آنالیز اکسرژی اجزای سیکل نیروگاه بخار

احسان بافکرپور[۱]، محمدحسین بابایی[۲] ، محمدرضا حیرانی نوبری [۳]

تاریخ دریافت مقاله:
۱۳۸۷/۳/۱۳
تاریخ پذیرش مقاله:
۱۳۸۷/۴/۱

چکیده:
در این مقاله اجزای سیکل بخار نیروگاه حرارتی لوشان با سوخت گاز طبیعی از نظر اکسرژی مورد مطالعه و تحلیل قرار گرفته‌اند و دو عامل تلفات و بازده اکسرژی که معیارهای عینی برای ارزیابی سیستمها می‌باشند، برای اجزای سیکل بخار محاسبه گردیده است.
نتایج بررسی نشان می‌دهد که دیگ بخار نیروگاه که شامل فرآیند انتقال حرارت و احتراق می‌باشد مهمترین عامل نابودی اکسرژی می‌باشد.

کلمات کلیدی:
تحلیل اکسرژی، انرژی نابسامان، بازگشت ناپذیری، بازده، تلفات.

۱) دانشگاه صنعتی امیرکبیر ، دانشکده مهندسی مکانیک، کارشناس ارشد e.bafekrpour@gmail.com
۲) دانشگاه صنعتی امیرکبیر ، دانشکده مهندسی مکانیک، کارشناس ارشد
۳) دانشگاه صنعتی امیرکبیر ، دانشکده مهندسی مکانیک، کارشناس ارشد، دانشیار mrnobari@aut.ac.ir

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-24]

مقدمه

تحلیل اکسرژی سیستم‌های ترمودینامیکی از جمله مباحث نظری جدیدی می‌باشد که در دو دهۀ اخیر به تدریج توسعه یافته و بخش مهمی از مباحث نظری کتابهای ترمودینامیک پیشرفته را به خود اختصاص داده است.

از جمله عواملی که باعث توسعه این تحلیل گردیده است استفاده از قانون دوم ترمودینامیک جهت بیان نمودن کارکرد دقیق و بهینه یک سیستم می‌باشد که این امر با تحلیل عوامل بازگشت ناپذیری که منجر به نابودی اکسرژی و کاهش بازده می‌شود، بیان می‌گردد.

از آنجا که اکسرژی دسترسی به حداکثر کار مفیدی تعریف می شود که در ضمن رسیدن به تعادل با شرایط محیط از انرژی نابسامان(disordered Energy) گرفته شود[۴] و با توجه به اینکه انواع مختلف انرژی بطور مستقیم در ترم‌های اکسرژی در نظر گرفته می شوند[۴] می‌توان گفت که بازده اکسرژی یک معیار عینی و دقیق برای ارزیابی سیستم‌های ترمودینامیکی است.

روش تحلیل اکسرژی توسط کوتاس و زاگورت[۶و۴] (Kotas,Zsargut) برای آنالیز حرارتی، شیمیایی و متالورژیک نیروگاهها به کار رفته است و از دیاگرام‌های گراسمن(Grassman) که در آن هر جریان با مقدار اکسرژی خود مشخص شده، برای تعیین اکسرژی جریان در سیستم استفاده می‌شود و مباحث اقتصاد گرمایی و بهینه‌سازی‌های اقتصادی سیستم‌های ترمودینامیکی توسط کوتاس[۴] مطرح شده است.

اکسرژی و مفاهیم وابسته

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 به معنی ظرفیت و توانایی آن برای تغییر می‌باشد. به عنوان مثال توانایی تأثیرگذاری ۱۰۰j کار به صورت انرژی الکتریکی بیش از توانایی تأثیرگذاری ۱۰۰j انرژی در دمای ۱۰۰۰k و آن نیز بیش از ظرفیت و توانایی ۱۰۰j انرژی در دمای ۴۰۰k است.

