نشریه علمی-تخصصی تبدیل انرژی (JEED)
دوره ۱۰، شماره ۲، تابستان ۱۴۰۲، ص: ۶۵- ۹۶

J. Energy Conversion
Volume: 10, Issue: 2, 2023: 65-96

DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3

آنالیز اگزرژی، اگزرژی- اقتصادی و اگزرژی- زیست محیطی نیروگاه سیکل ترکیبی با آب شیرین‌کن

مجید مهران[۱]، فریور فا ضلپور*و[۲] و علیر ضا سرایی[۳]

۱-دانشجوی دکترا تخصصی، گروه مهندسی سیستم انرژی، واحد تهران جنوب،دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران.
۲*- دانشیار، گروه مهندسی سیستم انرژی، واحد تهران جنوب،دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران.
۳- استادیار، گروه مهندسی سیستم انرژی، واحد تهران جنوب،دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران.

دریافت: ۱۴۰۰/۰۳/۰۵، بازنگری: ۱۴۰۰/۰۵/۳۱، پذیرش: ۱۴۰۰/۰۶/۰۱

چکیده

افزایش جمعیت در جهان و تغییر سبک زندگی در جوامع بشری، منجر به بالا رفتن نیاز به آب شیرین مصرفی وانرژی شده است که استفاده از تأسیسات صنعتی آب‌شیرین‌کن، یکی از روش های حل این چالش می باشد. نوآوری در این پژوهش،امکانسنجی تلفیق نیروگاه سیکل ترکیبی فعلی نکا با تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED-RO از طریق تحلیل‌های جامع عادی و پیشرفته اگزرژی، اگزرژی-اقتصادی و اگزرژی-زیست‌محیطی است. در ابتدا، مدلسازی ترمودینامیک CCPP با استفاده از شیوه برنامه‌نویسی ریاضیاتی انجام می‌شود. سپس، برای تلفیق CCPP موجود با تأسیسات MED و آب‌شیرین‌کن RO، مدلی ریاضیاتی ارائه می‌شود. در انتها، تحلیل‌های عادی و پیشرفته فوق‌الذکر به منظور ارزیابی پارامترهای عملکردی اصلی سیستم یکپارچه CCPP و آب‌شیرین‌کن MED-RO، و شناسایی پیشرفت‌های بالقوه فنی، اقتصادی و زیست‌محیطی صورت می‌گیرد. نتایج نشان از افزایش ۳,۷۹٪ مصرف سوخت پس از تلفیق CCPP و تأسیسات آب‌شیرین‌کن دارند. بازدهی اگزرژی سیستم پیشرفته ۴۲,۷ درصد و بالاترین هزینه تخریب اگزرژی محفظه احتراق ۱,۰۹ دلار در هر ثانیه است. تحلیل‌های اقتصادی و زیست‌محیطی سیستم یکپارچه همچنین نشان می‌دهد که توربین‌های گازی بالاترین هزینه سرمایه‌گذاری (۰,۰۴۷ دلار در هر ثانیه) را دارند. در عین حال، سیستم MED بیشترین نرخ پیامد زیست‌محیطی، یعنی ۰,۰۲۵ نقطه در ثانیه، را داراست.

* عهده‌دار مکاتبات :

کلمات کلیدی: مدلسازی ریاضیاتی و شبیه‌سازی؛ آب‌شیرین‌کن؛ آب و تولید برق، نیروگاه سیکل ترکیبی (CCPP)؛ تقطیر با تأثیر چندگانه (MED)؛ اسمز معکوس (RO)؛ تحلیل اگزرژی پیشرفته؛ تحلیل اگررژی-اقتصادی؛ تحلیل اگزرژی-زیست‌محیطی..

۱- مقدمه

نیاز مبرم جوامع بشری به انرژی، توأم با محدودیت منابع انرژی و قیمت‌های افزاینده‌اش، بسیاری از کارشناسان و دانشمندان را به این سمت سوق داده است که راهی برای بهینه‌سازی مصرف انرژی پیدا کنند. به همین جهت، امروزه طراحی نیروگاهی با بیشترین بازدهی به لحاظ مصرف انرژی به چالشی مهم مبدل شده است. گذشته از این، تأمین مطمئن آب شیرین، به‌خصوص در کشورهای دچار کمبود آب، مسئله‌ای جدید نیز محسوب می‌شود. بدین ترتیب، پیاده‌سازی نیروگاه‌های جدید چندمنظوره، و تقویت نیروگاه‌های تک‌منظوره جدید برای تولید برق و آب، در بین پژوهش‌های چند سال اخیر با اقبال بیشتری روبرو بوده است. یک راه تبدیل نیروگاه‌های تک‌منظوره فعلی به نیروگاه‌های چندمنظوره، بازیابی و مصرف مجدد حرارت اتلافی است این حرارت

