) نمایش داد.



شکل (۱۰-۴) نمودار ارزش‌گذاری سیکل توربین گاز

منحنی بالایی بیانگر افزایش دما در محفظه احتراق است، در این جا حرارت به سیکل توربین گاز منتقل می‌شود، مساحت هاشورخورده بالای این منحنی و نوار باریک سمت راست بیانگر تلفات اکسرژی در فرآیند احتراق می‌باشد و مساحت زیر این منحنی مقدار اکسرژی را که به سیکل منتقل می‌شود نشان می‌دهد، بعد از انبساط در توربین دمای گازهای خروجی نسبتاً بالاست. (حدود 500°C) منحنی پایینی در شکل (۱۰-۴) بیانگر منحنی دمای گازهای خروجی تا دمای محیط می‌باشد و مساحت زیر آن بیانگر میزان اکسرژی در گازهای خروجی از توربین است که هنوز قابل استفاده می‌باشد و زمانی که مستقیماً به اتمسفر انتقال می‌یابد این اکسرژی نابود می‌شود.

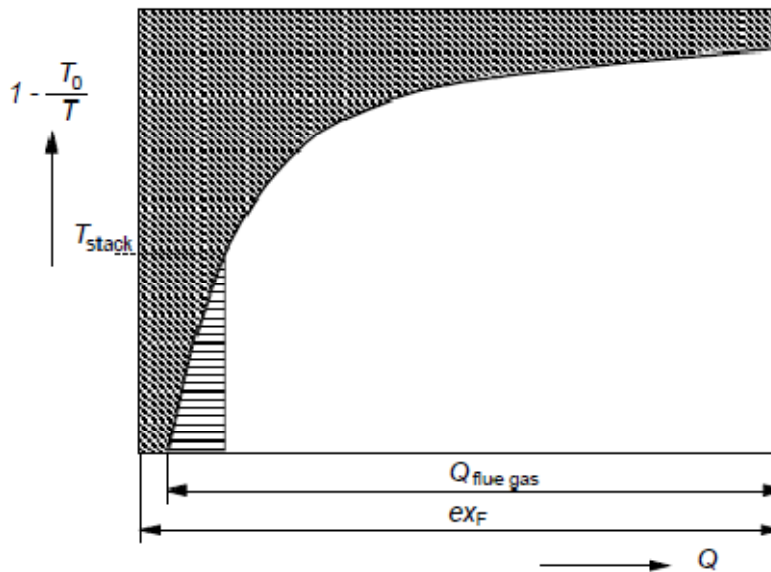
در مقیاس‌های بزرگ از گازهای خروجی توربین گاز برای تولید بخار سیکل نیروگاه بخار استفاده می‌شود (سیکل ترکیبی)، شکل (۱۱-۴) نشان می‌دهد که چه قسمتی از اکسرژی خروجی در این شرایط بازیافت می‌شود.



شکل (۱۱-۴) نمودار ارزش‌گذاری سیکل ترکیبی

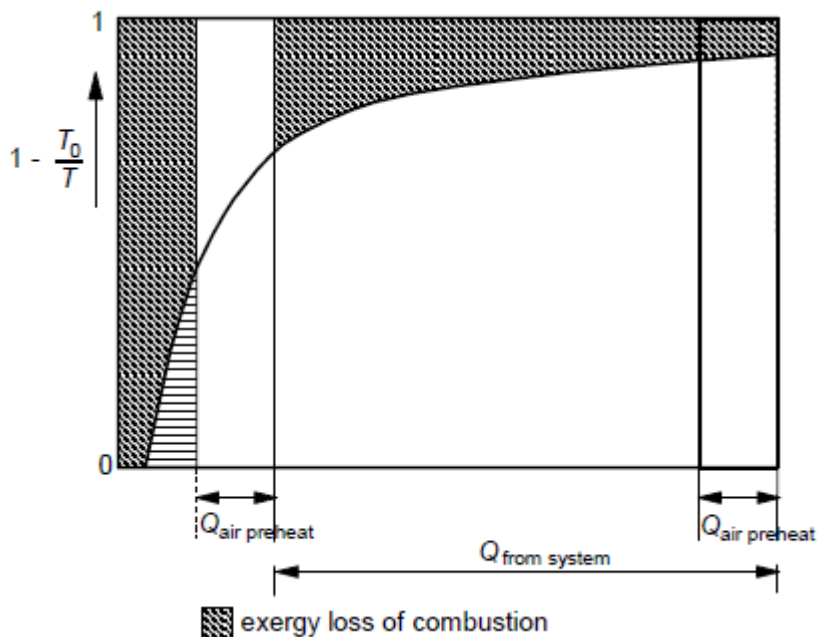
۵-۴ تاثیر پیش‌گرم کردن هوا در فرآیند احتراق

همان‌طور که گفته شد اگر فرض کنیم سوخت ورودی و هوا در شرایط محیط وارد محفظه احتراق شوند، بعد از احتراق مقدار حرارتی که از گازهای احتراق تا رسیدن به دمای محیط می‌توان دریافت نمود با فرض اینکه بخار آب چگالیده نشود برابر ارزش حرارتی پایین سوخت خواهد بود. بنابراین منحنی دما برای گازهای احتراق مطابق شکل (۱۲-۴) می‌باشد،



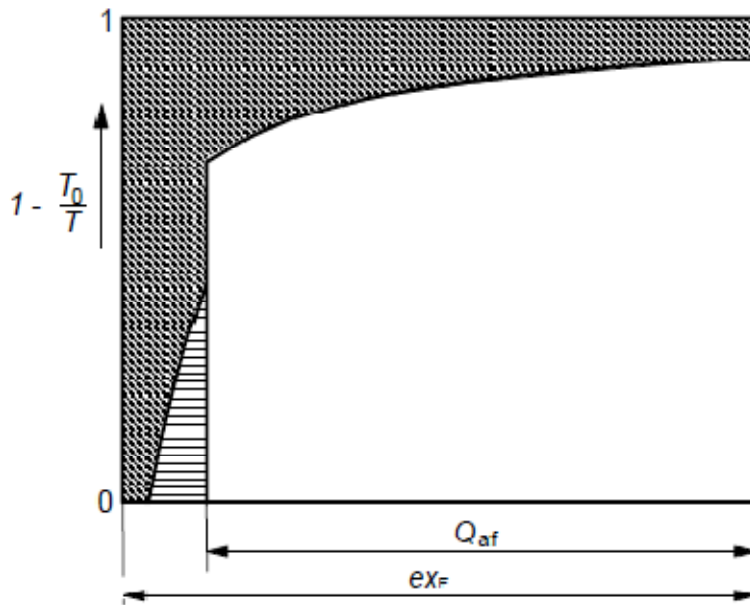
شکل (۱۲-۴) نمودار ارزش‌گذاری فرآیند احتراق بدون پیش‌گرم هوا

اما با توجه به اینکه هوا قبل از ورود به محفظه احتراق توسط گازهای حاصل از احتراق در آخرین مرحله انتقال حرارت گرم می‌شود بنابراین منحنی سرد شدن گازهای احتراق در نمودار ارزش‌گذاری مطابق شکل (۱۳-۴) می‌باشد. در این حالت حرارت موجود در گازهای احتراق برابر مجموع ارزش حرارتی سوخت و حرارت انتقال یافته به هوای ورودی می‌باشد که در نتیجه گرم کردن هوا درجه حرارت شعله بالاتر رفته و قسمت سمت چپ به نمودار افزوده می‌گردد [۲۱].



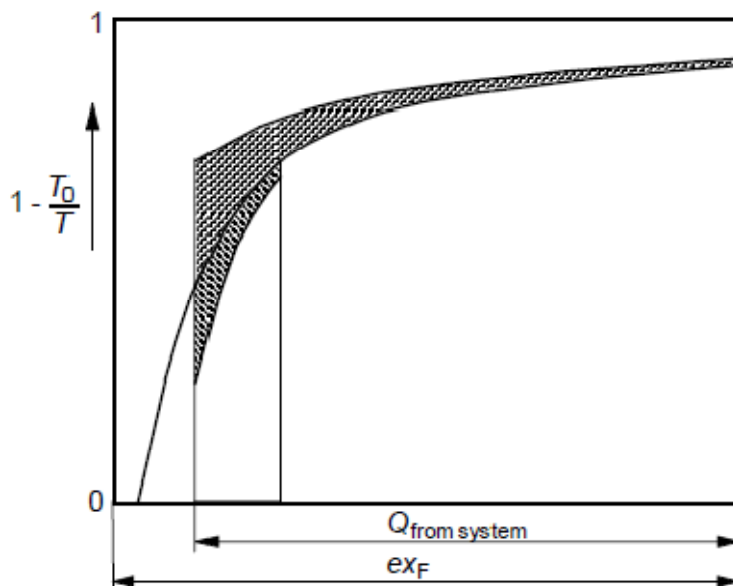
شکل (۱۳-۴) نمودار ارزش‌گذاری فرآیند احتراق با پیش‌گرم هوا

با حذف قسمت مربوط به پیش گرم هوا از نمودار (۴-۱۳)، آن گاه نمودار شکل (۴-۱۴) حاصل می شود که از این نمودار به وضوح مشخص است که گرم کردن هوای احتراق قبل از ورود به محفظه احتراق باعث کاهش انهدام اکسرژی در فرآیند احتراق می شود.



شکل (۴-۱۴) نمودار ارزش گذاری احتراق با پیش گرم هوا بر مبنای اکسرژی سوخت

در شکل (۴-۱۵) منحنی دمای هوا در مقابل منحنی دمای گازهای حاصل از احتراق رسم شده است که در این نمودار میزان کاهش انهدام اکسرژی در فرآیند احتراق در نتیجه پیش گرم هوا و میزان انهدام اکسرژی در پیش گرم کن هوا نشان داده شده است.



شکل (۴-۱۵) کاهش تلفات اکسرژی در نتیجه پیش گرم کردن هوا

فصل پنجم

بررسی و تحلیل نیروگاه توس

۵-۱ مقدمه

جهت شبیه‌سازی سیکل نیروگاه بخار توس از نرم افزار CYCLE TEMPO استفاده شده است، که نیروگاه در شرایط بار کامل در آن شبیه سازی شده است.

نرم افزار CYCLE TEMPO در سال ۱۹۷۵ توسط دانشگاه صنعتی Delft هلند ارائه شده است که ابزاری جهت آنالیز و بهینه‌سازی سیستم‌های انرژی می‌باشد. ویژگی اصلی نرم‌افزار CYCLE TEMPO محاسبه جریان‌های جرمی و انرژی در یک سیستم می‌باشد و علاوه بر این آنالیز بیشتر جزئیات و بهینه‌سازی یک سیستم می‌باشد.

از این برنامه جهت شبیه‌سازی فرآیندها و سیستم‌های انرژی مختلف استفاده می‌شود که از آن جمله عبارتند از:

- سیکل توربین بخار
- سیکل توربین گاز
- سیستم احتراق و تبدیل به گاز
- سیستم‌های انتقال حرارت
- سیستم‌های پیل سوختی
- پمپ‌های حرارتی
- سیستم‌های تبرید

۵-۲ شبیه‌سازی سیکل نیروگاه

سیکل نیروگاه بخار شامل ۳ توربین می‌باشد که توربین فشار بالا دارای یک مرحله زیرکش، توربین فشار متوسط دارای ۳ زیرکش و در نهایت توربین فشار ضعیف دارای ۱ زیرکش جهت پیش‌گرم کردن آب تغذیه دارند، فشار بخار ورودی به کندارسور ۰/۲۷ بار و کیفیت بخار آن ۰/۹۷ می‌باشد.

در مجموع ۷ گرمکن آب تغذیه جهت پیش گرم کردن آب خروجی از کندانسور در نظر گرفته شده است که از گرمایش ناچیز آب داخل مبدل گلند کندانسور و مبدل ایراجکتور می توان صرف نظر کرد.

۴ گرمکن بسته آب تغذیه شامل دو گرمکن فشار پایین و دو گرمکن آب تغذیه فشار بالا می باشد. علاوه بر آنها یک گرمکن باز آب تغذیه (دی اریتور) وجود دارد که فشار آب خروجی از آن حدود ۷ بار می باشد. در خروجی دی اریتور پمپ آب تغذیه فشار آب را به ۱۴۷/۹ بار می رساند. و آب تغذیه پس از عبور از گرمکن های فشار بالا در دمای حدود ۲۴۰ درجه سانتیگراد وارد بویلر می شود. که در بویلر آب تغذیه پس از عبور از اکونومایزر با دریافت حرارت درون درام به بخار تبدیل می شود. که پس از آن بعد از عبور از سه مرحله سوپرهیترهای آب تغذیه در دمای ۵۳۸ درجه سانتیگراد از بویلر خارج شده و وارد توربین فشار بالا می شود. علاوه بر این سوپرهیترها مجموعه بویلر شامل دو مرحله رهیت بخار می باشد که بخار خروجی از توربین فشار بالا را از دمای ۳۶۰ درجه سانتیگراد به ۵۳۸ درجه سانتیگراد جهت ورود به توربین فشار متوسط می رساند.

جهت بهبود فرآیند احتراق در بویلر هوای ورودی احتراق تا دمای ۲۸۰ درجه سانتیگراد گرم می شود که این عمل در دو گرمکن هوای ورودی انجام می شود که در ابتدا دمای آن از دمای محیط تا دمای ۳۷/۵ درجه سانتیگراد توسط بخاری که از زیرکش شماره ۳ جدا می شود گرم شده و بعد از آن دمای هوا تا ۲۸۰ درجه سانتیگراد توسط گازهای احتراق خروجی از بویلر گرم می شوند و گازهای احتراق در دمای ۱۰۶/۵ درجه سانتیگراد بویلر را ترک می کنند.

مقدار هوای اضافی جهت احتراق کامل سوخت حدود ۱۰٪ می باشد و میزان سوخت مصرفی نیروگاه در بار کامل $12/049 m^3/s$ می باشد.

لازم به ذکر است که کندانسور نیروگاه از نوع کندانسور هوایی می باشد که حرارت بخار خروجی از توربین فشار ضعیف را توسط هوای محیط دفع نموده و بخار به صورت آب اشباع از کندانسور خارج می شود، که میزان توان مصرفی فن های کندانسور حدود ۲/۶ MW می باشد، به دلیل محدودیت

نرم افزار جهت شبیه سازی آن از یک کندانسور طراحی شده به نوعی که توان مصرفی پمپ آن به همان اندازه توان مصرفی فن های کندانسور هوایی باشد استفاده شده است.

در جدول (۱-۵) مشخصات کلی نیروگاه و در جدول (۲-۵) آنالیز سوخت مصرفی آن آورده شده است.

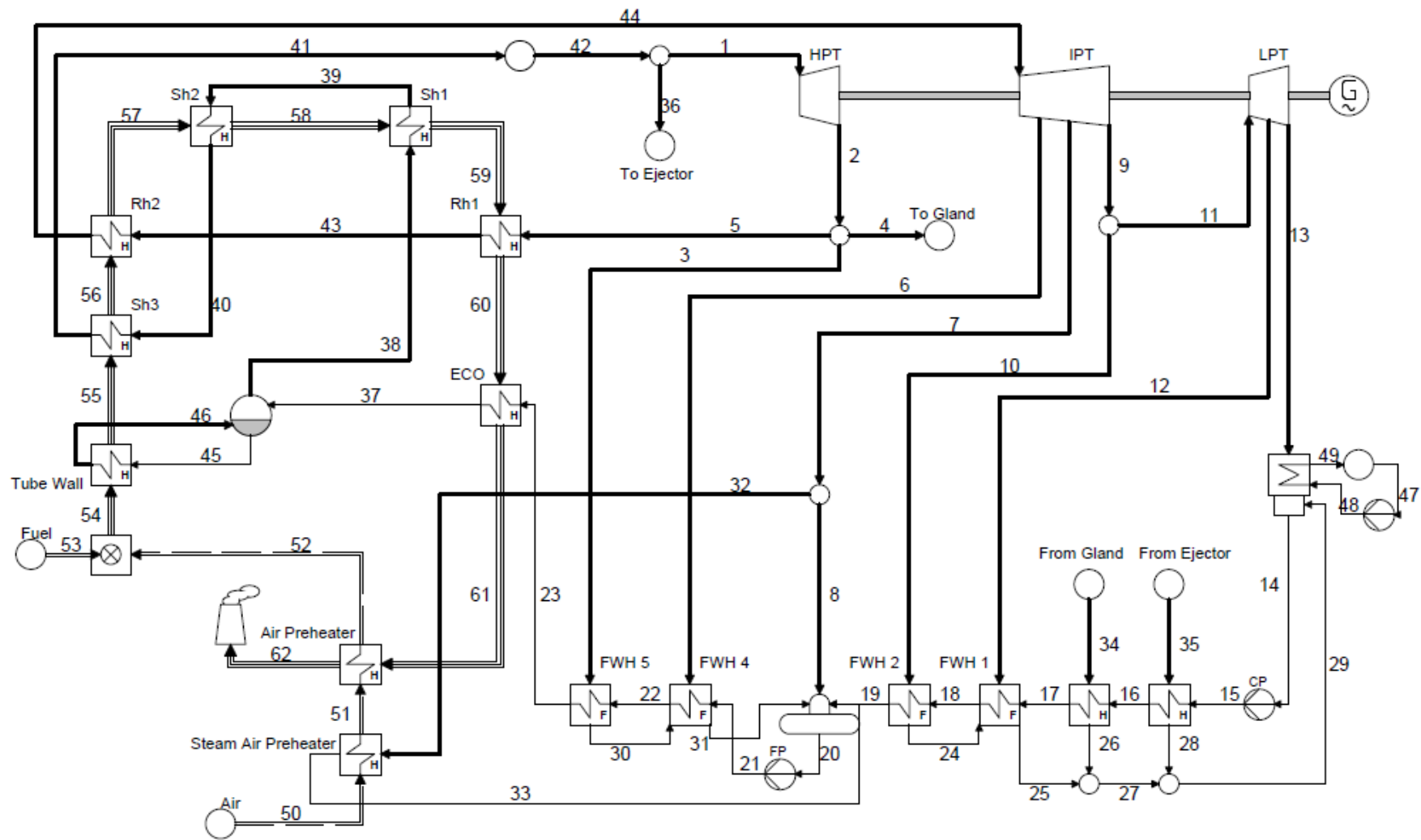
با توجه به اطلاعات دریافتی از نیروگاه توس سیکل بخار آن در نرم افزار CYCLE TEMPO شبیه سازی شده است که در شکل (۱-۵) نشان داده شده است و در ادامه به بررسی و تحلیل سیکل نیروگاه می پردازیم.