هر کدام از صورت‌های مختلف انرژی می‌تواند بسامان یا نابسامان باشد که برای هر نوع درجه‌ای از بی‌نظمی وجود دارد. آنتروپی یک معیار میکروسکوپیک برای اطلاع یافتن از درجه بی‌نظمی یک سیستم می‌باشد و نیز یک معیار برای دانستن اینکه چقدر می‌توان برای انجام کار بوسیلۀ یک سیستم مورد نظر مطمئن بود[۴].

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 برگشت‌پذیر اتفاق بیافتد، تبدیل کامل و بدون اتلاف خواهد بود.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-24]

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.

۳) انتقال بازگشت پذیر 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 می باشند.

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 بازگشت پذیر 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 می گویند.

می توان گفت که بالانس انرژی، بالانس بقای انرژی و بالانس اکسرژی، بالانس کیفیت انرژی یا تنزل انرژی است. تنزل کیفیت انرژی برابر اتلاف بازگشت ناپذیر مربوط به تمامی فرایندهای واقعی است.

قانون اول ترمودینامیک:

$$\frac{dE}{dt} = \sum_{i=0}^{n} \dot{Q}_i - \dot{W} + \sum_{in} \dot{m}\dot{h} - \sum_{out} \dot{m}\dot{h} \qquad (۱)$$

قانون دوم ترمودینامیک:

$$\dot{S}_{gen} = \frac{ds}{dt} - \sum_{i=0}^{n} \frac{Q_i}{T_i} - \sum_{in} \dot{m}s + \sum_{out} \dot{m}s \geq 0 \qquad (۲)$$

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-24]

در روابط بالا متالپی (Metalpy) $\left(\dot{h}\right)$ برابر است با $T_0, h + \frac{V^2}{2} + gz$ دمای محیط، E انرژی درونی، S آنتروپی و $\dot{Q}, \dot{W}$ نرخ انتقال کار و گرما هستند و روابط برای یک سیستم باز که با چند منبع حرارتی در تماس است صادق می‌باشند. جهت ترکیب کردن قانون اول و دوم و دستیابی به عبارتی جهت محاسبهٔ نرخ انتقال کار، مقدار $\dot{Q}_0$ را ثابت در نظر گرفته و این مقدار را بین دو معادله (۱) و (۲) حذف می‌کنیم[۱].

$$\begin{aligned}\dot{W} = &-\frac{d}{dt}(E - T_0 S) + \sum_{i=1}^{n}\left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right)\dot{Q}_i \\ &+ \sum_{in}\dot{m}\left(\dot{h} - T_0 S\right) - \sum_{out}\dot{m}\left(\dot{h} - T_0 S\right) - T_0 \dot{S}_{gen}\end{aligned} \qquad (۳)$$

نتیجه رابطهٔ فوق که از ترکیب قانون اول و دوم بدست آمده این است که هرگاه سیستمی بصورت بازگشت ناپذیر عمل کند کار را با نرخی متناسب با نرخ تولید آنتروپی از بین خواهد برد $\left(T_0 \dot{S}_{gen}\right)$. در صورتی که فرآیند بازگشت‌پذیر باشد $\left(\dot{S}_{gen} = 0\right)$، نرخ انتقال کار ماکزیمم خواهد بود و می‌توان نوشت :

$$\dot{W} = \dot{W}_{rev} - T_0 \dot{S}_{gen} \qquad (۴)$$

کار از بین رفته به واسطهٔ بازگشت ناپذیری ترمودینامیکی $\left(\dot{W}_{rev} - \dot{W}\right)$ کار در دسترس تلف شده نامیده می‌شود. نسبت بین کار در دسترس تلف شده و تولید آنتروپی، قانون کار تلف شده را به وجود می‌آورد و می‌توان نوشت:

$$\dot{W}_{lost} = T_0 \dot{S}_{gen} \qquad (۵)$$

همانطور که گفتیم کار انرژی بسامان در حال انتقال است و هر میزان از کار برابر میزان اکسرژی آن خواهد بود- در صورت عدم وجود کار اتمسفر- و به طور کلی داریم:

$$\begin{aligned}\dot{E}_w &= \dot{W} - P_0 \frac{dv}{dt} \\ \dot{E}_w &= -\frac{d}{dt}\left[E + P_0 V - T_0 S\right] + \sum_{i=1}^{n}\left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right)\dot{Q}_i \\ &+ \sum_{in}\dot{m}\left(\dot{h} - T_0 S\right) - \sum_{out}\dot{m}\left(\dot{h} - T_0\right) - T_0 \dot{S}_{gen}\end{aligned} \qquad (۶)$$

در بیشتر سیستم‌های دارای اهمیت از لحاظ مهندسی که جریان ورودی و خروجی دارند، کار اتمسفر $\left(P_0 \frac{dv}{dt}\right)$ وجود نداشته و هر میزان از کار دقیقاً برابر میزان اکسرژی آن است. [۱].

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-24]

حداکثر اکسرژی مربوط به انتقال کار[۲]

$$\begin{aligned}\left(\dot{E}_w\right)_{rev} &= \dot{W}_{rev} - p_0\frac{dv}{dt}\\ &= -\frac{d}{dt}\left[E + P_0V - T_0S\right] + \sum_{i=1}^{n}\left(1-\frac{T_0}{T_i}\right)\dot{Q}_i\\ &+ \sum_{in}\dot{m}\left(\dot{h} - T_0S\right) - \sum_{out}\dot{m}\left(\dot{h} - T_0\right)\end{aligned} \qquad (۷)$$

در رابطهٔ فوق عبارت‌های سمت راست تساوی به ترتیب عبارتند از: مجموع اکسرژی سکون، انتقال اکسرژی به واسطهٔ انتقال حرارت ، اکسرژی جریان ورودی به واسطهٔ انتقال جرم ، اکسرژی جریان خروجی به واسطهٔ انتقال جرم.

اکسرژی مربوط به انتقال گرما

اکسرژی مربوط به انتقال گرما از یک حجم کنترل برابر است با کاری که می‌توان با برهمکنش گرما و محیط خارج بدست آورد. برای یک نرخ انتقال گرمای $\dot{Q}$ در دمای انتقالی T حداکثر کار قابل دسترس برابر است با :

$$\dot{E}_Q = \dot{Q}\tau \qquad (۸)$$

که در رابطهٔ فوق τ دمای اکسرژی بدون بعد نام دارد و در حالتی که انتقال حرارت بین سیستم و محیط با دمای T_0 است به همان بازده چرخهٔ کار نو تبدیل می‌شود. [۴]

$$\tau = 1 - \frac{T_0}{T} \qquad (۹)$$

با استفاده از معادلهٔ (۷) عبارت مربوط به دسترسی جریان $-b-$ و اکسرژی جریان e_x را می‌توان به صورت زیر بیان نمود[۱]:

$$b = \dot{h} - T_0S \qquad (۱۰)$$

$$e_x = b - b_0 = \dot{h} - \dot{h}_0 - T_0\left(S - S_0\right) \qquad (۱۱)$$

با صفر در نظر گرفتن تغییرات عبارت اکسرژی سکون در طول زمان- در سیستمهای دارای عملکرد یکنواخت- و لحاظ نمودن عبارات ۱۱ و۱۰ معادلهٔ ۶ را می‌توان به صورت کلی زیر بیان نمود:

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-24]

$$\dot{E}_w = \sum_{i=1}^{n} (\dot{E}Q)_i + \sum_{in} \dot{m} e_x - \sum_{out} \dot{m} e_x - T_0 \dot{S}_{gen} \qquad (۱۲)$$

از معادلهٔ فوق به عنوان بالانس اکسرژی در سیستمهای جریان یکنواخت استفاده می‌شود.