جدول (۱-۵) مشخصات کلی نیروگاه توس

۱۵۰ MW		بار نامی واحد
%۹۳		راندمان حرارتی بویلر
HPT	%۸۴/۶	راندمان آیزنتروپیک توربین ها
IPT	%۹۲/۲۱	
LPT	%۸۵/۲۶	
$۴۳۳۷/۶ \text{ m}^3/h$		مقدار سوخت مصرفی واحد
%۱۰		درصد هوای اضافی جهت احتراق

جدول (۲-۵) آنالیز سوخت مصرفی نیروگاه

<i>Component</i>	<i>Formula</i>	<i>Mole %</i>	<i>Mass %</i>
Methane	CH ₄	98.543	96.693
Ethane	C ₂ H ₆	0.475	0.874
Propane	C ₃ H ₈	0.059	0.159
i-butane	i-C ₄ H ₁₀	0.014	0.05
n- butane	n-C ₄ H ₁₀	0.03	0.107
i-pentane	i-C ₅ H ₁₂	0.016	0.071
n- pentane	n-C ₅ H ₁₂	0.016	0.071
Hexane	C ₆ H ₁₄	0.077	0.406
Carbon dioxide	CO ₂	0.257	0.692
Nitrogen	N ₂	0.513	0.879
Hydrogen Sulfur	H ₂ S	2.5 ppm	
Total		100	100
Molecular Weight	16.35 kg/kmole		
Gross Heating Value	9002.2096 kcal/m ³		
Net Heating Value	8108.2737 kcal/m ³		



شکل (۵-۱): فلوشیت شبیه سازی نیروگاه توس در نرم افزار CYCLE TEMPO

۳-۵ بررسی و تحلیل اکسرژی نیروگاه توس

بعد از شبیه‌سازی نیروگاه و به دست آوردن اطلاعات مورد نیاز در سیکل بخار و بویلر اکنون می‌توان سیکل نیروگاه را از لحاظ ترمودینامیکی مورد بررسی قرار داد و ناکارآمدی‌های قسمت‌های مختلف نیروگاه را مشخص نمود.

در آنالیز سیکل نیروگاه و محاسبات اکسرژی شرایط محیط، دما برابر ۲۹۸ درجه کلوین و فشار برابر ۱ اتمسفر و رطوبت نسبی هوا ۴۰ درصد در نظر گرفته شده است. ابتدا با مدل‌سازی سیستم، جریان‌های ورودی و خروجی اکسرژی به هر تجهیز را می‌توان تعیین نمود، سپس با توجه به مقادیر به دست آمده از جریان‌های اکسرژی ورودی و خروجی هر تجهیز، می‌توان میزان انهدام اکسرژی، راندمان اکسرژی و ضرایب تخصیص اکسرژی متناظر هر بخش را تعیین نمود.

با آنالیز سوخت مصرفی نیروگاه و به دست آمدن ارزش حرارتی سوخت می‌توان بازده انرژی

نیروگاه (راندمان قانون اول) را محاسبه کرد اما جهت محاسبه بازده اکسرژی (راندمان قانون دوم) نیاز

به دانستن اکسرژی شیمیایی سوخت می‌باشد که اکسرژی شیمیایی سوخت مصرفی نیروگاه در

جدول (۳-۵) آورده شده است،

جدول (۳-۵): اکسرژی شیمیایی سوخت مصرفی نیروگاه

<i>Component</i>	<i>/mole</i>	<i>e^o_{ch} (kj/mole)</i>
Methane	98.543	831.2
Ethane	0.475	1495
Propane	0.059	2152
i-butane	0.014	2804
n- butane	0.03	2804
i-pentane	0.016	3461.3
n- pentane	0.016	3461.3
Hexane	0.077	4124590
Carbon dioxide	0.257	19.48
Nitrogen	0.513	0.72
Total	100	833.031

اکنون با مشخص شدن ارزش حرارتی و اکسرژی شیمیایی سوخت می توان راندمان انرژی و اکسرژی نیروگاه را با استفاده از روابط (۱-۵) و (۲-۵) به دست آورد.

$$\eta_1 = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_F \cdot LHV_F} \quad (1-5)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_w}{\dot{m}_F \cdot e_F^{ch}} \quad (2-5)$$

که در معادله (۱-۵) LHV_F ارزش حرارتی پایین سوخت و در معادله (۲-۵)، e_F^{ch} اکسرژی شیمیایی ویژه سوخت می باشد.

نتایج محاسبات راندمان نیروگاه در جدول (۴-۵) آورده شده است.

جدول (۴-۵): نتایج محاسبات راندمان نیروگاه

	<i>Apparatus</i>	<i>Energy [kw]</i>	<i>Totals [kw]</i>	<i>Exergy [kw]</i>	<i>Totals [kw]</i>
Input		409059.38		423248.56	
			409059.38		423248.56
Delivered	Generator	149933.27		149933.27	
Gross Power			149933.27		149933.27
Consumption	Condensite Pump	348.73		348.73	
Consumption	Feed Pump	3393.76		3393.76	
Consumption	Condenser Fans	2612.58		2612.58	
			6355.08		6355.08
Net Power			143578.19		143578.19
Efficiencies	Gross	36.65%		35.42%	
	Net	35.10%		33.92%	

همانطور که گفته شد جهت به دست آوردن راندمان اکسرژی در اجزاء سیکل نیروگاه ابتدا بایستی شرایط ترمودینامیکی در نقاط مختلف سیستم و در جریان‌های ورودی و خروجی هر تجهیز تعیین شود و سپس جریان‌های اکسرژی در آنها تعیین شود که این مشخصات با توجه به سیکل شبیه‌سازی شده و شماره‌گذاری جریان‌ها که در نقاط مختلف سیکل انجام شده است، برای سیکل بخار که شامل جریان‌های آب و بخار می‌شود در جدول (۵-۵) و برای جریان‌های هوا و گازهای احتراق و سوخت مصرفی در جدول (۶-۵) آورده شده است که برای جریان‌های سیکل بخار از اکسرژی شیمیایی صرف نظر شده است.

جدول (۵-۵) : مشخصات جریان‌های آب و بخار در نقاط مختلف سیکل

Pipe no.	\dot{m} [kg / s]	P [bar]	T [°c]	h [kj / kg]	s [kj / kg.k]	e [kj / kg]	\dot{E} [kw]
1	137.283	127.5	538	3442.48	6.582	1484.74	203829.86
		127.5	538	3442.48	6.582	1484.74	203829.86
2	137.283	36.49	360.63	3127.26	6.678	1140.84	156618.8
		36.49	360.63	3127.26	6.678	1140.84	156618.8
3	9.524	36.49	360.63	3127.26	6.678	1140.84	10865.42
		35.5	359.75	3127.26	6.690	1137.3	10831.63
4	0.118	36.49	360.63	3127.26	6.678	1140.84	134.37
		36.49	360.63	3127.26	6.678	1140.84	134.37
5	127.642	36.49	360.63	3127.26	6.678	1140.84	145619.02
		36.49	360.63	3127.26	6.678	1140.84	145619.02
6	7.871	18.42	451.1	3362.55	7.330	1181.73	9300.92
		17.88	450.77	3362.55	7.343	1177.71	9269.28
7	7.47	8.344	343.04	3146.8	7.367	955	7134.1
		7.466	342.18	3146.8	7.417	939.92	7021.48
8	6.805	7.466	342.18	3146.8	7.417	939.92	6395.89
		7.466	342.18	3146.8	7.417	939.92	6395.89
9	112.301	3.595	242.74	2951.07	7.403	748.4	84045.29
		3.595	242.74	2951.07	7.403	748.4	84045.29
10	7.976	3.595	242.74	2951.07	7.403	748.4	5969.16
		3.417	242.43	2951.07	7.426	741.5	5914.15
11	104.325	3.595	242.74	2951.07	7.403	748.4	78076.12
		3.595	242.74	2951.07	7.403	748.4	78076.12
12	4.449	0.995	120.97	2718.63	7.475	494.52	2200.12
		0.946	120.72	2718.63	7.498	487.64	2169.55
13	99.876	0.27	66.69	2553.1	7.606	290.07	28970.65
		0.27	66.69	2553.1	7.606	290.07	28970.65
14	112.565	1.013	66.31	277.63	0.910	10.96	1234.16
		1.013	66.31	277.63	0.910	10.96	1234.16
15	112.565	23	66.59	280.59	0.912	13.3	1496.58
		23	66.59	280.59	0.912	13.3	1496.58
16	112.565	21	67.55	284.46	0.924	13.59	1530.25
		21	67.55	284.46	0.924	13.59	1530.25
17	112.565	19	68.15	286.79	0.931	13.71	1543.22
		19	68.15	286.79	0.931	13.71	1543.22
18	112.565	15	92.6	389.01	1.222	29.34	3302.79
		15	92.6	389.01	1.222	29.34	3302.79
19	112.565	11	132.4	557.18	1.659	67.07	7550.13
		7.466	132.45	557.18	1.660	66.8	7518.79
20	137.43	7.33	166.82	705.29	2.011	110.4	15172.92
		9	166.8	705.29	2.010	110.53	15190.19
21	137.43	174.9	170.27	729.74	2.024	130.86	17984.34

		174.9	170.27	729.74	2.024	130.86	17984.34
22	137.43	161.9	206.8	888.78	2.372	186.22	25592.04
		161.9	206.8	888.78	2.372	186.22	25592.04
23	137.43	154.9	240.5	1041.55	2.681	246.8	33917.13
		154.9	240.5	1041.55	2.681	246.8	33917.13
24	7.976	3.417	137.3	577.62	1.711	71.98	574.12
		0.946	98.06	577.62	1.734	65.15	519.65
25	12.425	0.946	97.6	408.98	1.280	31.96	397.1
		0.946	97.6	408.98	1.280	31.96	397.1
26	0.118	0.946	97.6	408.98	1.280	31.96	3.76
		0.946	97.6	408.98	1.280	31.96	3.76
27	12.543	0.946	97.6	408.98	1.280	31.96	400.86
		0.946	97.6	408.98	1.280	31.96	400.86
28	0.147	0.946	97.6	408.98	1.280	31.96	4.69
		0.946	97.6	408.98	1.280	31.96	4.69
29	12.689	0.946	97.6	408.98	1.280	31.96	405.55
		0.27	66.69	408.98	1.296	27.01	342.76
30	9.524	35.5	211.9	906.93	2.440	184.07	1753.06
		17.88	206.79	906.93	2.444	182.71	1740.18
31	17.395	17.88	175.27	742.81	2.092	123.53	2148.75
		7.466	167.57	742.81	2.096	122.55	2131.71
32	0.666	7.466	342.18	3146.8	7.417	939.92	625.6
		7.466	342.18	3146.8	7.417	939.92	625.6
33	0.666	7.466	45.84	192.59	0.649	3.55	2.37
		7.466	45.84	192.59	0.649	3.55	2.37
34	0.118	0.946	211.12	2897.68	7.907	544.64	64.15
		0.946	211.12	2897.68	7.907	544.64	64.15
35	0.147	0.946	478.59	3443.22	8.802	823.47	120.78
		0.946	478.59	3443.22	8.802	823.47	120.78
36	0.147	127.5	538	3442.48	6.582	1484.74	217.76
		127.5	538	3442.48	6.582	1484.74	217.76
37	137.43	144.9	295.57	1314.42	3.187	368.69	50669.23
		142.5	295.54	1314.42	3.188	368.52	50645.65
38	137.43	142.5	338.08	2631.53	5.358	1038.67	142743.91
		142.5	338.08	2631.53	5.358	1038.67	142743.91
39	137.43	138.5	419	3075.9	6.058	1274.38	175137.38
		136.5	417.75	3075.9	6.063	1272.75	174914.62
40	137.43	132.5	498	3328.31	6.421	1418.4	194930.88
		130.5	497.05	3328.31	6.427	1416.54	194674.7
41	137.43	127.5	538	3442.48	6.582	1484.74	204047.62
		127.5	538	3442.48	6.582	1484.74	204047.62
42	137.43	127.5	538	3442.48	6.582	1484.74	204047.62
		127.5	538	3442.48	6.582	1484.74	204047.62
43	127.642	33.99	477	3400.51	7.105	1286.63	164226.95

		33.99	477	3400.51	7.105	1286.63	164226.95
44	127.642	32.51	538	3540.09	7.304	1366.89	174472.52
		32.51	538	3540.09	7.304	1366.89	174472.52
45	861.272	142.5	338.07	1580.7	3.638	500.46	431035.16
		142.5	338.07	1580.7	3.638	500.46	431035.16
46	861.272	142.5	338.07	1790.87	3.982	608.11	523749.72
		142.5	338.07	1790.87	3.982	608.11	523749.72
47	1958.783	1.013	25	104.93	0.367	0	0
		1.013	25	104.93	0.367	0	0

جدول (۵-۶) : مشخصات جریان‌های هوا و گازهای احتراق در نقاط مختلف سیکل

<i>Pipe no.</i>	\dot{m} [kg / s]	P [bar]	T [°c]	h^0 [kj / kg]	s^0 [kj / kg.k]	e [kj / kg]	\dot{E}^{ph} [kw]	\dot{E}^{ch} [kw]	\dot{E} [kw]
50	155.486	1.073	25	-108.97	6.8919	5.56	766.07	99.03	865.1
51	155.486	1.072	37.5	-96.32	6.9337	5.74	793.71	99.03	892.73
52	155.486	1.07	280.62	153.3	7.5268	78.54	12112.24	99.03	12211.27
53	8.32	1.013	25	-4617.84	11.4707	50869.32	0	423248.59	423248.59
54	163.807	1.043	2013.05	-89.04	9.8307	2031.21	313047.06	19677.64	332724.72
55	163.807	1.042	1255.01	-1194.07	9.2449	1100.83	160644.72	19677.64	180322.36
56	163.807	1.04	1186.78	-1289.86	9.1814	1023.98	148057.66	19677.64	167735.3
57	163.807	1.038	1108.61	-1398.62	9.1054	937.87	133951.98	19677.64	153629.62
58	163.807	1.034	953.98	-1610.38	8.9441	774.21	107143.34	19677.64	126820.99
59	163.807	1.03	671.84	-1983.2	8.6004	503.86	62857.82	19677.64	82535.47
60	163.807	1.027	502.98	-2196.12	8.3532	364.63	40051.77	19677.64	59729.41
61	163.807	1.02	313	-2425.06	8.0174	235.84	18953.73	19677.64	38631.37
62	163.807	1.014	106.5	-2662.01	7.5216	146.7	4352.64	19677.64	24030.29

بعد از تعیین جریان اکسرژی در نقاط مختلف سیستم اکنون می توان جریان های اکسرژی ورودی و خروجی تجهیزات را تعیین نمود که جهت به دست آوردن راندمان اکسرژی و انهدام اکسرژی در اجزاء سیکل و نسبت ضرایب تخصیص اکسرژی با توجه به روابط بیان شده در فصل ۳ مربوط به آنالیز اکسرژی برای تجهیزات نیروگاه با تعیین کردن \dot{E}_F و \dot{E}_P در هر یک از اجزاء سیستم می توان آن ها را تعیین نمود.

با مشخص شدن راندمان اکسرژی و میزان انهدام اکسرژی در اجزاء سیستم می توان اجزایی را که دارای راندمان پایینی هستند مشخص نمود، که برای اجزاء مختلف نیروگاه این مقادیر محاسبه شده اند و در جدول (۷-۵) آورده شده است. همان طور که قبلا توضیح داده شد برای کندانسور چون نمی توان \dot{E}_P و \dot{E}_F را به درستی تعیین نمود بنابراین انهدام اکسرژی را بر اساس \dot{E}_{in} و \dot{E}_{out} در این جزء محاسبه شده است.

جدول (۷-۵): نتایج تحلیل اکسرژی مربوط به تجهیزات نیروگاه

Component	\dot{E}_F [kw]	\dot{E}_P [kw]	\dot{E}_D [kw]	ε	γ_D	γ'_D
HP Turbine	47211.06	42408.21	4802.85	89.83	1.135	1.717
IP Turbine	73992.21	69073.71	4918.50	93.35	1.162	1.759
LP Turbine	46905.35	39962.7	6942.65	85.20	1.640	2.483
Condenser	30352.32		7.171	10.854
Condensite Pump	337.33	262.42	74.91	77.79	0.018	0.027
Ejector Heater	116.09	33.67	82.42	29.00	0.019	0.029
Gland Heater	60.39	12.97	47.42	21.48	0.011	0.017
FWH 1	2292.1	1759.57	532.53	76.77	0.126	0.190
FWH 2	5340.03	4247.34	1092.69	79.54	0.258	0.391
De-aerator	5855.92	4979.5424	876.38	85.03	0.207	0.313
FWH 4	8860.71	7607.7	1253.01	85.86	0.296	0.448
FWH 5	9078.57	8325.09	753.48	91.70	0.178	0.269
Feed Pump	3393.8	2794.15	599.65	82.33	0.142	0.214
Drum	92714.56	92098.26	616.30	99.34	0.146	0.220
Tube Wall	152402.34	92714.56	59687.78	60.84	14.102	21.344
Sh 3	12587.06	9372.92	3214.14	74.46	0.759	1.149
Rh 2	14105.68	10245.57	3860.11	72.63	0.912	1.380
Sh 2	26808.63	20016.26	6792.37	74.66	1.605	2.429

Sh 1	44285.52	32393.47	11892.05	73.15	2.810	4.252
Rh 1	22806.06	18607.93	4198.13	81.59	0.992	1.501
Eco	21098.04	16752.1	4345.94	79.40	1.027	1.554
Air Preheater	14601.08	11318.54	3282.54	77.52	0.776	1.174
Steam Air Preheater	623.23	27.63	595.60	4.43	0.141	0.213
Combustor	403669.98	301240.03	102429.95	74.63	24.201	36.628
Stack	24030.29	0	24030.29	5.678	8.593
Other	2375.00	0.561	0.849
Total	279649.01	66.072	100.000

همان‌طور که بیان شد آنالیز اکسرژی اجزاء غیر بهینه را مشخص می‌کند، که با توجه به آنالیز اکسرژی اجزاء سیکل مشخص می‌شود که بیشترین انهدام اکسرژی در بویلر اتفاق می‌افتد که بویلر شامل محفظه احتراق و سیستم انتقال حرارت می‌باشد که از این انهدام اکسرژی بیشترین مقدار شامل انهدام اکسرژی در محفظه احتراق و بعد از آن انتقال حرارت به آب تغذیه در قسمت بعد از اکونومایزر جایی که حرارت شعله جهت تبدیل آب تغذیه به بخار استفاده می‌شود، می‌باشد و اگر به طور کامل بویلر شامل دو بخش احتراق و انتقال حرارت در نظر بگیریم. که قسمت انهدام اکسرژی به وسیله احتراق شامل انهدام اکسرژی در محفظه احتراق، پیشگرم هوای ورودی و تلفات اکسرژی به وسیله گازهای خروجی به اتمسفر می‌باشد، و قسمت انتقال حرارت شامل انهدام اکسرژی در نتیجه انتقال حرارت از گازهای حاصل از احتراق به سیکل بخار می‌باشد. که در جدول (۵-۸) این مقادیر برای بویلر آورده شده است. که با توجه به جدول همان‌طور که مشخص است. حدود ۳۰.۵٪ از کل اکسرژی ورودی به سیستم در نتیجه فرآیند احتراق و حدود ۲۲.۴٪ در نتیجه فرآیند انتقال حرارت به سیکل بخار توسط گازهای احتراق از بین می‌روند که در مجموع حدود ۵۳٪ می‌باشد.