بازده قانون اول:

$$\eta_1 \text{ نرخ انرژی} = \text{ورودی/ نرخ کارخالص تولیدی} \qquad (۱۳)$$

بازده قانون دوم:

$$\eta_2 = \text{نرخ اکسرژی خروجی/ نرخ اکسرژی ورودی} \qquad (۱۴)$$

قانون دوم بر این حقیقت تأکید دارد که دو شکل از کمیت یکسان انرژی ممکن است اکسرژیهای کاملاً متفاوتی داشته باشند بنابراین انرژی مطابق با اکسرژی اش سنجیده می شود و بازده قانون دوم به جای بازده قانون اول در محاسبهٔ افت توانایی انجام کار در یک فرآیند به کار برده می‌شود.

مکانیزم‌های اصلی تولید آنتروپی و نابودی اکسرژی

اصطکاک: اصطکاک سیال بسیار شبیه به اصطکاک مکانیکی است. یک انبساط سیال در پشت یک ستون یا در میان یک توربین که بصورت اصطکاک داخلی است، باعث اتلاف قسمتی از انرژی به گرما بصورت داخلی می‌شود که می توانسته به کار مفید تبدیل گردد که این باعث می‌شود سیال کار کمتری را انجام داده و در دمای بالاتری خارج گردد.

انتقال گرما: انتقال حرارت باعث کاهش در قابلیت انجام کار میگردد زیرا کاری بین جسم با دمای بالا و جسم با دمای پایین انجام نگرفته است. همچنین این موضوع از این قاعده پیروی می‌کند که تفاوت دمای بالاتر بین دو جسم باعث از بین رفتن قابلیت انجام کار بالاتر می‌گردد. بنابراین مهم است که تفاوت دماها بین منابع در میان یک مبدل گرمایی به حداقل برسد که باعث شود بازگشت ناپذیری ناشی از انتقال حرارت نیز به حداقل خود برسد.

اختناق: اختناق یک فرآیند انبساط غیر قابل کنترل برای سیال می‌باشد که در آن سیال از یک فشار بالا به ناحیهٔ فشار پایین می‌رود. هیچ‌گونه کار و هیچ‌گونه انتقال حرارتی در طی این فرآیند فرض نمی‌شود. فرآیند اختناق یک فرآیند بازگشت ناپذیر است زیرا از جریان بین دو ناحیهٔ پر فشار و کم فشار در این حالت کاری گرفته نمی‌شود و باعث یک کاهش در

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-24]

قابلیت انجام کار می‌شود و در واقع اختلاف فشار بالاتر در داخل فرآیند اختناق باعث به وجود آمدن بازگشت ناپذیری بزرگتری می‌شود.

اختلاط: هنگامی که دو یا چند سیال جدا از هم با یکدیگر ترکیب شوند یا در داخل هم پاشیده شوند بدون تلفات خارجی نمی‌توانند مخلوط شوند. بنابراین اختلاط یک فرآیند برگشت ناپذیر می‌باشد که باعث کاهش قابلیت انجام کار می‌شود. اختلاط در بسیاری از فرآیندها غیر قابل اجتناب است مانند احتراق. البته باید توجه داشت که محاسبات بیان‌گر آن است که در سیستم‌های قدرت، اختلاط به اندازهٔ انتقال حرارت و اصطکاک سیال از نظر بازگشت ناپذیری مهم نیست.

بررسی اکسرژی در نیروگاه لوشان

برای تجزیه و تحلیل تئوری‌های فوق نتایج بدست آمده بر روی نیروگاه شهید بهشتی لوشان مورد بررسی قرار گرفته است. این نیروگاه در استان گیلان در ۹۵ کیلومتری شهر قزوین در منطقه‌ای به نام جمال آباد (در مسیر اصلی جاده قزوین- رشت) در کنار رودخانه شاهرود با میانگین رطوبت هوای ۴۰٪ واقع است.

این نیروگاه ظرفیت تولید ۴۵۰ مگاوات را دارا می‌باشد که آن را در دو بخش جداگانه تولید می‌نماید که عبارتند از:

۱) دو واحد بخاری که هر کدام دارای ظرفیت ۱۶۵ مگاوات می‌باشند و در مجموع می‌توانند ۳۳۰ مگاوات تولیدی داشته باشند.