یا به عبارت دیگر از کل اکسرژی نابود شده در سیستم حدود ۴۶.۲٪ به واسطه فرآیند احتراق و ۳۴٪ آن در نتیجه فرآیند انتقال حرارت به سیکل بخار نابود می‌شود که در مجموع می‌توان گفت ۸۰.۲٪ از کل انهدام اکسرژی در سیستم بویلر می‌باشد که این مقدار نسبت به دیگر اجزای سیستم بسیار بالا می‌باشد.

جدول (۵-۸) نتایج تحلیل اکسرژی بویلر نیروگاه

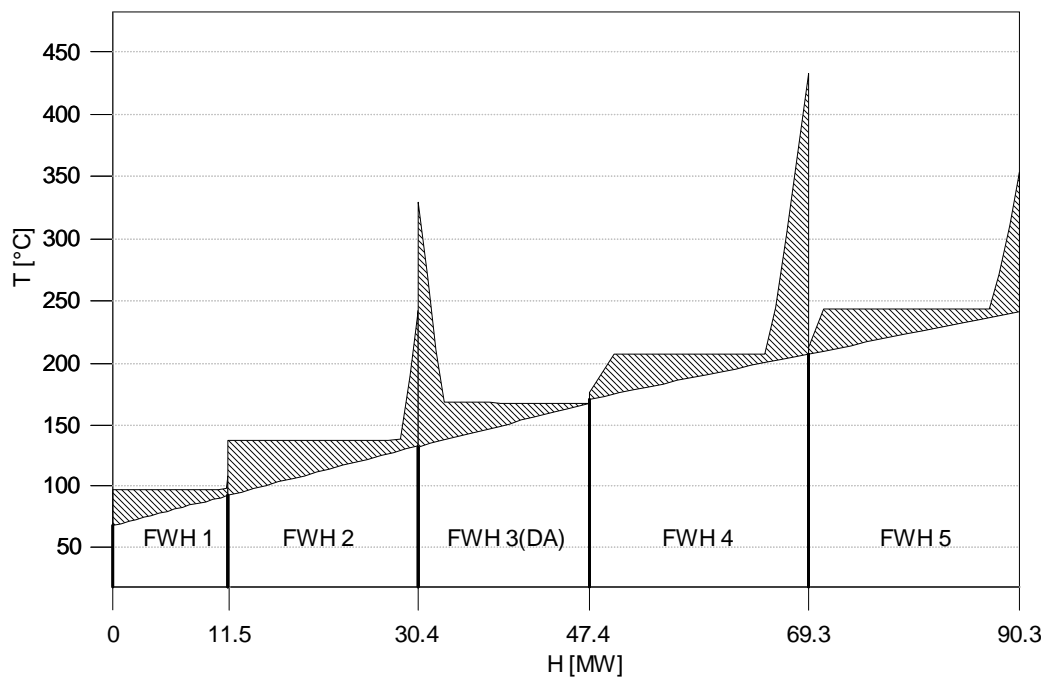
BOILER	\dot{E}_F [kW]	\dot{E}_P [kW]	\dot{E}_D [kW]	ε	y_D	y'_D
Combustion	423248.59	29409.33	129155.26	69.48	30.515	46.18
Heat Transfer To Steam Cycle	294093.33	198983.99	95109.34	67.66	2.471	34.007

آنگونه که بیان شد آنالیز اکسرژی اجزاء غیر بهینه را مشخص می‌کند، اما یک دید کلی نسبت به تمام سیستم در اختیار نمی‌گذارد. در ادامه با استفاده از نمودارهای ارزش‌گذاری به بررسی وضعیت قسمت‌های مختلف نیروگاه می‌پردازیم.

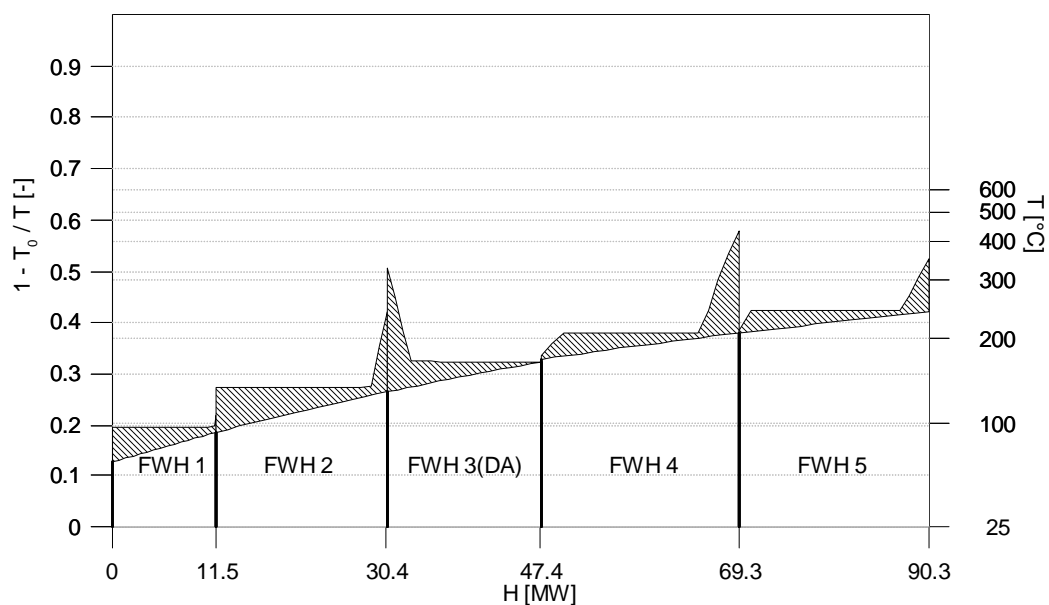
۵-۳-۱ استفاده از نمودارهای ارزش‌گذاری جهت بررسی وضعیت سیستم

۵-۳-۱-۱ بررسی فرآیندهای انتقال حرارت

همان‌طور که بیان شد از نمودار ارزش‌گذاری در انتقال حرارت جهت نمایش انتقال حرارت بین دو جریان گرم و سرد می‌توان استفاده نمود. با این وجود سطح بین دو منحنی جریان گرم و سرد بیان‌گر انهدام اکسرژی در این فرآیند انتقال حرارت می‌باشد، در شکل (۵-۲) نمودار دما - آنتالپی و در شکل (۵-۳) نمودار ارزش‌گذاری برای گرمکن‌های آب تغذیه نیروگاه توس نشان داده شده است. در این شکل‌ها، از انتقال حرارت در هیتر گلند و ایراجکتور به دلیل انتقال حرارت ناچیز در آن‌ها صرف نظر شده است، که در مجموع نیروگاه شامل دو هیتر آب تغذیه فشار پایین، یک گرم‌ن باز آب تغذیه و دو هیتر آب تغذیه فشار بالا می‌باشد، و در کل حرارت منتقل شده در این هیترها توسط بخار زیرکشی‌های توربین‌ها از خروجی کندانسور تا بویلر حدوداً ۹۰/۳ MW می‌باشد.



شکل (۵-۲): نمودار دما - آنتالپی گرمکن‌های آب تغذیه نیروگاه



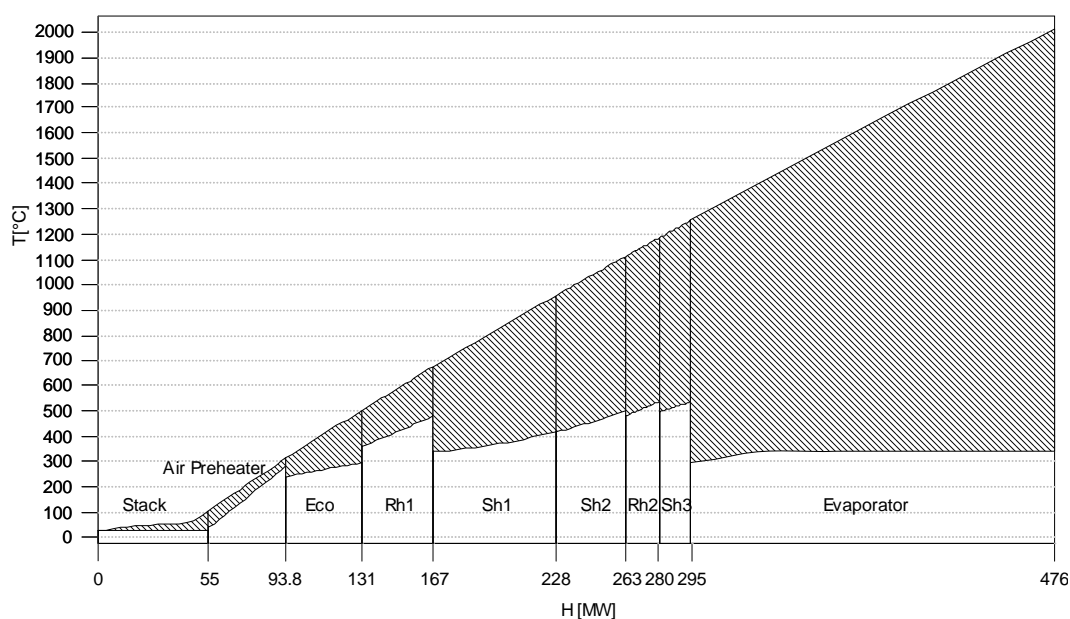
شکل (۵-۳): نمودار ارزش‌گذاری برای گرمکن‌های آب تغذیه نیروگاه

با توجه به نمودار ارزش‌گذاری مشخص می‌شود که هر چه اختلاف دمای بین دو جریان کمتر باشد، انهدام اکسرژی کاهش می‌یابد و اختلاف دمای زیاد به شدت باعث افزایش انهدام اکسرژی در این گرمکن‌های آب تغذیه می‌شود. قسمت بعدی فرآیندهای انتقال حرارت شامل انتقال حرارت در

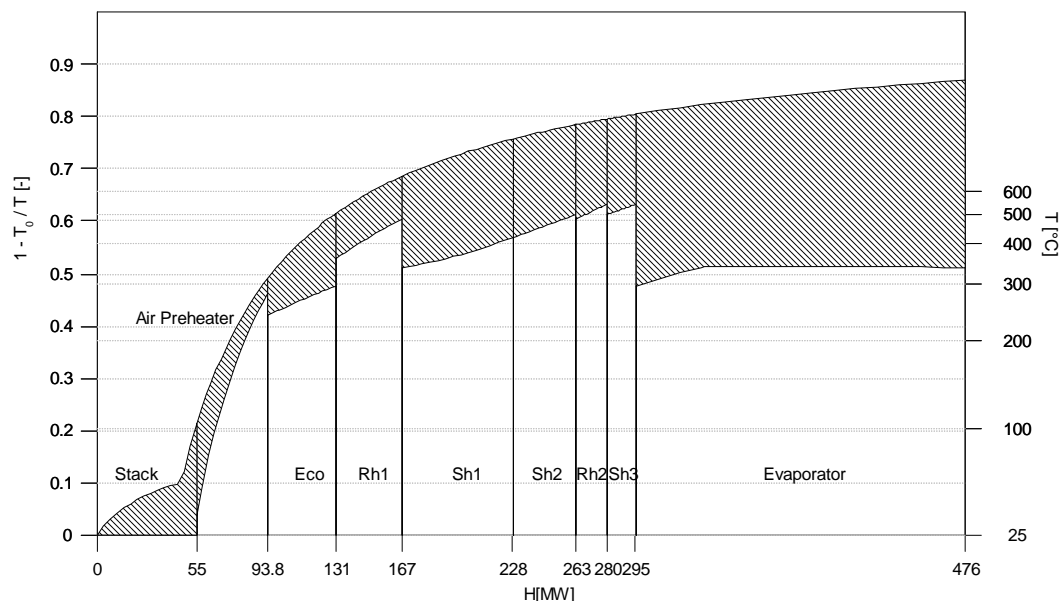
بویلر نیروگاه می‌باشد که برای این قسمت نیز نمودار دما - آنتالپی در شکل (۴-۵) و نمودار ارزش‌گذاری در شکل (۵-۵) رسم شده‌اند.

در این نمودارها، منحنی بالایی نمودار، منحنی سرد شدن گازهای احتراق از دمای تئوری شعله تا دمای محیط را نشان می‌دهد و در قسمت پایین منحنی‌های آب و بخار که در مراحل مختلف حرارت دریافت می‌کنند، می‌باشند.

همان‌طور که از شکل (۴-۵) مشخص است، پس از دریافت حرارت شعله توسط آب تغذیه و بخار شدن آن، گازهای احتراق پس از عبور از سوپرهیتر^۳، رهیت^۲، که دمای بخار عبوری از آن‌ها را تا حدود ۵۳۸ درجه سانتیگراد افزایش می‌دهد، و پس از عبور از سوپرهیتر^۲، سوپرهیتر^۱ و رهیت^۱ در نهایت پس از عبور از اکونومایزر و پیش‌گرمکن هوای ورودی، بویلر را ترک نموده و وارد اتمسفر می‌شود، با توجه به نمودار ارزش‌گذاری همان‌طور که مشخص است، بیشترین اختلاف دما بین منحنی جریان گرم و سرد مربوط به قسمتی می‌باشد که آب تغذیه تبدیل به بخار می‌شود. که در این ناحیه بیشترین انهدام اکسرژی در جریان انتقال حرارت داخل بویلر می‌باشد و به جزء پیش‌گرمکن هوا، اختلاف دما بین جریان‌های سرد و گازهای احتراق بسیار زیاد می‌باشد و در نتیجه دارای انهدام اکسرژی بالایی می‌باشند.



شکل (۴-۵) : نمودار دما - آنتالپی در بویلر نیروگاه



شکل (۵-۵) : نمودار ارزش گذاری در بویلر نیروگاه

۴-۵ تحلیل یکپارچه کل سیستم

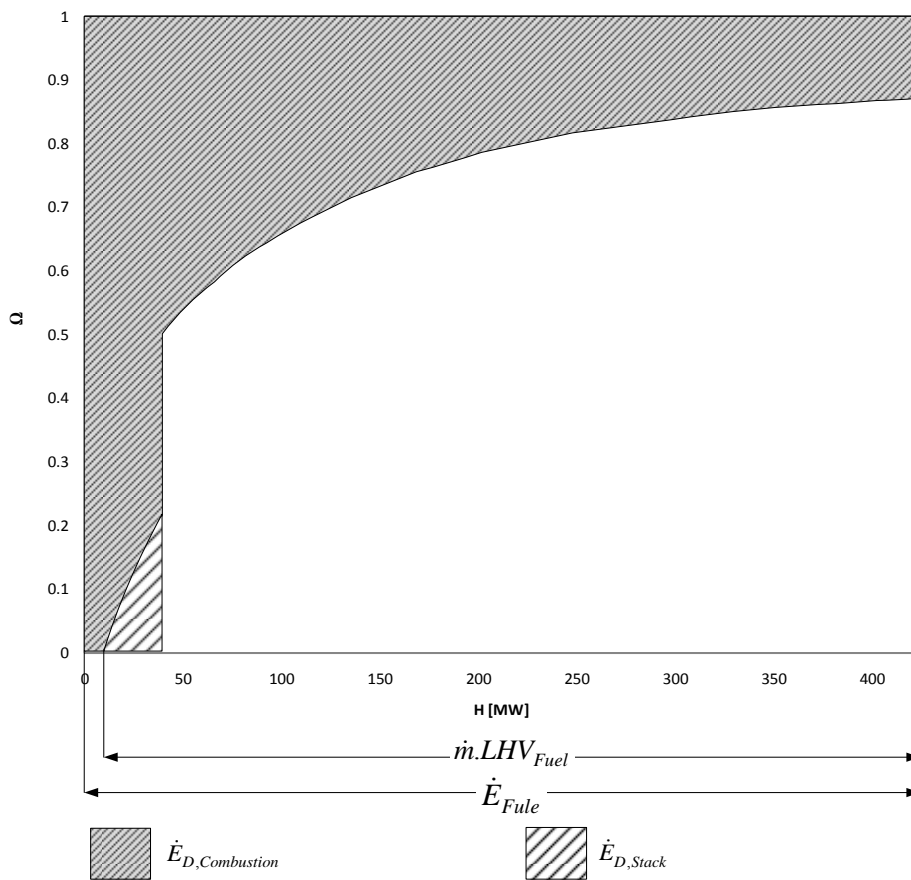
در قسمت قبل نمودارهای ارزش گذاری برای فرآیندهای انتقال حرارت در نیروگاه استفاده شد و مورد بررسی قرار گرفت، در این مرحله جهت آنالیز کل سیستم نمودار ارزش گذاری را برای کل سیستم رسم می کنیم.

در ابتدا نمودار ارزش گذاری را برای فرآیند احتراق بر مبنای اکسرژی سوخت مصرفی نیروگاه رسم می کنیم همان طور که بیان شد برای سوخت گاز طبیعی نسبت اکسرژی به ارزش حرارتی پایین سوخت بزرگتر از ۱ می باشد. بنابراین در محور افقی نمودار از اکسرژی سوخت استفاده می کنیم و مقیاس محور عمودی از $T = T_0$ شروع شده و در $T = \infty$ پایان می یابد و طول آن برابر ۱ خواهد بود، در نتیجه کل مساحت نمودار بیان گر اکسرژی سوخت مصرفی می باشد.

نمودار ارزش گذاری در فرآیند احتراق بویلر نیروگاه توسط در شکل (۶-۵) نشان داده شده است مقدار سوخت مصرفی نیروگاه برابر $۸/۳۲ \text{ kg/s}$ می باشد که اکسرژی ویژه سوخت $۵۰/۸۷ \text{ MJ/kg}$ و ارزش حرارتی آن $۴۹/۱۶۷ \text{ MJ/kg}$ می باشد که با توجه به مقدار سوخت مصرفی بنابراین محور افقی نمودار ارزش گذاری نیروگاه دارای طولی برابر $۴۲۳/۲۴۵ \text{ MW}$ که این مقدار برابر اکسرژی سوخت

مصرفی نیروگاه می‌باشد و حرارت ایجاد شده بر مبنای ارزش حرارتی پایین سوخت برابر $40.9/5\text{MW}$ می‌باشد.

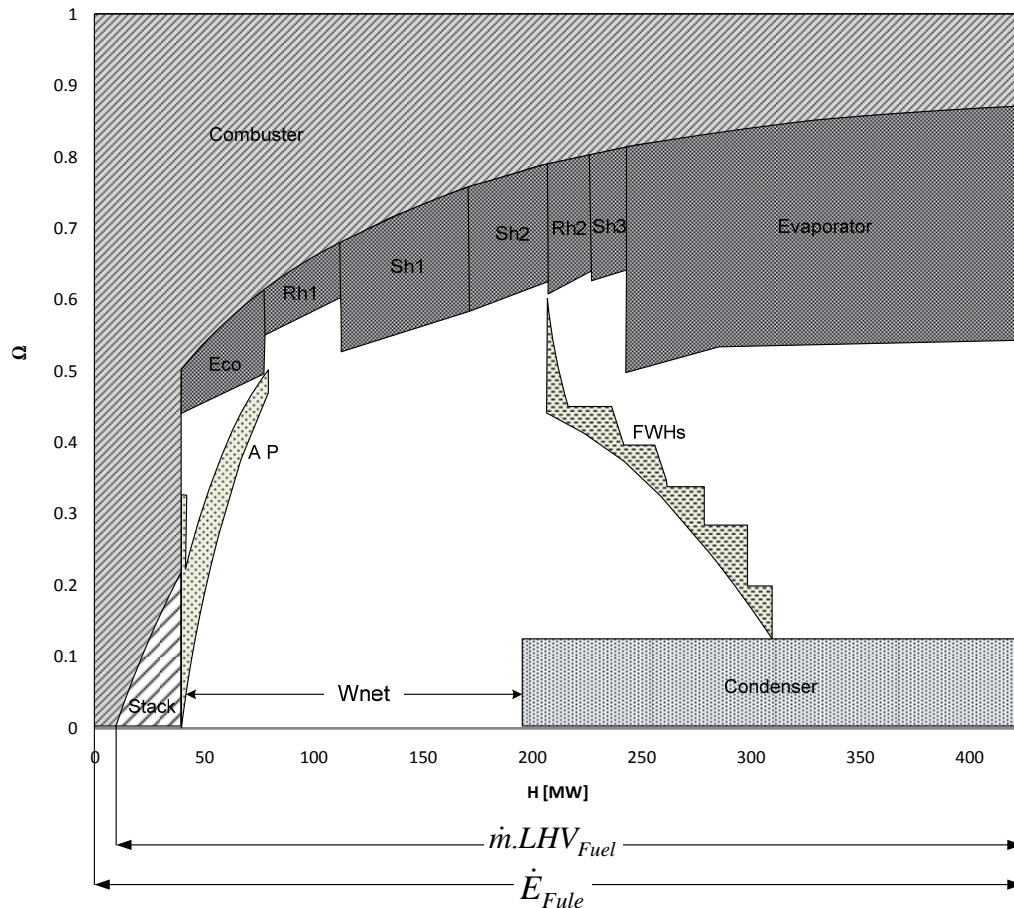
لازم به ذکر است در شکل (۵-۶) مقدار نشان داده شده جهت $\dot{m}.LHV_{Fuel}$ حدود $1/9\text{MW}$ از این مقدار بیشتر می‌باشد که این مقدار به دلیل میزان حرارتی است، که توسط هوا در پیش‌گرمکن هوا از بخار زیرکش شماره ۳ دریافت می‌شود که در نهایت این حرارت دوباره توسط گازهای احتراق به سیکل بخار برگردانده می‌شود.



شکل (۵-۶): نمودار ارزش‌گذاری در فرآیند احتراق نیروگاه

در شکل (۵-۶) قسمت هاشور خورده شامل انهدام اکسرژی طی فرآیند احتراق و همچنین انهدام اکسرژی توسط اتلاف حرارتی گازهای احتراق به اتمسفر می‌باشد. بنابراین مساحت قسمت سفید رنگ کل اکسرژی می‌باشد که به سیکل بخار توسط گازهای حاصل از احتراق داده می‌شود.

که از این مقدار اکسرژی قسمتی از آن در طی فرآیند انتقال حرارت به آب تغذیه و قسمتی دیگر در اجزاء دیگر سیکل بخار از بین می‌رود که در شکل (۷-۵) علاوه بر انهدام اکسرژی در فرآیند احتراق، انهدام اکسرژی در فرآیند انتقال حرارت به سیکل بخار توسط گازهای احتراق و انهدام اکسرژی در سایز اجزاء که به دلیل انتقال حرارت می‌باشد نشان داده شده است.



شکل (۷-۵): نمودار ارزش‌گذاری در فرآیند احتراق و انتقال حرارت در نیروگاه

از کل اکسرژی که توسط گازهای احتراق به سیستم داده می‌شود قسمتی از آن که در انتقال حرارت از بین می‌رود، شامل انتقال حرارت به آب تغذیه و بخار رهیت در بویلر، انتقال حرارت به آب تغذیه در پیش‌گرمکن‌های آب تغذیه توسط زیرکشی‌های بخار خروجی از توربین‌ها و در نهایت دفع حرارت بخار خروجی از توربین فشار ضعیف توسط کندانسور می‌باشد، باقیمانده اکسرژی به سیستم توربین‌ها جهت تولید توان منتقل می‌شود، مقداری از این اکسرژی در سیستم توربین‌ها و پمپ‌ها هدر

می رود که مقدار آن به راندمان این تجهیزات بستگی دارد و باقیمانده اکسرژی به عنوان کار محوری توسط ژنراتور جهت تولید الکتریسیته دریافت می شود.

لازم به ذکر است که در این شکل نمودارهای جریان های گرم و سرد انتقال حرارت در گرمکن های آب تغذیه توسط بخار زیرکش ها به صورت نمودارهای ترکیبی اکسرژی (ECC) رسم شده اند.

در نمودار شکل (۵-۷) در محور عرضی نمودار کل حرارتی که توسط گازهای حاصل از احتراق به سیکل بخار منتقل می شود برابر $382/6 MW$ می باشد، با توجه به شکل قسمتی از آن به صورت اتلاف حرارتی در کندانسور می باشد که مقدار آن تقریباً $229/9 MW$ می باشد و باقیمانده محور عرضی در قسمت سفید رنگ حدود $1/9 MW$ از آن مقدار حرارتی است که توسط بخار زیرکش شماره ۳ به هوای ورودی بویلر انتقال می یابد و باقیمانده آن کار محوری خالص توربین ها با فرض آدیاباتیک بودن آن ها می باشد که حدود $150/8 MW$ می باشد.

با توجه به شکل (۵-۷) مشخص می شود که در سیستم انتقال حرارت بیشترین انهدام اکسرژی در نتیجه انتقال حرارت در بویلر می باشد. بنابراین اولین مسیر بهبود سیستم مشخص می شود که در نتیجه جهت کاهش انهدام اکسرژی بایستی منحنی های جریان های سرد (آب تغذیه و بخار رهیت) به سمت بالا جابه جا شود.

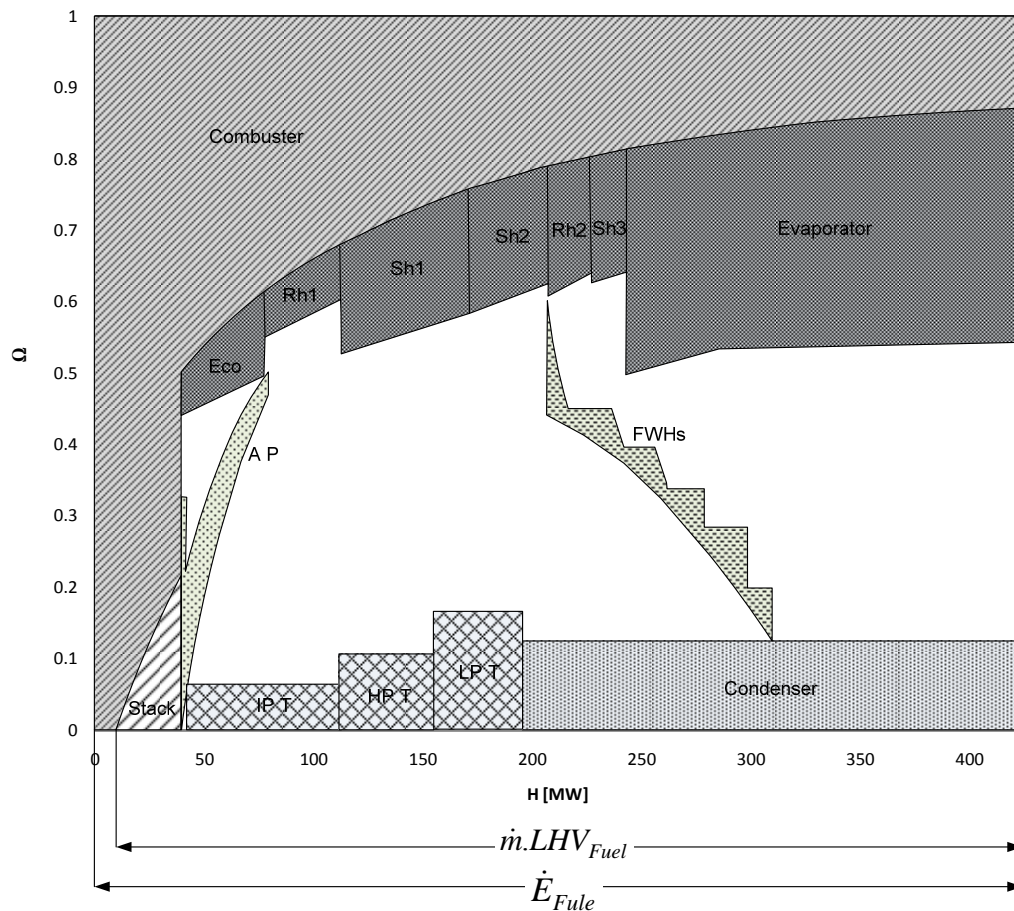
بنابراین نمودار ارزش گذاری در تجهیزات فرآیندهای انتقال حرارت، درک کلی نسبت به توزیع انهدام اکسرژی در فرآیندهای مختلف انتقال حرارت ایجاد نموده که با توجه به آن می توان مسیرهای مهم بهبود سیستم را تعیین نمود.

اگر تجهیزات سیستم جداگانه بررسی شود به عنوان مثال بویلر جهت افزایش راندمان احتراق و کاهش انهدام اکسرژی می توان هوای ورودی را تا دمای بیشتری گرم نمود یا این که درصد هوای اضافی احتراق را کاهش داد که در نتیجه آن دمای تئوری شعله افزایش می یابد و یا به عبارتی با توجه به شکل (۵-۷) منحنی گازهای احتراق بالاتر می رود که باعث کاهش انهدام اکسرژی در فرآیند احتراق می شود اما با توجه به این که منحنی های آب تغذیه در بویلر حرکتی نکرده اند بنابراین انهدام

اکسرژی در قسمت انتقال حرارت بویلر افزایش می‌یابد. بنابراین در یک پیشنهاد اصلاحی بایستی اثر تجهیزات بر روی یکدیگر نیز در نظر گرفته شود و به طور کلی به بررسی سیستم پرداخت.

در ادامه قصد تشریح کارایی سیستم توربین‌ها را داریم که اجزای اصلی یا به عبارتی هسته‌ی نیروگاه می‌باشند. برای نشان دادن بالانس انرژی و اکسرژی در سیستم توربین‌ها همان طور که بیان شد انهدام اکسرژی در تجهیزات تولید توان ($\Omega > 1$) در بالای نمودار ارزش‌گذاری قرار می‌گیرد. بنابراین جهت نمایش انهدام اکسرژی در این تجهیزات آن را به پایین نمودار انتقال داده و به صورت نسبتی از کار تولیدی توسط توربین نمایش می‌دهیم.

با نمایش دادن انهدام اکسرژی در توربین نمودار شکل (۵-۷) به صورت نمودار شکل (۵-۸) تغییر می‌یابد که در این نمودار با افزودن انهدام اکسرژی به شکل مساحت قسمت سفید رنگ بیانگر میزان اکسرژی می‌باشد که توسط توربین‌ها به صورت کار محوری تولید می‌شود.



شکل (۵-۸): نمایش کلی انهدام اکسرژی در نیروگاه

با توجه به نمودار شکل (۵-۸) و با بررسی انهدام اکسرژی در اجزای سیستم تولید توان نتیجه می‌شود که بیشترین نسبت انهدام اکسرژی در توربین فشار ضعیف می‌باشد که این به طور عمده به دلیل رطوبت موجود در بخار خروجی توربین فشار ضعیف می‌باشد. که می‌توان با افزایش یک مرحله رهیت دمای بخار ورودی به توربین فشار ضعیف را افزایش داده که در نتیجه آن کیفیت بخار خروجی از توربین افزایش می‌یابد که به موجب آن انهدام اکسرژی در توربین کاهش می‌یابد.

لازم به ذکر است که انهدام اکسرژی در پیش‌گرمکن هوا جزئی از انهدام اکسرژی در بویلر می‌باشد که برای نشان دادن میزان انهدام اکسرژی آن، در خارج از سیستم بویلر نشان داده شده است. با توجه به شکل (۵-۸) که شامل تمامی اجزاء نیروگاه، شامل سیستم انتقال حرارت و سیستم توربین‌ها می‌باشد، می‌توان سیستم نیروگاه را تحلیل نمود که ماهیت این آنالیز، روش صحیح آنالیز ترکیبی پینچ و اکسرژی می‌باشد.

در تحلیل‌های اکسرژی مرسوم انهدام اکسرژی برای یک واحد مجزا بررسی می‌شود که از آن نمی‌توان تأثیر بین واحدهای مختلف سیستم را بررسی نمود، که در این جا این امکان فراهم شده است که به صورت نمایش گرافیکی هر یک از واحدها به طور مجزا و کل سیستم نیز مورد بررسی قرار گیرد که در نتیجه آن مسیرهای عمده و مهم اصلاحات، جهت بهبود سیستم را می‌توان تعیین نمود، اگر چه با توجه به نمودار شکل (۵-۸) می‌توان تصویری از کل سیستم داشته باشیم و مسیرهای مهم جهت بهبود سیستم را تعیین نمود اما ماکزیمم پتانسیل یا محدودیت اصلاحات برای هر واحد و فرآیند مشخص نمی‌باشد، از آنجا که بررسی انهدام اکسرژی از گذشته برپایه مفهوم کل انهدام اکسرژی بوده است، در بعضی موارد پیشنهادهای اصلاحی برپایه کل انهدام اکسرژی ممکن است گمراه کننده باشد، از آن جا که نمی‌تواند مقدار مینیمم انهدام اکسرژی را که جهت انجام فرآیند نیاز می‌باشد و این که آیا امکان اصلاح سیستم از لحاظ فنی و اقتصادی وجود دارد را تعیین کند. از آن جا که مینیمم انهدام اکسرژی مورد نیاز همان مینیمم نیروی محرکه جهت انجام یک فرآیند می‌باشد بنابراین این نوع از اکسرژی به عنوان انهدام اکسرژی اجتناب ناپذیر تعریف می‌شود.

با تقسیم کل انهدام اکسرژی به دو قسمت اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر می‌توان پتانسیل‌های بهبود سیستم و امکان اصلاح آن را تعیین نمود. به عنوان مثال در یک مبدل حرارتی کمترین میزان انهدام اکسرژی با توجه به اختلاف دمای مینیمم بین جریان‌های گرم و سرد تعیین می‌شود یا در کندانسور حداقل دمای انتقال حرارت از سیستم به محیط اطراف و به همین ترتیب برای هر یک از اجزاء محدودیت‌هایی وجود دارد، که این شرایط اجتناب‌ناپذیر برای اجزای نیروگاه توس در جدول (۵-۹) آورده شده است.

لازم به ذکر است که جهت تعیین انهدام اکسرژی اجتناب‌ناپذیر در بویلر آن را شامل دو قسمت در نظر می‌گیریم، قسمت اول سیستم احتراق می‌باشد که انهدام اکسرژی آن شامل انهدام اکسرژی در پیش‌گرمکن هوا، انهدام اکسرژی در محفظه احتراق و انهدام اکسرژی در نتیجه تلفات حرارتی از دودکش به اتمسفر، قسمت دوم سیستم انتقال حرارت از گازهای حاصل از احتراق به سیکل بخار می‌باشد. در این تحلیل از تجهیزاتی که تأثیر بسیار کمی دارند مانند هیترهای گلند و ایراجکتور صرف نظر شده است.