۲) دو واحد گازی هر کدام دارای ظرفیت ۶۰ مگاوات می‌باشند و در مجموع می‌توانند۱۲۰ مگاوات تولیدی داشته باشند.

سوخت اصلی نیروگاه گاز طبیعی می‌باشد که توسط خط لوله سراسری به نیروگاه منتقل می‌شود. سوخت دوم نیروگاه گازوئیل می‌باشد که به وسیلهٔ تانکر به نیروگاه تحویل داده می‌شود که در تانکرهای با ظرفیت‌های ۲۵۰۰ و ۱۰۰۰۰ و ۲۵۰ متر مکعب نگهداری می‌شود که تانکرهای ۲۵۰ متر مکعبی مربوط به تغذیه روزانه نیروگاه است. آب نیروگاه به وسیلهٔ یک حلقه چاه نیمه عمیق به عمق ۲۰ متر که در کنار ضلع شمالی رودخانه شاهرود تعبیه شده، تأمین می‌گردد. تولید آب مقطر به وسیلهٔ تصفیهٔ خانه نیروگاه شامل دو خط تولید به ظرفیت ۳۰×۲ متر مکعب در ساعت که از نوع تعویض یونی می‌باشد انجام می‌گیرد. در حداکثر بار مقدار مصرف سوخت گازی ۳۲۴۱۲ متر مکعب بر ساعت برای هر واحد است و مقدار مصرف سوخت گازوئیل ۳۰۱۱۲ کیلوگرم بر ساعت می‌باشد. هوای احتراق به وسیلهٔ ۲ عدد فن که از نوع فلوی شعاعی با دریچهٔ کنترل هوای ورودی است تأمین می‌شود تعداد مشعلهای دیگ بخار ۹ عدد گازی و ۹ عدد گازوئیلی هستند که در سه طبقه قرار گرفته‌اند.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-24]

مشخصات دیگ بخار:

حداکثر تناژ بخار: ۴۹۰ تن در ساعت

حداقل تناژ بخار: ۱۱۰ تن در ساعت

فشار طراحی شده: ۱۴۷ کیلوگرم نیرو بر سانتی متر مربع

فشار درام: ۱۴۳ کیلوپاسکال بر سانتی متر مربع

فشار بخار زنده: ۱۲۱ کیلو پاسکال بر سانتی متر مربع

درجه حرارت بخار زنده: ۵۳۵ درجهٔ سانتیگراد

درجه حرارت آب تغذیهٔ ورودی به بویلر: ۲۳۰ درجهٔ سانتیگراد

در مجموع ۶ گرمکن آب تغذیه قبل از بویلر جهت پیش گرمایش آب خروجی کندانسور در نظر گرفته شده است (از گرمایش ناچیز آب داخل گلند کندانسور و مبدل حرارتی ایرایجکتور می‌توان صرفنظر کرد) ماکزیمم تلفات آب سیکل نیروگاه ۲/۷ کیلوگرم در ساعت است که به علت کوچک بودن قابل صرفنظر است.

در آنالیز سیکل و محاسبات اکسرژی شرایط محیطی عباتست از:

دما برابر ۲۹۸ درجه کلوین و فشار برابر ۰/۱۰۱۳۲۵ مگاپاسکال و آنتروپی برابر ۰/۳۶۶۴ کیلوژول بر کیلوگرم درجه کلوین و آنتالپی برابر ۱۰۴/۸ کیلوژول بر کیلوگرم و رطوبت نسبی برابر ۴۰٪ می‌باشند.

بازده انرژی و اکسرژی نیروگاه:

نمودار بازده نیروگاه حرارتی در بارهای مختلف را می‌توان با اعمال بالانس انرژی و بالانس اکسرژی بر سیکل نیروگاه و محاسبهٔ بازده انرژی (راندمان قانون اول) و بازده اکسرژی (راندمان قانون دوم) رسم نمود (معادلات ۱۴،۱۳،۱۲،۱) .

برای سیکل نیروگاه بخار معادلات ۱۳ و ۱۴ را می‌توان به صورت زیر بیان نمود [۳] :

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_f \times LHV} \qquad (۱۵)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}W}{\dot{m}_f e_{ch,f}} \qquad (۱۶)$$

که در معادله (۱۵) LHV ، ارزش حرارتی پایین سوخت و در معادله (۱۶) $e_{ch,f}$، اکسرژی شیمیایی ویژهٔ سوخت می‌باشد.

در جدول (۱) نتایج محاسبات راندمان در بارهای مختلف تولیدی بیان شده است و در شکل‌های (۱) و (۲) نمودارهای مربوط به راندمان قانون اول و دوم رسم گردیده است.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-24]

آنالیز اجزای سیکل :

با استفاده از بالانس انرژی که لازمهٔ بالانس اکسرژی می‌باشد و با بکارگیری روابط ۵ و۱۱و۱۴ نتایج نابودی اکسرژی و بازده اکسرژی اجزای سیکل نیروگاه در جدول (۲) بیان شده است. در شکل(۳) راندمان قانون دوم اجزای سیکل و در شکل(۴) بازگشت ناپذیری اجزای سیکل با یکدیگر مقایسه شده است.

با توجه به جدول (۲) ملاحظه می‌گردد که پایین‌ترین بازده قانون دوم مربوط به کندانسور با مقدار ۱۲/۸٪ می‌باشد. مقدار تلفات اکسرژی در کندانسور که برابر ۱۴۲۰۰ کیلووات می‌باشد عمدتاً به دلیل انتقال حرارت نامناسب و تفاوت بسیار زیاد دمای بین منابع داخل مبدل‌های حرارتی کندانسور می‌باشد که فرسودگی تجهیزات و لوله‌های مبدل حرارتی با توجه به تأثیر مستقیم روی ضرایب انتقال حرارت جابجایی و هدایتی مزید بر علت می‌باشد اما به طور کلی با توجه به عینیت و قطعیت عامل انتقال حرارت که از جمله عوامل مؤثر بر بازگشت ناپذیری می‌باشد، تلفات اکسرژی در کندانسور تا حدود زیادی غیر قابل اجتناب است. بیشترین بازده قانون دوم نیز مربوط به توربین با مقدار ۹۰٪ می‌باشد که در مجموع ۲۳۵۶۹ کیلووات تلفات اکسرژی در مراحل فشار بالا- فشار پایین- فشار متوسط رخ می‌دهد از جمله عوامل مؤثر بر این میزان تلفات اکسرژی را می‌توان، کاملاً آدیاباتیک نبودن توربین، انتقال ناکامل ممنتوم سیال عامل سیکل (بخار سوپرهیت) به پره‌های توربین و فرار بخار سوپرهیت با فشار بالا از مسیرهای عایق‌بندی توربین، لقی بین پره‌ها و پوسته نام برد که به طور کلی این بازگشت ناپذیری‌ها نیز تا حدود بسیار زیادی غیر قابل اجتناب می‌باشند. بیشترین میزان تلفات اکسرژی در نیروگاه نیز مربوط به بویلر به میزان ۱۴۴۰۸۴ کیلووات می‌باشد که در حدود ۷۳٪ نرخ بازگشت ناپذیری کل نیروگاه است و سپس توربین که در حدود ۱۴/۵٪ و بعد از آن کندانسور با بازگشت ناپذیری حدود ۸/۵ ٪ می باشد. بنابراین بازگشت ناپذیری کندانسور در اینجا چیزی حدود یک هشتم بازگشت ناپذیری بویلر می باشد.

بررسی ماهیت و علت این میزان از بازگشت ناپذیری در بویلر با توجه به وقوع دو فرآیند مهم احتراق و انتقال حرارت داخل بویلر که از جمله عوامل مؤثر در بازگشت ناپذیری فرآیندها می‌باشند، قابل بررسی می‌باشد.