جدول (۵-۹): شرایط اجتناب‌ناپذیر در تجهیزات نیروگاه توس

Component	Real Condition	Unavoidable Condition
Boiler	$\lambda = 1.1$ $T_{Stack} = 106.5^{\circ}C$ $\Delta P_{Sh} = 27.4\ bar$ $\Delta P_{Rh} = 3.98\ bar$	$\lambda = 1.03$ $T_{Stack} = 100^{\circ}C$ $\Delta P_{Sh} = 10\ bar$ $\Delta P_{Rh} = 1\ bar$
HP T	$\eta_s = 84\%$ $\eta_m = 98\%$	$\eta_s = 90\%$ $\eta_m = 100\%$
IP T	$\eta_s = 92.2\%$ $\eta_m = 98\%$	$\eta_s = 95\%$ $\eta_m = 100\%$
LPT	$\eta_s = 85.26\%$ $\eta_m = 98\%$	$\eta_s = 90\%$ $\eta_m = 100\%$
Feed Pump	$\eta_s = 75\%$ $\eta_m = 99\%$	$\eta_s = 85\%$ $\eta_m = 100\%$
Condensite Pump	$\eta_s = 75.6\%$ $\eta_m = 99\%$	$\eta_s = 85\%$ $\eta_m = 100\%$
Condenser	$T_{heat.transfer} = 66.7^{\circ}C$	$T_{heat.transfer} = 60^{\circ}C$
FWH 1	$\Delta T_{min} = 5.8^{\circ}C$	$\Delta T_{min} = 3.5^{\circ}C$
FWH 2	$\Delta T_{min} = 9.2^{\circ}C$	$\Delta T_{min} = 3.5^{\circ}C$
FWH 3(DA)	$\Delta P = 0.15\ bar$	$\Delta P = 0.05\ bar$
FWH 4	$\Delta T_{min} = 7.2^{\circ}C$	$\Delta T_{min} = 3.5^{\circ}C$
FWH 5	$\Delta T_{min} = 7.7^{\circ}C$	$\Delta T_{min} = 3.5^{\circ}C$

بعد از تعیین شرایط اجتناب‌ناپذیر و به‌دست آوردن انهدام اکسرژی و اکسرژی محصول در این شرایط با توجه به روابطی که در فصل ۳ در قسمت مربوط به اکسرژی ارائه شد اکنون می‌توان انهدام اکسرژی اجتناب‌ناپذیر و اجتناب‌پذیر را برای اجزای سیکل تعیین نمود، که به عبارتی انهدام اکسرژی اجتناب‌پذیر همان ماکزیمم پتانسیل بهبود اجزاء سیستم را نشان می‌دهد.

که این مقادیر برای تجهیزات در جدول (۵-۱۰) آورده شده است.

(۵-۱۰): انهدام اکسرژی اجتناب پذیر و اجتناب ناپذیر در تجهیزات نیروگاه

Component	\dot{E}_D [kw]	$\left[\frac{\dot{E}_D}{\dot{E}_P}\right]^{UN}$	\dot{E}_D^{UN} [kw]	\dot{E}_D^{AV} [kw]	X
HP Turbine	4802.85	0.05285 [^]	2241.60	2561.25	53.33
IP Turbine	4918.50	0.05354 ^o	3698.52	1219.98	24.80
LP Turbine	6942.65	0.08000 [^]	3197.24	3745.41	53.95
Condenser	30352.32	25930.00	4422.32	14.57
FWH1	532.53	0.1888	332.21	200.32	37.62
FWH2	1092.69	0.1564	664.28	428.41	39.21
FWH3(DA)	876.38	0.14984	746.13	130.24	14.86
FWH4	1253.01	0.116	882.49	370.52	29.57
FWH5	753.48	0.064	532.81	220.67	29.29
Feed Pump	599.65	0.112237	313.61	286.04	47.70
Condensite Pump	74.91	0.151642	39.79	35.12	46.88
BOILER	--	--	--	--	--
Combustion	129155.26	0.42244 ^o	124238.21	4917.05	3.81
Heat Transfer To Steam Cycle	95109.34	0.45560 ^q	90658.96	4450.38	4.68

با توجه به نتایج به دست آمده از این تحلیل می توان اجزائی را که پتانسیل بیشتری جهت بهبود دارند، مشخص نمود. به عنوان مثال با توجه به انهدام اکسرژی بالا در بویلر که در مجموع حدود ۲۲۴/۳MW می باشد اما مقدار اکسرژی اجتناب پذیر آن تنها ۹/۴MW می باشد که مقدار آن ۴/۱۷٪ از کل انهدام اکسرژی در بویلر می باشد در حالی که در توربین فشار ضعیف با میزان انهدام اکسرژی ۶/۹MW مقدار انهدام اکسرژی اجتناب پذیر آن ۳/۷MW می باشد که مقدار آن ۵۳/۶٪ از کل انهدام اکسرژی در آن می باشد.

بعد از داشتن ماکزیمم پتانسیل بهبود طراح می تواند با هدف گذاری جهت بهبود سیستم تصمیم گیری کند و می تواند اصلاحات مختلف را با یکدیگر از لحاظ هزینه های سرمایه گذاری و میزان صرفه جویی مقایسه نموده و به درستی تصمیم گیری نماید.

دانستن ماکزیمم پتانسیل بهبود و قابل دستیابی و محدودیت هایی که جهت اصلاح سیستم وجود دارد، دارای مزیت هایی می باشد که از جمله عبارتند از:

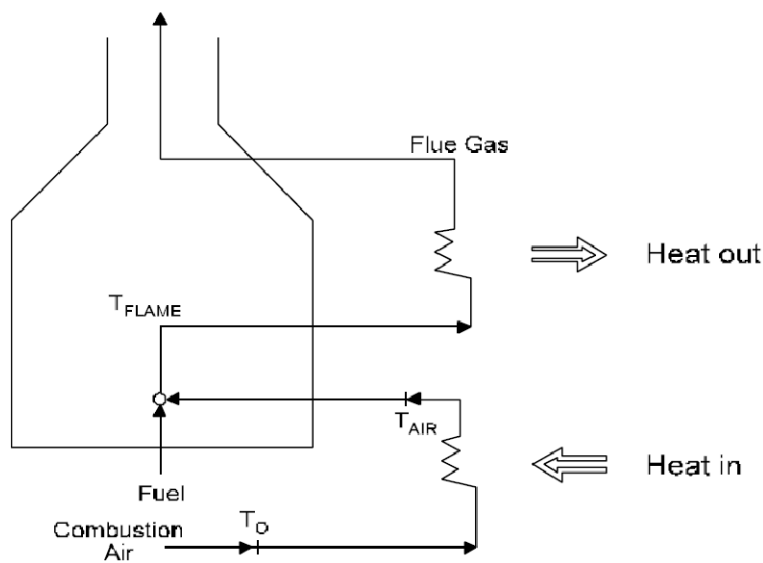
۱. کارایی فرآیند و تجهیزات را می‌توان بر اساس ماکزیمم پتانسیل بهبود و با توجه به شرایط فنی و اقتصادی موجود محاسبه نمود، که در این جا ماکزیمم پتانسیل بهبود عملی از ماکزیمم پتانسیل بهبود تئوری که از نظر فنی و اقتصادی امکان‌پذیر نمی‌باشد، قابل تشخیص است و در نتیجه می‌توان مشخص نمود که چه اصلاحاتی قابلیت انجام را دارد و چه اصلاحاتی قابلیت انجام و عملی شدن را با توجه به تکنولوژی‌های موجود ندارند.

۲. با دانستن ماکزیمم پتانسیل قابل دستیابی طراح می‌تواند جهت اصلاح سیستم هدف‌گذاری کند و اصلاحات مختلف را می‌تواند از لحاظ میزان صرفه‌جویی و هزینه‌های سرمایه‌گذاری مقایسه کند.

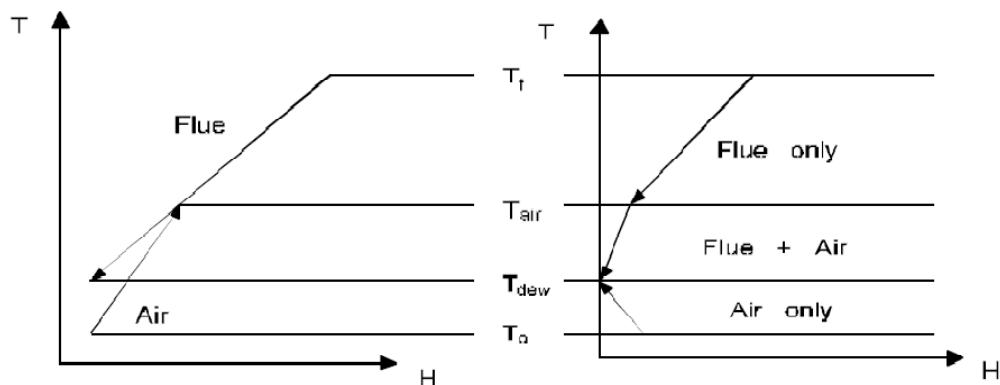
۳. هر فرآیند و یا تجهیزاتی که پتانسیل بهبود قابل دسترسی پایینی دارند را می‌توان به سرعت از بررسی و اصلاحات کنار گذاشت.

اکنون با توجه به مشخص شدن وضعیت سیستم و نقاط بهبود آن به بررسی وضعیت سیستم انتقال حرارت و راه‌های بهبود آن می‌پردازیم.

در ابتدا سیستم انتقال حرارت در بویلر مورد بررسی قرار می‌گیرد و فاکتورهای مؤثر در فرآیند احتراق بررسی می‌شود که جهت انجام تحلیل مدل بویلر را مانند شکل (۵-۹) در نظر می‌گیریم. که همان طور که در شکل دیده می‌شود هوای ورودی حرارت دریافت می‌کند و بعد از فرآیند احتراق گازهای حاصل از احتراق گرمای خود را به سیکل بخار و در نهایت به هوای احتراق منتقل می‌کنند که نمودارهای ترکیبی گازهای حاصل از احتراق و هوای ورودی به بویلر و همچنین نحوه رسم نمودارهای ترکیبی جامع آن‌ها در شکل (۵-۱۰) نشان داده شده است.



شکل (۸-۵): مدل بویلر



شکل (۱۰-۵) نحوه ترسیم نمودار ترکیبی جامع با توجه به نمودار ترکیبی گازهای احتراق و هوا

همان‌گونه که می‌دانیم عوامل مؤثر بر روی فرآیند احتراق یک نوع سوخت دمای هوای ورودی

احتراق و همچنین درصد هوای اضافی احتراق می‌باشد که مورد بررسی قرار می‌گیرند.

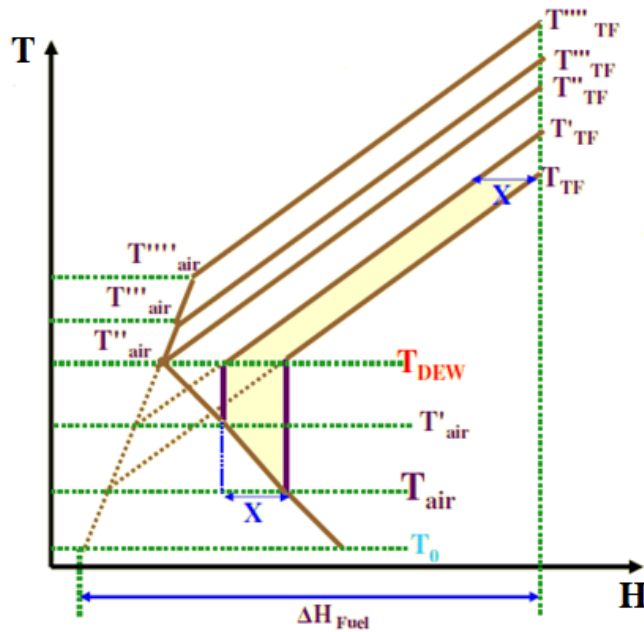
شکل (۱۱-۵) تأثیر میزان گرم شدن هوای احتراق توسط گازهای خروجی از بویلر را نشان می‌دهد

در این نمودار میزان دبی سوخت ورودی و مقدار درصد هوای اضافی ثابت می‌باشد. و با توجه به

نمودار مشخص است که هر چه هوای ورودی تا دمای بیشتری گرم شود در نتیجه‌ی آن دمای تئوری

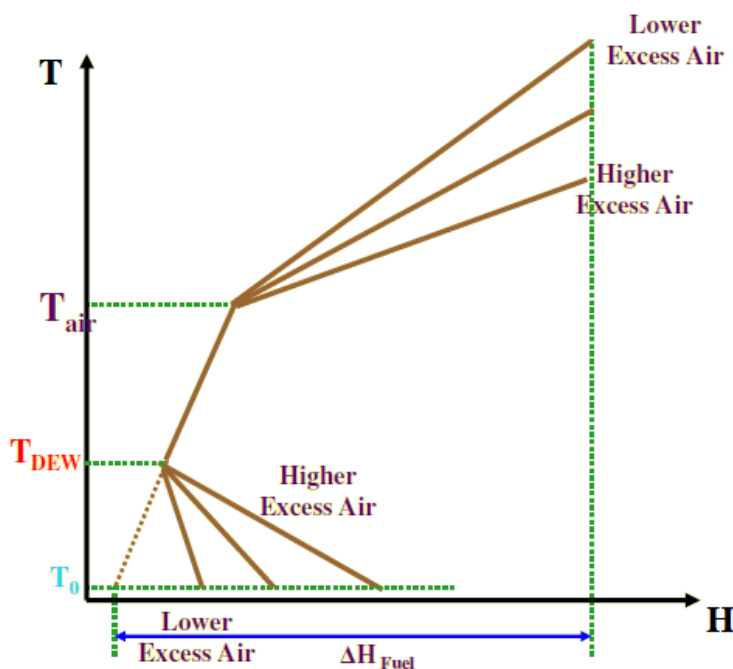
شعله افزایش می‌یابد اما میزان حرارتی که گازهای احتراق می‌توانند به سیکل بخار انتقال دهند ثابت

می‌باشد و به عبارتی با افزایش دمای تئوری شعله نیروی محرکه بین جریان‌های گرم و سرد افزایش می‌یابد و حرارت به راحتی منتقل می‌شود و سطح انتقال حرارت کمتری مورد نیاز است.



شکل (۵-۱۱) تأثیر دمای هوای ورودی بویلر در فرآیند احتراق

عامل مؤثر دیگر در فرآیند احتراق درصد هوای اضافی جهت احتراق می‌باشد که با توجه به شکل (۵-۱۲) با ثابت ماندن دبی سوخت ورودی و ثابت بودن دمای هوای احتراق با کاهش درصد هوای اضافی مشخص است که علاوه بر این که دمای تئوری شعله افزایش می‌یابد. حرارت بیشتری نیز توسط گازهای احتراق می‌تواند به سیکل بخار انتقال یابد در نتیجه با کاهش درصد هوای اضافی می‌توان راندمان حرارتی بویلر را نیز افزایش داد.



شکل (۵-۱۲): تاثیر در صد هوای اضافی در فرآیند احتراق

در مرحله بعد سیستم انتقال حرارت در سیکل بخار را مورد بررسی قرار می‌دهیم که با مشخص کردن جریان‌های گرم و سرد می‌توان نمودارهای ترکیبی پینچ را رسم نماییم. که جریان‌های گرم سیستم شامل زیرکشی‌های بخار توربین‌ها و بخار خروجی توربین فشار ضعیف می‌باشد و جریان‌های سرد مربوط به آب تغذیه از خروجی کندانسور تا ورودی توربین فشار قوی و بخار رهیت می‌باشد که در جدول (۵-۱۱) این جریان‌ها آورده شده است.

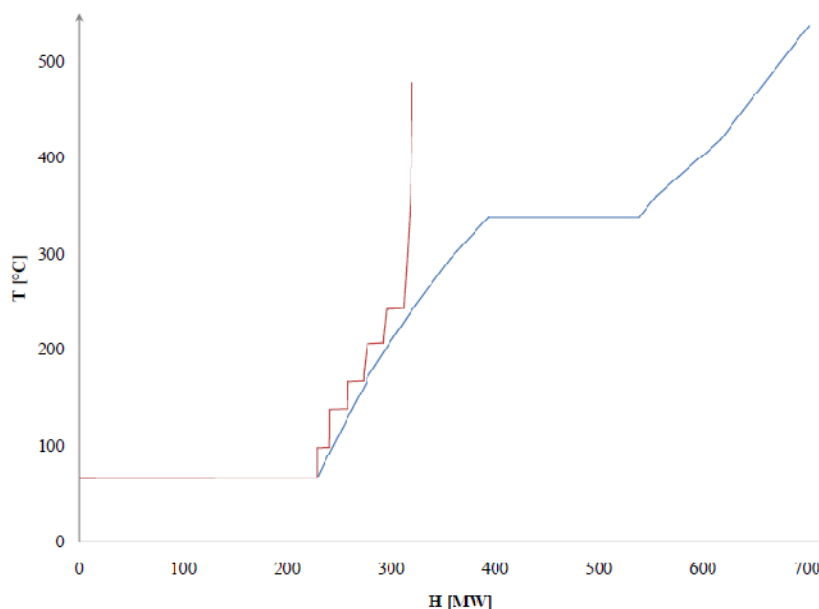
جدول (۵-۱۱): جریان‌های فرآیندی نیروگاه در حالت اولیه

ظرفیت گرمایی ویژه (kJ/kg.k)	دمای انتهایی (°C)	دمای اولیه (°C)	فشار (bar)	دبی جرمی (kg/s)	جریان
زیرکشی ۱					
2.03	98.06	120.7	0.95	4.447	1
4920.65	97.6	98.06	0.95	4.447	2
زیرکشی ۲					
2.07	180	242.4	3.42	7.978	1
2.17	138.02	180	3.42	7.978	2
2990.10	137.3	138.02	3.42	7.978	3
367.39	97.6	98.06	0.95	7.978	4
زیرکشی ۳					

2.10	280	342.18	7.47	6.802	1
2.15	220	280	7.47	6.802	2
2.33	167.6	220	7.47	6.802	3
2575.18	166.8	167.6	7.47	6.802	4
زیرکش ۴					
2.18	390	450.77	17.88	7.87	1
2.20	330	390	17.88	7.87	2
2.29	270	330	17.88	7.87	3
2.61	206.8	270	17.88	7.87	4
1912.71	205.8	206.8	17.88	7.87	5
4.6	175.3	205.8	17.88	7.87	6
47.17	166.8	167.6	7.47	7.87	7
زیرکش ۵					
2.52	300	359.75	35.5	9.524	1
3.07	243.3	300	35.5	9.524	2
1748.92	242.3	243.3	35.5	9.524	3
4.83	211.9	242.3	35.5	9.524	4
269.18	206.7	206.79	17.88	9.524	5
4.45	175.3	206.7	17.88	9.524	6
47.17	166.8	167.6	7.47	9.524	7
بخار گلند					
2.02	98.06	211.12	0.95	0.113	1
4920.65	97.6	98.06	0.95	0.113	2
بخار خرجی اجکتور					
2.03	98.06	478	0.95	0.147	1
492.065	97.6	98.06	0.95	0.147	2
بخار ورودی کندانسور					
3273.91	66	66.7	0.27	99.874	1
آب تغذیه					
4.07	67.6	66.6	23-21	112.565	1
4.1	68.2	67.6	21-19	112.565	2
4.18	92.6	68.2	19-15	112.565	3
4.23	132.4	92.6	15-11	112.565	4
4.3	166.8	132.4	11-7.3	112.565	5
4.35	206.8	170.3	175-161	137.43	6
4.54	240.5	206.8	161-155	137.43	7
4.95	295	240.5	155-142.5	137.43	8
6.25	338	295	142.5	137.43	9

10517.3	338.1	338	142.5	137.43	10
5.5	419	338.1	142-138	137.43	11
3.07	538	419	138-127.5	137.43	12
بخار رهیت					
2.35	477	360.6	36.5-34	127.642	1
2.29	538	477	34-32.5	127.642	2

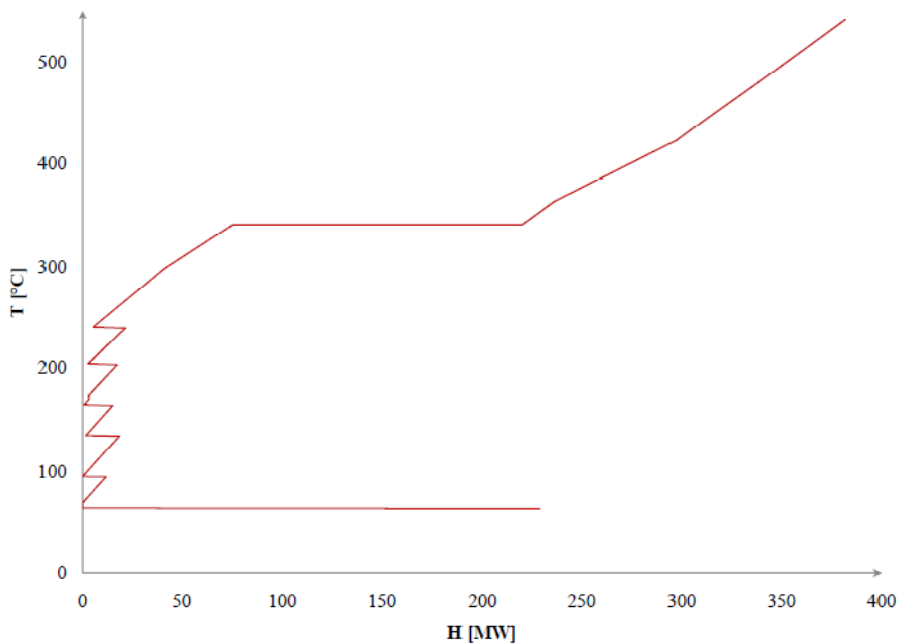
بعد از تعیین کردن جریان‌های گرم و سرد اکنون می‌توان نمودارهای ترکیبی پینچ را رسم نمود که نمودار ترکیبی جریان‌های گرم و سرد سیکل بخار نیروگاه در شکل (۵-۱۳) نشان داده شده است.