با توجه به تحلیلهای انجام گرفته روی عوامل اصلی بازگشت ناپذیری می‌توان نشان داد که در بازده اکسرژی، فرآیند انتقال حرارت نامطلوبتر از احتراق می‌باشد، و باعث تلفات اکسرژی بیشتری می‌گردد[۲و۱] که این نتیجه در مورد تمام بویلرهای نیروگاهی صادق است. لذا پیشنهاد می‌شود تا برای بهینه سازی بویلر، بهینه‌سازی انتقال حرارت در لوله‌های او اپراتور- اکونومایزر و سوپرهیتر و نیز لوله‌های دیواره کوره مورد توجه قرار گیرد. از جمله روشهای بهینه‌سازی در انتقال حرارت نیز روش Pinch می‌باشد که به کمک آنالیز اکسرژی می‌آید تا آرایش لوله‌ها و شکل هندسی آنها را برای کاهش بازگشت ناپذیری در انتقال حرارت مشخص کند. بررسی روش Pinch نیازمند زمینه‌هایی می‌باشد که موضوع این مقاله نمی‌باشد.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-24]

منابع

[1] A . Bejan "Advanced Engineering Thermodynamics" Wiley, New work , 1988.

[2] D. E. Winter bone "Advanced Thermodynamics For Engineers" 1997.

[3] Kam W. L. I "Applied Thermodynamics" 1999.

[4] T. J. Kotas "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis" Krieger Publishing company , 1995.

[5] Jan Zsargut,David R. Morris,Frank r. Ssteward, "Exergy Analysis of thermal,Chemical and Metallurgical process", Hemisphere Publishing Crop.,1988.

[6] M. M. El-wakil "Power Plant Technology" Mc-Grow Hill, 1998.

[7] SciubbaE.Beyond "Thermodynamics The concept of Extended Exergy Accounting and its application to the analysis and design of thermal systems". Exergy Int J 2001;1(2):68–84.

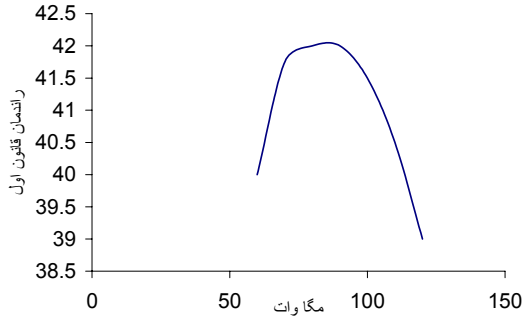
[8] Dincer I, Rosen MA. "Exergy as a driver for achieving sustainability". International Journal of Green Energy 2004;1(1):1–19.

[9] Yumrutas R, Kunduz M, Kanoglu M. "Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems". Exergy, An International Journal 2002;2(4):266–72.

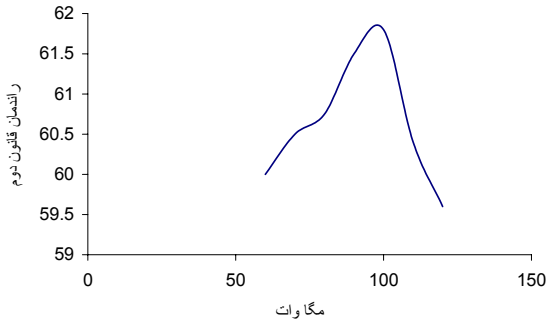
[10] Hasan AA, Goswami DY, Vijayaraghavan S. First and second law analysis of a new power and refrigeration thermodynamic cycle using a solar heat source. Sol Energy 2002;73(5):385–93.

[11] Yumrutas R, Kunduz M, Kanoglu M. "Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems". Exergy, An International Journal 2002;2(4):266–72.