شکل (۵-۱۳): نمودار ترکیبی پینچ جریان‌های گرم و سرد سیکل بخار نیروگاه

با توجه به نمودارهای ترکیبی جریان‌های سرد و گرم مقدار یوتیلیتی سرد برابر همان مقدار حرارت اتلاقی در کندانسور می‌باشد و میزان یوتیلیتی گرم مورد نیاز همان مقدار حرارتی است که آب تغذیه و بخار رهیت در بویلر دریافت می‌کنند با توجه به این که افزایش میزان بازیافت حرارتی در مبدل‌های آب تغذیه باعث کاهش بار حرارتی بویلر می‌شود این کار را می‌توان با ایجاد هماهنگی در پله‌های چگالش زیرکش‌های بخار ایجاد کرد به نحوی که در تمام پله‌های چگالش اختلاف دمای بین جریان گرم و سرد برابر ΔT_{\min} یا همان اختلاف دمای پینچ باشد. اگر چه در سیکل بخار با استفاده از منحنی‌های ترکیبی می‌توان میزان حرارت مورد نیاز یا میزان سوخت مصرفی را مشخص نمود اما این

اطلاعات با توجه به نمودارهای ترکیبی جامع به آسانی قابل تشخیص می‌باشد. با توجه به نمودارهای ترکیبی جامع پینچ که در شکل (۵-۱۴) آورده شده است می‌توان گفت با توجه به شکل حالت بهینه زمانی است که نقاط بیانگر پله‌های چگالش به محور عمودی متصل شوند و به عبارتی در تمام آن‌ها حالت پینچ ایجاد شود.

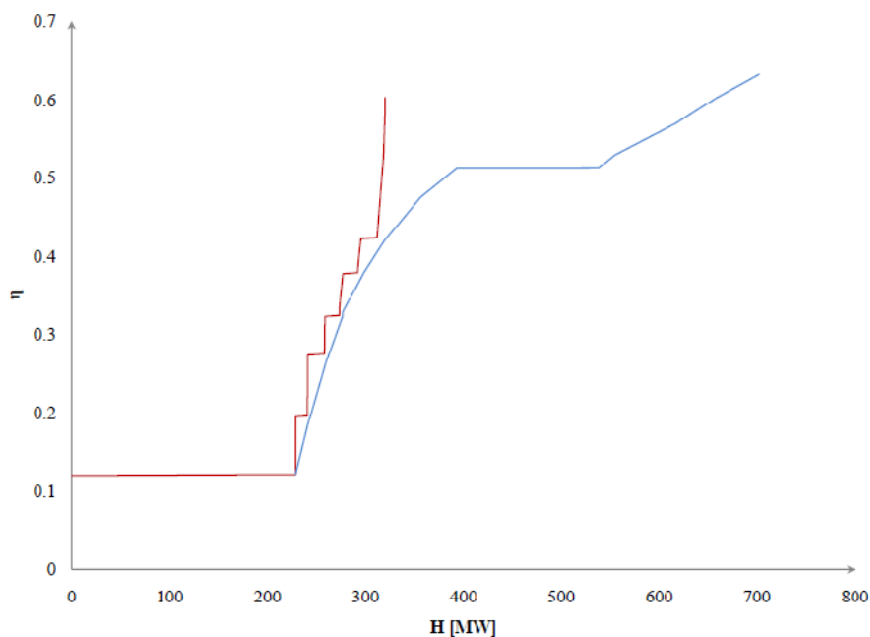


شکل (۵-۱۴): نمودار ترکیبی جامع پینچ جریان‌های گرم و سرد سیکل بخار نیروگاه

جهت تحلیل بهتر سیستم از نمودارهای ترکیبی اکسرژی استفاده می‌کنیم که با قرار دادن فاکتور

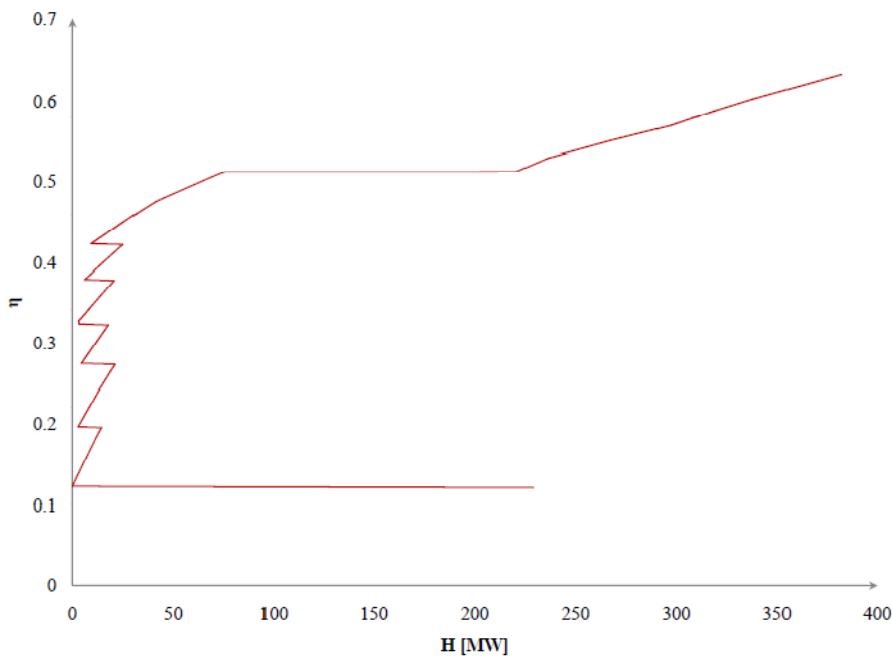
کارنو ($\eta_c = 1 - \frac{T_0}{T}$) به جای دما در محور عمودی می‌توان نمودارهای ترکیبی اکسرژی را رسم نمود

که برای جریان‌های فرآیندی سیکل نیروگاه بخار مانند شکل (۵-۱۵) می‌باشد.



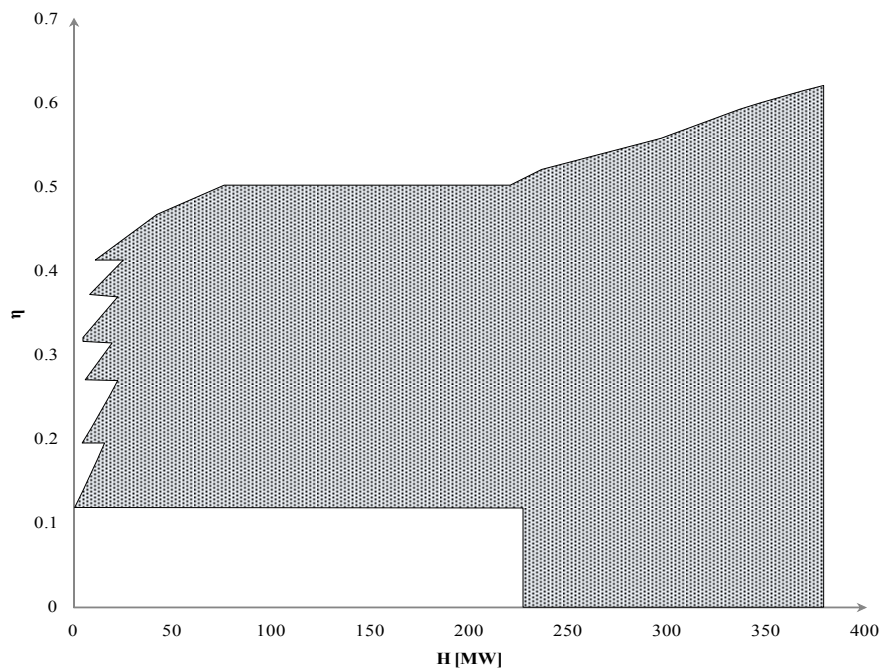
شکل (۵-۱۵): نمودار ترکیبی اکسرژی جریان‌های گرم و سرد سیکل بخار نیروگاه

با رسم نمودارهای ترکیبی اکسرژی اکنون می‌توانیم نمودارهای ترکیبی جامع اکسرژی را نیز رسم کنیم، که نحوه ترسیم نمودارهای ترکیبی جامع اکسرژی با نمودارهای ترکیبی جامع پینچ این تفاوت را دارد که برای رسم نمودارهای ترکیبی جامع پینچ ابتدا با توجه به نمودارهای ترکیبی آن منحنی جریان‌های گرم را به میزان $\frac{\Delta T_{\min}}{2}$ به صورت عمودی به سمت پایین جا به جا می‌کنیم و منحنی جریان‌های سرد را به اندازه $\frac{\Delta T_{\min}}{2}$ به صورت عمودی به سمت بالا حرکت می‌دهیم تا دو منحنی در نقطه پینچ با یکدیگر تماس پیدا کنند آنگاه فاصله افقی بین دو منحنی جریان گرم و سرد، برابر فاصله افقی آن‌ها از محور عمودی در نمودارهای ترکیبی جامع پینچ می‌باشد، اما جهت رسم نمودارهای ترکیبی جامع اکسرژی منحنی‌های جریان گرم و سرد را در نمودار ترکیبی آن جا به جا نمی‌کنیم و به همان صورتی که می‌باشند، فاصله افقی بین دو منحنی در هر نقطه‌ای برابر با فاصله افقی از محور عمودی در نمودارهای ترکیبی جامع اکسرژی می‌باشد که این نمودار برای جریان‌های فرآیندی سیکل بخار نیروگاه در شکل (۵-۱۶) آورده شده است.



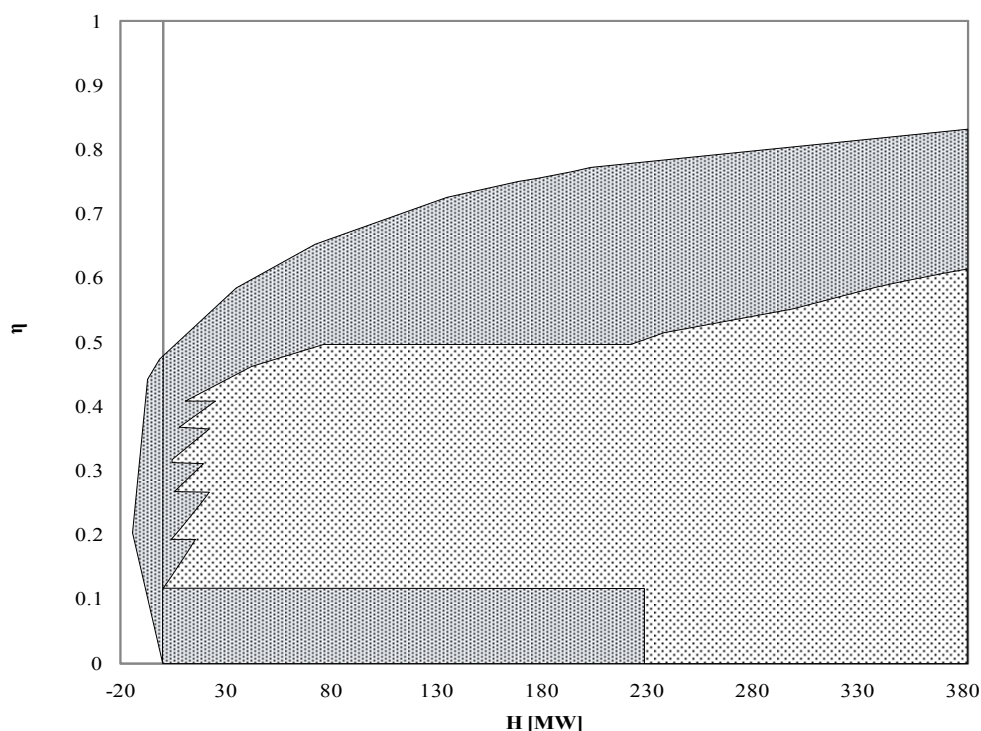
شکل (۵-۱۶): نمودار ترکیبی جامع اکسرژی جریان‌های گرم و سرد سیکل بخار نیروگاه

در نمودارهای ترکیبی جامع اکسرژی شکل (۵-۱۷) قسمت هاشور زده بیانگر مقدار اکسرژی است که سیستم توربین‌ها دریافت می‌کنند که مقداری از آن با توجه به راندمان توربین‌ها از بین می‌رود و باقیمانده آن کار خروجی توربین‌ها می‌باشد با توجه به نمودار همان‌گونه که مشخص شده است اگر پله‌های چگالش زیرکش‌ها به سمت راست حرکت دهیم و به عبارتی میزان انهدام اکسرژی در آن‌ها را کاهش دهیم، یا این‌که قسمت سفید رنگ پایین نمودار را که مربوط به تلفات کندانسور می‌باشد کاهش دهیم، با همان مقدار اکسرژی دریافتی سیکل بخار، مقدار اکسرژی که توسط سیستم توربین‌ها دریافت می‌شود افزایش پیدا می‌کند.



شکل (۵-۱۷): اکسرژی دریافتی سیستم توربین‌ها

با افزودن منحنی ترکیبی مربوط به گازهای احتراق و هوای ورودی بویلر می‌توان به طور کلی انهدام اکسرژی طی فرآیند انتقال حرارت، در نیروگاه را نمایش داد و راهکارهای مناسب را بررسی نمود که در شکل (۵-۱۸) نمودارهای جامع ترکیبی اکسرژی نیروگاه بخار در فرآیند انتقال حرارت نشان داده شده است که قسمت سایه تیره رنگ مقدار اکسرژی است که در فرآیند انتقال حرارت نابود می‌شود که شامل نابودی اکسرژی در طی فرآیند انتقال حرارت از گازهای احتراق به آب تغذیه و بخار رهیت، انتقال حرارت در فرآیند پیش‌گرم کردن هوای ورودی احتراق و در نهایت اتلاف حرارتی در کندانسور می‌باشد و قسمت باقیمانده داخل منحنی‌ها که با سایه روشن نشان داده شده است همان طور که گفته شده بیان‌گر میزان اکسرژی است که به سیستم توربین‌ها داده می‌شود.

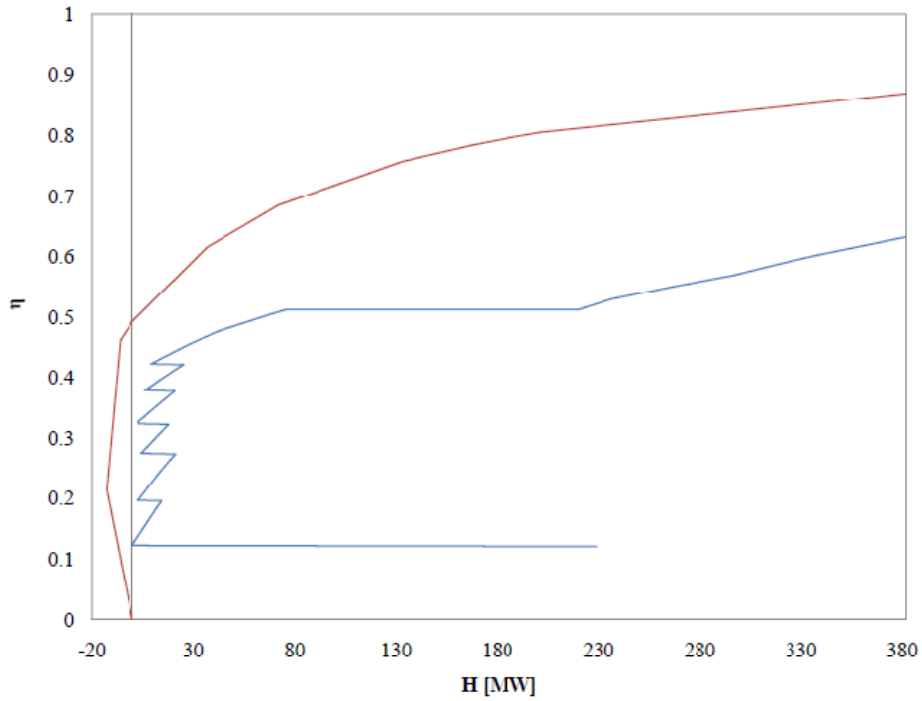


شکل (۵-۱۷): انهدام اکسرژی در طی فرآیندهای انتقال حرارت نیروگاه

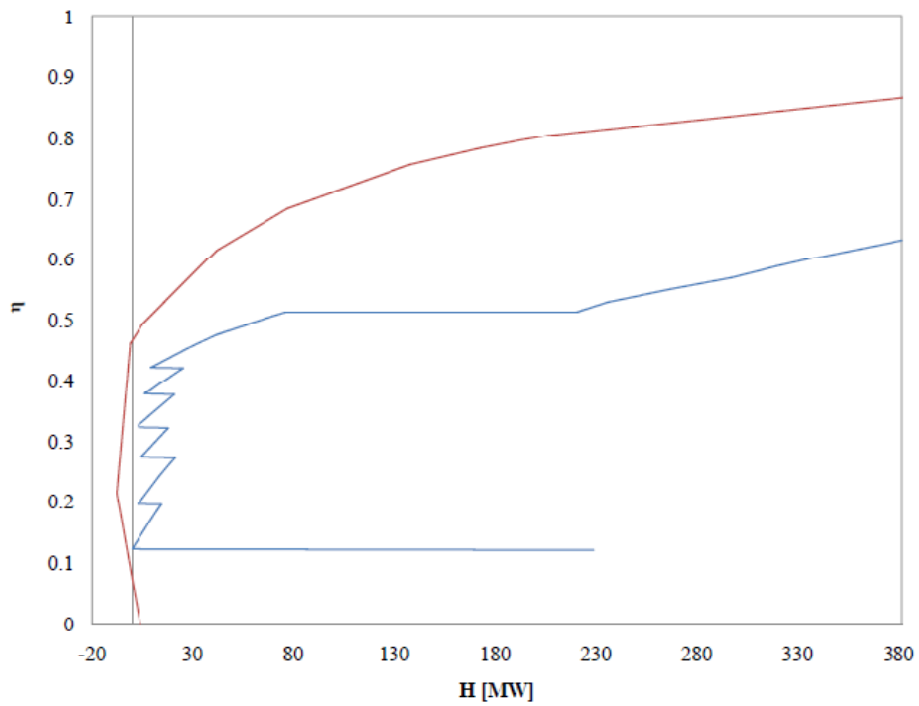
بنابراین با توجه به شکل همان گونه که مشخص است جهت کاهش انهدام اکسرژی در فرآیند انتقال حرارت بایستی مساحت قسمت تیره رنگ را کاهش دهیم که علاوه بر این که می توان منحنی مربوط به دریافت حرارت توسط آب تغذیه و بخار رهیت داخل بویلر را به سمت بالا حرکت داد، که این کار با افزایش فشار آب تغذیه داخل بویلر امکان پذیر است، سه راه کار دیگر مورد بررسی قرار می گیرند که در ادامه توضیح داده شده اند.

با توجه به نمودارهای ترکیبی جامع آب تغذیه و گازهای احتراق همان طور که مشخص شده است بخار ورودی کندانسور دارای دمای بالایی است که اگر بتوان به نحوی مقداری از حرارت آن را جهت گرم کردن هوای ورودی بویلر استفاده کرد می توان مقدار سوخت مصرفی نیروگاه را کاهش داد و همچنین از بار حرارتی کندانسور کاسته می شود از آن جا که دمای بخار کندانسور ۶۶/۷ درجه سانتیگراد می باشد بنابراین هوای ورودی را می توان از دمای محیط تا حدود ۵۶ سانتیگراد توسط بخار کندانسور گرم نماییم که حدود ۰/۳۵٪ باعث افزایش راندمان نیروگاه می شود که نمودار ترکیبی جامع

اکسرژی آن در حالت اولیه در شکل (۱۸-۵) و در حالت اصلاح شده در شکل (۱۹-۵) نشان داده است.



شکل (۱۸-۵) نمودار ترکیبی جامع اکسرژی نیروگاه در حالت اولیه



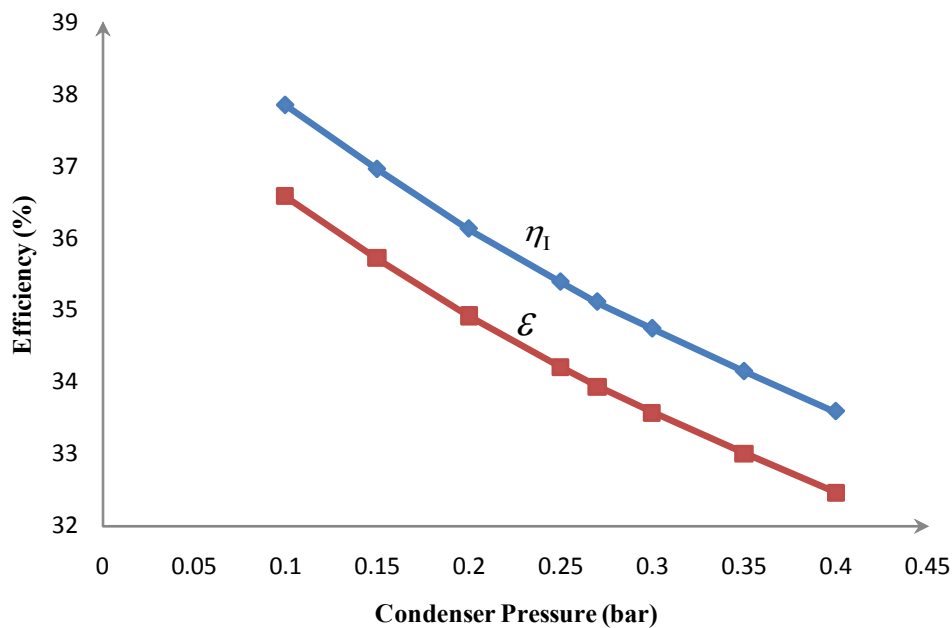
شکل (۱۹-۵) نمودار ترکیبی جامع اکسرژی نیروگاه در حالت اصلاح شده

با توجه به نمودار اصلاح شده همان طور که مشخص است با حرکت دادن منحنی گازهای احتراق به سمت چپ آن گاه به همان مقدار حرارتی که توسط بخار کندانسور به هوای احتراق داده می شود گازهای احتراق حرارت بیشتری می توانند به سیکل بخار منتقل کنند بنابراین با فرض ثابت ماندن وضعیت سیکل بخار در نتیجه می توان میزان سوخت مصرفی نیروگاه را کاهش داد. که نتایج این اصلاح در جدول (۵-۱۲) آورده شده است.

جدول (۵-۱۲): نتایج حاصل از راه کار اول

$\dot{m}_{Fuel} (kg/s)$	$\dot{W}_{net} (MW)$	$\varepsilon(\%)$	$\eta_1(\%)$	
۸/۳۲	۱۴۳/۶	۳۳/۹۲	۳۵/۱	حالت اولیه
۸/۲۵۷	۱۴۳/۹۸	۳۴/۲۸	۳۵/۴۷	حالت اصلاح شده

مرحله دوم بررسی اصلاح سیکل با کاهش فشار کندانسور یا همان کاهش دمای انتقال حرارت در کندانسور می باشد، در سیکل موجود فشار کندانسور ۰/۲۷ بار و دمای بخار ۶۶/۷ درجه سانتیگراد می باشد، که نسبتاً فشار بالایی می باشد بنابراین اگر بتوانیم فشار کندانسور را کاهش دهیم تأثیر زیادی بر روی راندمان نیروگاه دارد به این صورت که با فرض ثابت ماندن حرارت دریافتی آب تغذیه و بخار رهیت از گازهای حاصل از احتراق، آن گاه با کاهش دادن فشار کندانسور میزان اتلاف حرارتی در کندانسور یا به اصطلاح مقدار حرارتی که بایستی از بخار دفع شود تا به آب اشباع تبدیل شود کاهش می یابد در نتیجه به کار خروجی نیروگاه افزوده می شود که تاثیر تغییرات فشار کندانسور بر روی راندمان قانون اول و راندمان اکسرژی نیروگاه در شکل (۵-۲۰) نشان داده شده است.



شکل (۵-۲۰): تاثیر تغییرات فشار کندانسور بر روی راندمان قانون اول و راندمان اکسرژی نیروگاه

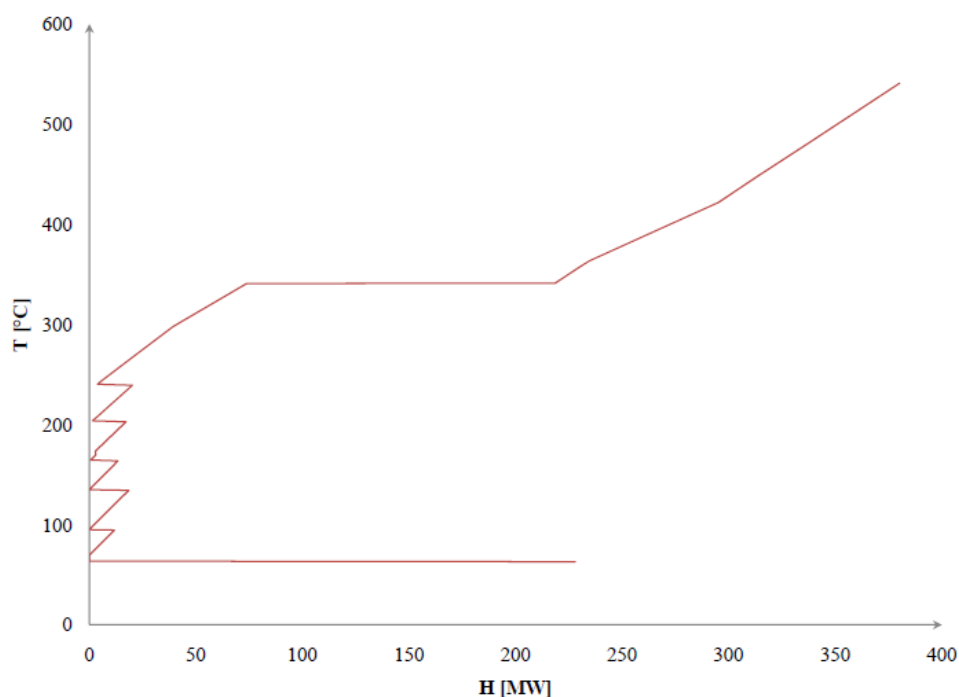
که در این مورد فرض شده است که اگر بتوان فشار کندانسور را از ۰/۲۷ بار به ۰/۲ بار برسانیم آن گاه دمای بخار از ۶۶/۷ درجه سانتیگراد به ۶۰ درجه سانتیگراد کاهش می‌یابد که نتایج حاصل از این تغییرات در جدول (۵-۱۳) آورده شده است.

جدول (۵-۱۳): نتایج حاصل از راه کار دوم

$\dot{m}_{Fuel} (kg/s)$	$\dot{W}_{net} (MW)$	$\varepsilon (%)$	$\eta_1 (%)$	
۸/۳۲	۱۴۳/۶	۳۳/۹۲	۳۵/۱	حالت اولیه
۸/۳۲	۱۴۸	۳۴/۹۸	۳۶/۱۹	حالت اصلاح شده

مرحله آخر مربوط به اصلاح شبکه مبدل‌های آب تغذیه می‌باشد. برای این مرحله از نمودارهای ترکیبی جامع پینچ استفاده می‌کنیم با توجه به جریان‌هایی که در جدول آورده شده بود نمودار ترکیبی جامع پینچ رسم شد که در شکل (۵-۱۴) نشان داده شد که جهت ایجاد حالت بهینه همان‌گونه که گفته شده بایستی تمام پله‌های چگالش زیرکشی‌های بخار به دمای پینچ نزدیک شده یا به عبارتی به محور عمودی نمودار جامع ترکیبی متصل شوند که این عمل با تغییر در فشار زیرکشی‌های بخار یا تغییر دبی جرمی زیرکشی‌های بخار امکان پذیر است که در این گزارش فشار

زیرکشی‌های بخار را ثابت نگه داشته و تنها با تغییر دبی جرمی زیرکشی‌های بخار این کار انجام گرفته است. در این اصلاح اختلاف دمای پینچ برابر اختلاف دمای مینیمم شبکه که در اولین مبدل پیش گرم آب تغذیه (FWH1) و مقدار آن $5/8$ درجه سانتیگراد می‌باشد در نظر گرفته شده است جهت اصلاح ابتدا اختلاف دمای مینیمم در همه مبدل‌ها را به $5/8$ درجه سانتیگراد می‌رسانیم و نمودار ترکیبی پینچ جدید را رسم نموده و مورد بررسی قرار می‌دهیم. نمودار ترکیبی جامع پینچ برای این حالت در شکل (۵-۲۱) آورده شده است.



شکل (۵-۲۱): نمودار ترکیبی جامع پینچ با تغییرات اولیه

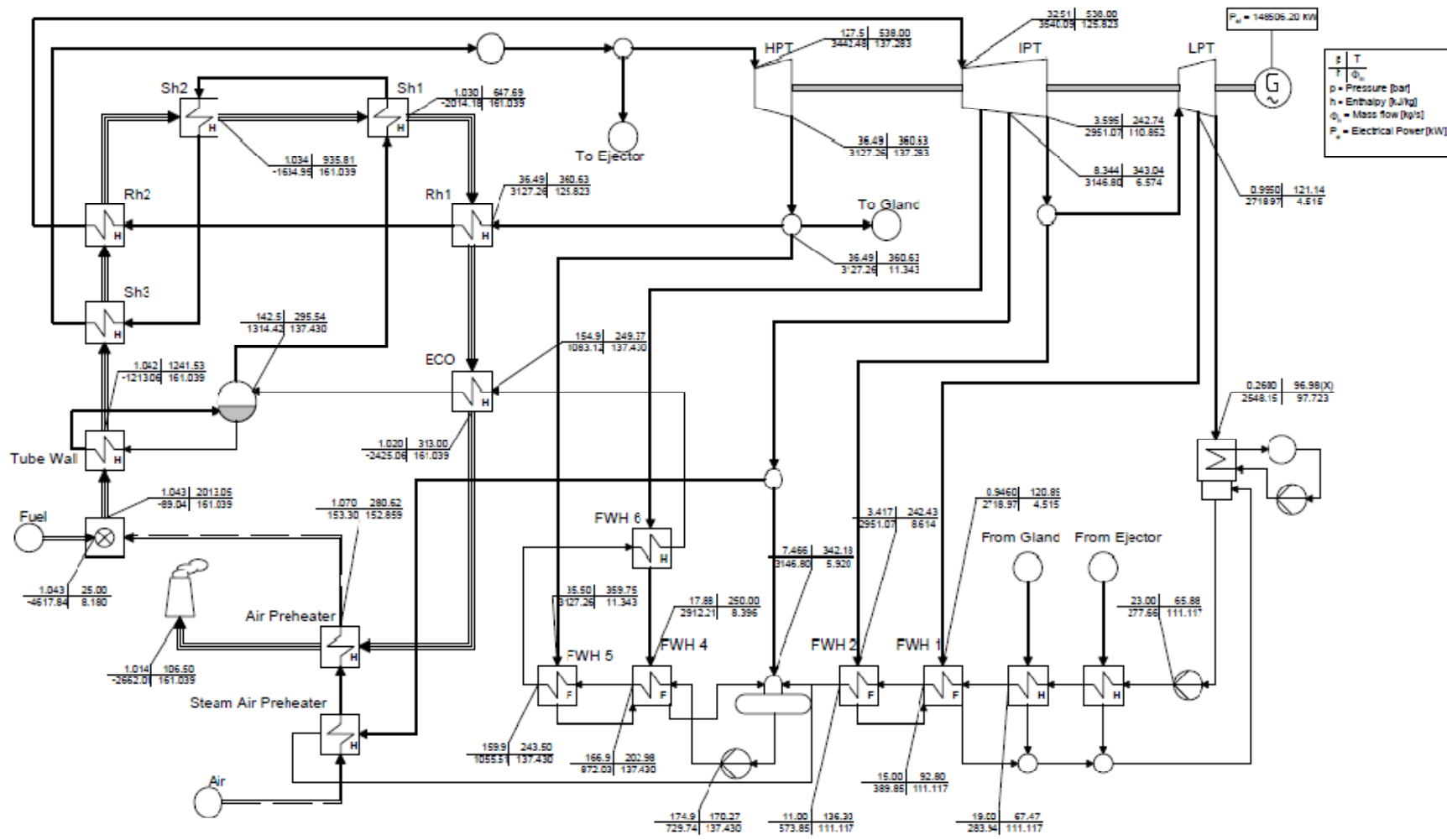
با توجه به نمودار همان طور که مشخص است با ایجاد اختلاف دمای مینیمم برابر $5/8$ درجه سانتیگراد در تمام مبدل‌های پیش گرم آب تغذیه تقریباً تمامی پله‌های چگالش زیرکشی‌های بخار به محور عمودی متصل شده‌اند به جز آخرین مرحله چگالش که همان زیرکشی مرحله ۵ می‌باشد و به این دلیل است که دمای بخار زیرکشی شماره ۴ حدود 450 درجه سانتیگراد می‌باشد در حالی که دمای بخار خروجی از توربین در زیرکشی شماره ۵ حدود 360 درجه سانتیگراد می‌باشد و به این دلیل که در قوانین پینچ جریان‌ها به ترتیب از بالاترین دما به پایین با یکدیگر ترکیب می‌شود، این اختلاف دما

باعث ایجاد ناهماهنگی در پله های چگالش می شود که می توان با افزودن یک مبدل بعد از مبدل زیرکش شماره ۵ به نحوی که در آن بخار زیرکش شماره ۴ تا دمای پایین تر از دمای زیرکش شماره ۵ سرد شود سپس وارد مبدل شماره ۴ شود که این حالت در فلوشیت نیروگاه بخار در شکل (۵-۲۲) نشان داده شده است که در این مبدل که (FWH۶) نامیده شده است بخار زیرکش شماره ۴ تا دمای ۲۵۰ درجه سانتیگراد سرد می شود و سپس وارد مبدل شماره ۴ می شود در این حالت اطلاعات مربوط به جریان های سرد و گرم فرآیندی در سیکل بخار از فلوشیت شبیه سازی استخراج شده اند که اطلاعات مربوط به این جریان ها در جدول (۵-۱۴) آورده شده است.