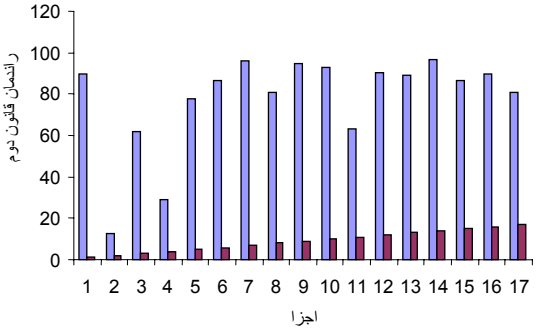
[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-24]



شکل (۱): راندمان قانون اول در بارهای مختلف

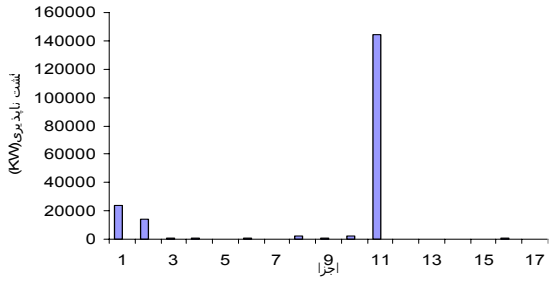


شکل (۲): راندمان قانون دوم در بارهای مختلف



شکل(۳): نمودار مقایسه راندمان قانون دوم اجزای سیکل

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-24]



شکل (٤): نمودار مقایسه بازگشت ناپذیری اجزای سیکل

جدول(۱): مقادیر راندمانهای قانون اول و دوم متناظر با بارهای مختلف تولیدی

MW	η_I %	η_{II} %
٦٠	٤٠	٦٠
٧٠	٤١/٧٥	٦٠/٥
٨٠	٤٢	٦٠/٧٥
٩٠	٤٢	٦١/٥
١٠٠	٤١/٥	٦١/٨
١١٠	٤٠/٥	٦٠/٤
١٢٠	٣٩	٥٩/٦

جدول(۲): نتایج محاسبات اکسرژی نیروگاه شهید بهشتی لوشان

ردیف	نام جزء	$E_{in}(kw)$	$E_{out}(kw)$	$\dot{W}_{lost}(kw)$	$\dot{W}(kw)$	η_2%
۱	*توربین*	۲۳۵۳۴۲	۴۱۹۰۶	۲۳۵۶۹	۱۲۰۰۰۰	۹۰
۲	کندانسور	۱۶۲۹۶	۷۱۹	۱۴۲۰۱		۱۲/۸
۳	گلند	۱۸۰۹	۱۱۱۶	۶۹۴		۶۲
۴	کندانسور کویر	۱۲۶۷	۳۴۷	۸۹۳		۲۹
۵	گرمکن ۱	۹۶۵	۷۵۵	۲۱۱		۷۸
۶	گرمکن۲	۴۰۱۰	۳۴۷۳	۵۳۷		۸۶۰۶
۷	گرمکن۳	۶۰۴۵	۵۸۱۸	۲۲۷		۹۶
۸	گرمکن ۴	۱۰۰۹۶	۱۰۰۶۸	۱۹۴۹		۸۰/۶
۹	گرمکن۵	۱۸۲۳۳	۱۸۶۲۷	۹۵۲		۹۴/۸
۱۰	گرمکن۶	۲۹۰۶۳	۲۸۹۶۱	۲۰۴۴		۹۲/۹
۱۱	بویلر	۳۸۹۳۰۳	۲۴۵۲۶۱	۱۴۴۰۲۴		۶۳
۱۲	شیر۱	۱۵۱	۱۳۶	۱۴		۹۰/۳
۱۳	شیر۲	۲۷۶	۲۴۵	۳۱		۸۸/۸
۱۴	شیر ۳	۱۶۶۲	۱۶۰۶	۵۵		۹۶/۹
۱۵	شیر۴	۲۴۳۸	۲۱۰۷	۳۳۰		۸۶/۴
۱۶	بویلر فیدپمپ	۱۰۰۶۸	۱۰۲۳۹	۱۰۹۸	۱۲۶۴	۹۰
۱۷	کندانسیت پمپ	۷۱۹	۶۲۰	۱۴۵	۴۷	۸۱

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-24]