جدول (۵-۱۴): جریان های فرآیندی نیروگاه در حالت اصلاح شده

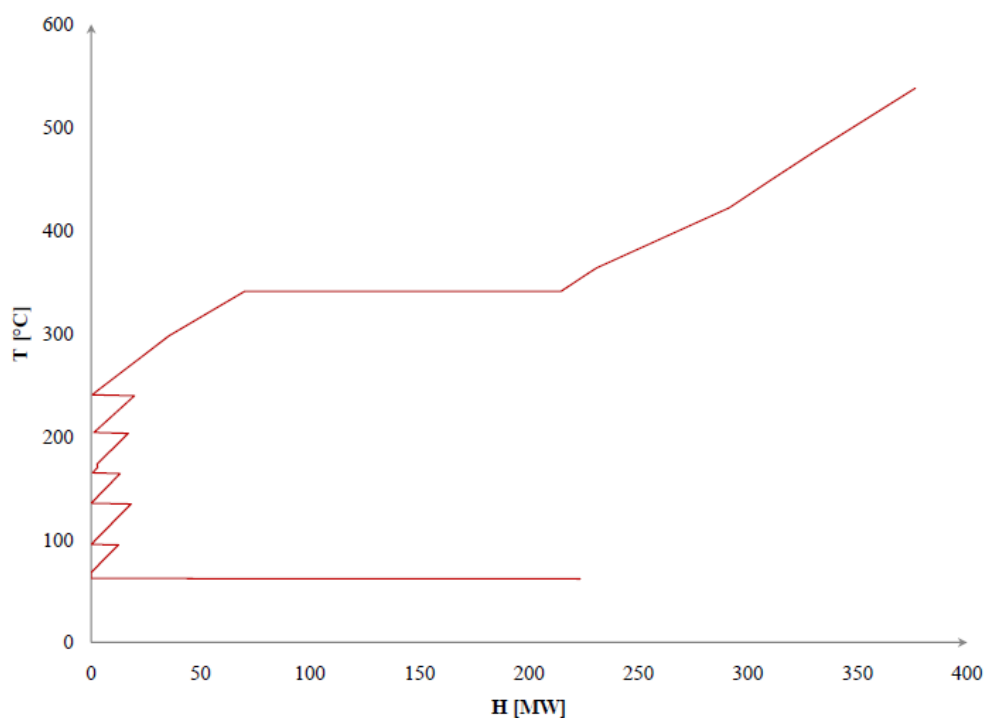
ظرفیت گرمایی ویژه (kj/kg.k)	دمای انتهایی (°C)	دمای اولیه (°C)	فشار (bar)	دبی جرمی (kg/s)	جریان
زیرکش ۱					
2.03	98.06	120.7	0.95	4.515	1
4920.65	97.6	98.06	0.95	4.515	2
زیرکش ۲					
2.07	180	242.4	3.42	8.614	1
2.17	138.02	180	3.42	8.614	2
2990.10	137.3	138.02	3.42	8.614	3
367.39	97.6	98.06	0.95	8.614	4
زیرکش ۳					
2.10	280	342.18	7.47	5.92	1
2.15	220	280	7.47	5.92	2
2.33	167.6	220	7.47	5.92	3
2575.18	166.8	167.6	7.47	5.92	4
زیرکش ۴					
2.18	390	450.77	17.88	8.396	1
2.20	330	390	17.88	8.396	2
2.29	270	330	17.88	8.396	3
2.61	206.8	270	17.88	8.396	4
1912.71	205.8	206.8	17.88	8.396	5
4.60	175.3	205.8	17.88	8.396	6
47.17	166.8	167.6	7.47	8.396	7
زیرکش ۵					

2.52	300	359.75	35.5	11.343	1
3.07	243.3	300	35.5	11.343	2
1748.92	242.3	243.3	35.5	11.343	3
4.83	211.9	242.3	35.5	11.343	4
269.18	206.7	206.79	17.88	11.343	5
4.45	175.3	206.7	17.88	11.343	6
47.17	166.8	167.6	7.47	11.343	7
هیتر گلند					
2.02	98.06	211.12	0.95	0.113	1
4920.65	97.6	98.06	0.95	0.113	2
هیتر اجکتور					
2.03	98.06	478	0.95	0.147	1
4920.65	97.6	98.06	0.95	0.147	2
بخار ورودی کندانسور					
3273.91	66	66.7	0.27	97.723	1
آب تغذیه					
4.07	67.6	66.6	23-21	111.117	1
4.1	68.2	67.6	21-19	111.117	2
4.18	92.6	68.2	19-15	111.117	3
4.23	132.4	92.6	15-11	111.117	4
4.30	166.8	132.4	11-7.3	111.117	5
4.35	206.8	170.3	175-161	137.43	6
4.54	240.5	206.8	161-155	137.43	7
4.95	295	240.5	155-142.5	137.43	8
6.25	338	295	142.5	137.43	9
10517.30	338.1	338	142.5	137.43	10
5.50	419	338.1	142-138	137.43	11
3.07	538	419	138-127.5	137.43	12
بخار رهیت					
2.35	477	360.6	36.5-34	125.823	1
2.29	538	477	34-32.5	125.823	2



شکل (۲۲-۵) فلوشیت نیروگاه بعد از اصلاح شبکه مبدل‌های آب تغذیه

نمودار جامع ترکیبی پینچ با توجه به جریان‌های جدید رسم شده اند که این نمودار در شکل (۵-۲۳) نمایش داده شده است. که با توجه به نمودار دیده می‌شود که تقریباً در تمامی پله‌های چگالش نمودار ترکیبی به محور عمودی متصل شده است. و تا حدودی به حالت بهینه نزدیک شده است. که در نتیجه آن باعث افزایش بازیافت حرارتی از زیرکشی‌های بخار شده است و در نتیجه دمای آب تغذیه ورودی به بویلر از ۲۴۰/۵ به ۲۴۹/۳ درجه سانتیگراد افزایش یافته که این امر باعث کاهش مصرف سوخت در بویلر نیروگاه می‌شود که نتایج این مرحله از تغییرات در جدول (۵-۱۵) آورده شده است.



شکل (۵-۲۳): نمودار ترکیبی جامع پینچ بعد از اصلاح شبکه مبدل‌ها

جدول (۵-۱۵): نتایج حاصل از راه‌کار سوم

$\dot{m}_{Fuel} (kg/s)$	$\dot{W}_{net} (MW)$	$\varepsilon(\%)$	$\eta_1(\%)$	
۸/۳۲	۱۴۳/۶	۳۳/۹۲	۳۵/۱	حالت اولیه
۸/۱۸	۱۴۲/۳۲	۳۴/۲۱	۳۵/۴	حالت اصلاح شده

در نهایت جهت جمع‌بندی نتایج حاصل از این سه مرحله اصلاح، جهت این‌که نتایج این سه مرحله اصلاح را با یکدیگر در نظر بگیریم، در مرحله اول که جهت پیش‌گرم هوا از بخار کندانسور استفاده

شد، فرض کردیم که هوای ورودی تا دمای ۵۶ درجه سانتیگراد توسط بخار ورودی کندانسور گرم شود در حالی که دمای بخار حدود ۶۶ درجه سانتیگراد می‌باشد یعنی مینییم اختلاف دمای بین هوای ورودی و بخار کندانسور تقریباً ۱۰ درجه سانتیگراد در نظر گرفته شد در این حالت چون می‌خواهیم تأثیر هر سه مرحله بر روی وضعیت نیروگاه در نظر بگیریم چون در مرحله دوم فشار کندانسور تا ۰/۲ بار کاهش داده شده بنابراین دمای بخار از ۶۶ به ۶۰ کاهش می‌یابد و با فرض همان اختلاف دمای مینییم ۱۰ درجه سانتیگراد بین هوای ورودی و دمای بخار ورودی کندانسور می‌توانیم دمای هوای ورودی را تا ۵۰ درجه سانتیگراد توسط بخار کندانسور گرم نماییم. نتایج حاصل از این سه مرحله اصلاح به صورت جمع بندی در جدول (۵-۱۶) آورده شده است.

جدول (۵-۱۶): نتایج حاصل از سه مرحله اصلاح

$\dot{m}_{Fuel} (kg/s)$	$\dot{W}_{net} (MW)$	$\varepsilon (\%)$	$\eta_1 (\%)$	
۸/۳۲	۱۴۳/۶	۳۳/۹۲	۳۵/۱	حالت اولیه
۸/۱۳۸	۱۴۶/۴	۳۵/۳۷	۳۶/۶	حالت اصلاح شده

۵-۵ نتیجه گیری:

آنالیز پینچ و اکسرژی به تنهایی دارای مزیت‌ها و ناکارآمدی‌هایی می‌باشند، توانایی آنالیز پینچ نشان‌دادن اجزای اصلی سیستم در یک دیاگرام ساده بر اساس نمودارهای ترکیبی و ترکیبی جامع می‌باشد. به‌وسیله این نمودارها آنالیز مفهومی به طور مؤثری قابل انجام خواهد بود و هدف‌گذاری جهت طراحی انجام خواهد شد.

ضعف آنالیز پینچ در سیستم‌های شامل توان می‌باشد، در مقایسه آنالیز اکسرژی می‌تواند برای هر سیستمی با تجهیزات مختلف به کار رود و ابزار قدرتمندی جهت تحلیل هر جزئی از سیستم می‌باشد. علاوه بر این بررسی تلفات اکسرژی می‌تواند دلایل عمده ناکارآمدی سیستم را نشان دهد، در هر حال آنالیز اکسرژی نمی‌تواند یک تصویر کلی نسبت به سیستم مانند پینچ ارائه دهد، بنابراین ترکیب این دو آنالیز می‌تواند مزیت‌های عمده‌ای جهت اصلاح فرآیندها داشته باشد. با استفاده از نمودارهای امگا-انتالپی ($\Omega-H$) می‌توان اطلاعات کل سیستم را به صورت گرافیکی نمایش داد و اصلاحات عمده جهت بهبود وضعیت سیستم را تعیین نمود.

در مقایسه کاربرد آنالیز اکسرژی با روش استفاده از پتانسیل اکسرژی اجتناب‌پذیر می‌توان پتانسیل قابل حصول جهت اصلاح سیستم را تعیین نمود و بنابراین مسیرهای ممکن جهت اصلاح سیستم را تعیین نمود.

در این گزارش نشان داده شد که چگونه از تکنولوژی پینچ و استفاده از مفاهیم تحلیل اکسرژی می‌توان جهت تعیین ناکارآمدی‌های نیروگاه‌های حرارتی و اصلاح آن‌ها استفاده نمود که در این گزارش نیروگاه بخار توس مورد بررسی و تحلیل قرار گرفت و ناکارآمدی‌های سیستم مشخص گردید و در نهایت با استفاده از سه راه‌کار اصلاح نمودار ترکیبی جامع گازهای احتراق و هوا در کنار نمودار ترکیبی سیکل بخار، کاهش فشار کندانسور و اصلاح شبکه مبدل‌های حرارتی باعث افزایش ۱/۵ درصدی راندمان قانون اول، ۱/۴۵ درصد افزایش راندمان اکسرژی نیروگاه و کاهش ۲/۲ درصد در مصرف سوخت نیروگاه شد.

علائم اختصاری

\dot{m} نرخ جریان جرم

h آنتالپی بر واحد جرم

\dot{W} نرخ کار تولیدی

\dot{E} نرخ جریان اکسرژی

e اکسرژی بر واحد جرم

\dot{Q} نرخ انتقال حرارت

η راندمان حرارتی

ε راندمان اکسرژی

Ω تراز انرژی

λ درصد هوای اضافی

بالانویس‌ها

ph فیزیکی

ch شیمیایی

AV اجتناب‌پذیر

UN اجتناب‌ناپذیر

زیرنویس‌ها

F سوخت

P محصول

D انهدام

L تلفات

K جزء Kم

-
- [1]. B. Linnhoff, D. W. Townsend, D. Boland, G. F. Hewitt, B. E. A. Thomas, A. R. Guy & R. H. Marsland, 1982,. A User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy. Institution of Chemicals Engineers.
- [2]. Pinch Technology: Basics for the Beginners, www.cheresources.com.
- [3]. T. J. Kotas, 1995, "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis" Krieger Publishing company .
- [4]. Bejan.A, Tsatsaronis.G, Moran.M, 1996, . Thermal Design and Optimization .John Wiley and Sons.
- [5]. W. L. Kam, 1996, Applied Thermodynamics: Availability Method And Energy Conversion, 2nd ed., Taylor & Francis, Washington.
- [6]. Tsatsaronis, G., Winhold, M., 1985, Exergoeconomic Analysis and Optimization of Energy Conversion Plants. Part I: A New General Methodology; Part II: Analysis of a Coal – Fired Steam Power Plant, Energy, 10, 1, pp. 69-94.
- [7]. Morosuk, T., Tsatsaronis, G., 2009, Advanced Exergy Analysis for Chemically Reacting Systems-Application to a Simple Open Gas-Turbine System, Int. J. of Thermodynamics, 12, 3, pp. 105-111.
- [8]. Morosuk, T., Tsatsaronis, G., 2008, How to Calculate the Parts of Exergy Destruction in an Advanced Exegetic Analysis, Proceedings, 21st ECOS Conference, Cracow, Poland, , Vol. 1, pp. 185-194.
- [9]. Cziesla, F., Tsatsaronis, G., Gao, Z., 2006, Avoidable Thermodynamic Inefficiencies and Costs in an Externally Fired Combined Cycle Power Plant, Energy, 31, pp. 1472-1489.
- [10]. Vučković, G., D. et. al., 2012, Avoidable and Unavoidable Exergy Destruction and Exergoeconomic Evaluation of the Thermal Processes in a real Industrial Plant, Thermal Science, Year, Vol. 16, Suppl. 2, pp. S493-S506
- [11]. Cycle-Tempo release 5.0, Technical Notes, 2006, Delft University of Technology. <http://www.Cycle-Tempo.nl>
- [12]. Aljundi Islam H., 2009, Energy and Exergy Analysis of a Steam Power Plant in Jordan. Applied Thermal Engineering;29:324–8.

-
- [13]. B. Linnhoff et al., 1982, A User's Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy. IChemE,.
- [14]. B. Linnhoff and V. R. Dhole, 1992, Shaftwork Targets for Low Temperature Process Design. Chem. Engng Sci. 47(8), 2081-2091.
- [15]. V. R. Dhole and J. P. Zheng, 1995, Applying Combined Pinch and Exergy Analysis to Close-Cycle Gas Turbine System Design. J. Engng Gas Turbine Power 117, 47-52.
- [16]. V. R. Dhole and B. Linnhoff, 1994, Overall Design of Low Temperature Processes. Comput. Chem. Engng 18, S105-S111.
- [17]. J. P. Zheng, X. X. Zhu, V. R. Dhole and J. Rennie, 1996, Conceptual Design of Commercial Power Plants using the Combined Pinch and Exergy Approach. Accepted for Presentation at the 5th World Congress of Chemical Engineering, San Diego, California,.
- [18]. B. Linnhoff and G. T. Polley, 1988, Total Process Design Through Pinch Technology. Paper No. 38~. AIChE Spring Meeting, New Orleans,.
- [19]. X. Feng, X. X. Zhu, 1997, Combined Pinch And Exergy Analysis For Process Modification, Applied Thermal Engineering, vol 17, pp 249-261.
- [20]. Woudstra, N. 2010, Value diagrams and exergy efficiencies, Energy Technology, Process & Energy Department.
- [21]. Woudstra, N., Stelt, T. 2011, Exergy Analysis of Combustion Systems, Energy Technology, Process & Energy Department Leeghwaterstraat 4, 2628 CA Delft.
- [22]. X. Feng, X. X. Zhu and J. P. Zheng, 1996, A Practical Exergy Method for System Analysis. Presented at the 31st Inter-society Energy Conversion Engineering Conference, Washington, DC, August.
- [23]. Petrakopoulou, F., Tsatsaronis, G., Morosuk, T., Carassai, A., 2012, Conventional and Advanced Exergetic Analyses Applied to a Combined Cycle Power Plant, Energy 41 pp. 146–152.
- [24] Wang, L., Yang, Y., Morosuk, T. Tsatsaronis, G., A., 2012, Advanced Thermodynamic Analysis and Evaluation of a Supercritical Power Plant, Energies, 5, 1850-1863;

-
- [25]. Tsatsaronis G, Park MH., 2002, On Avoidable and Unavoidable Exergy Destructions and Investment Costs in Thermal Systems. *Energy Conversion and Management*;43 (9-12):1259–70.
- [26]. Woudstra, N., Woudstra, T., Pirone, A., Stelt, T., 2012, Thermodynamic Evaluation of Combined Cycle Plants. *Energy Conversion and Management* 51, 1099-1110.
- [27]. Amidpour, M., Polley, G., 2000, "Structural targeting retrofit in process integration", (14th International congress of chemical & process engineering, Prague, Czech)

Abstract

The strength of pinch analysis is that system information can be represented using simple diagrams (e.g. composite curves, grand composite curves) and thus targets for the system. In contrast, the power of exergy analysis is that it can identify the major causes of thermodynamic imperfection of thermal and chemical processes and thus promising modifications can be determined effectively. By combining the strengths of both methods, the proposed method can represent a whole system, including individual units on one diagram. It has been realised that the major limitation of pinch analysis is that it can only deal with heat transfer processes, not the processes involving changes in pressure or compositions, which are very common in power and chemical processes. To overcome this limitation, a generic diagram is used, which is the so-called Ω - H diagram, where Ω indicates the energy level and H states the amount of energy. Both energy and exergy balances for a whole system can therefore be represented simultaneously on this diagram. Using this diagram, the major advantages of both pinch and exergy analysis are combined since the diagram enables one to view the performance of a system and set targets for improvement. Meanwhile, the inefficient processes and equipment can be identified and thus promising modifications can be obtained by revealing the actual potential, which is determined by applying the concepts of unavoidable and avoidable exergy losses. The analysis of avoidable exergy losses indicates the maximum potentials (modification targets) which are achievable in current technical and economic conditions.

In this report, the simulation of a 150 MW steam power plant was performed in a Cycle-Tempo 5 simulator and operational parameters of the system were modified using the exergy concept combined with a pinch-based approach. The application results of CPEA in the power plant showed that its fuel consumption could be reduced by 2.2% and the thermal cycle performance could be increased from 35.1 to 36.6%.