نحوه استناد به این مقاله: مجید مهران، فریور فا ضلپور و علیر ضا سرایی. آنالیز اگزرژی، اگزرژی- اقتصادی و اگزرژی- زیست محیطی نیروگاه سیکل ترکیبی با آب شیرین‌کن. مهندسی مکانیک تبدیل انرژی. ۱۴۰۲; ۱۰ (۲) :۶۵-۹۶.
DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

اتلافی را می‌توان برای گرمایش و سرمایش داخلی، و در قالب بخار برای تولید آب شیرین در تأسیسات صنعتی آب‌شیرین‌کن به کار گرفت. طراحی نیروگاه‌های یکپارچه با سیستم‌های آب‌شیرین‌کن بسیار پیچیده است که معمولاً نیازمند بهینه‌سازی همزمان خصوصیات متعدد ترمودینامیکی، اقتصادی و زیست‌محیطی است. در این درباره، نجفی و همکاران [۱] پژوهش جامعی درباره هزینه‌های ترمودینامیکی، اقتصادی و زیست‌محیطی کوپل سیستم ترکیبی توربین گازی و سلول سوخت با تأسیسات آب‌شیرین‌کن ارائه کرده‌اند. این محققین دو تابع هدف متفاوت را برای بهینه‌سازی سیستم یکپارچه در نظر گرفتند. بنابراین، بازدهی اگزرژی و نرخ کلی هزینه‌ها از طریق روشی مبتنی بر الگوریتم ژنتیک بهینه می‌شود که ضمن افزایش بازدهی اگزرژی، هزینه کلی را می‌کاهد. این محققین همچنین نرخ بازگشت سرمایه را بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که می‌توان هزینه سرمایه‌گذاری را پس از ۹ سال کاملاً بازپرداخت کرد. وزینی و همکاران [۲] مطالعه‌ای درباره کوپلینگ بهینه شبکه بخار تأسیسات سایت با تأسیسات آب‌شیرین‌کن از طریق آنالیز کلی سایت و بهینه‌سازی اگزرژی-اقتصادی انجام دادند. آن‌ها نشان دادند شبکه بخاری که در فرایندهای مختلفی در سایت بکار می‌رود، علاوه بر تأمین بخار مورد نیاز برای هر جزء، می‌تواند بخار موردنیاز برای تأسیسات آب‌شیرین‌کن را نیز تأمین کند. آن‌ها کوپلینگ احتمالی تأسیسات نیروگاه با تأسیسات تقطیر با تأثیر چندگانه (MED) و تأسیسات آب‌شیرین‌کن به روش اسمز معکوس (RO) را با ارزیابی مصرف سوخت، انرژی و گرمای خروجی بررسی کردند. الظهرانی و همکاران [۳] سیستمی ترکیبی متشکل از توربین گازی، تأسیسات آب‌شیرین‌کن غشایی و حرارتی را به‌صورت تئوریک مطالعه کردند. این محققین یک روش مدل‌سازی برای سیستم MED-RO کوپل شده با سیکل توربین گازی با در نظر گرفتن بازدهی انرژی و اگزرژی برای تجهیزات مختلف درون سیستم یکپارچه پیشنهاد کردند. در این پژوهش، همچنین آثار پارامترهای اصلی توربین گازی، نظیر دمای ورودی و نرخ فشار بر تولید آب شیرین بررسی شد. علاوه بر این، سطح تخریب اگزرژی را برای اجزای مختلف سیستم سنجیدند. صدری و همکاران [۴] یک مدل ترمودینامیکی برای پیش‌بینی عملکرد تأسیسات آب‌شیرین‌کن بخار با تأثیر چندگانه ارائه کردند. آن‌ها آنالیز جامع بازدهی اگزرژی تأسیسات آب‌شیرین‌کن به روش RO را انجام دادند. علاوه بر این، مدلی برای بهینه‌سازی برگشت‌ناپذیری و تخریب اگزرژی سیستم با استفاده از الگوریتم‌های ژنتیک ارائه کردند.

بلانکو-ماریگورتا و همکاران [۵] آنالیز اگزرژی-زیست‌محیطی را برای دستگاه نمایش غشایی در جزایر قناری ارائه کردند. آن‌ها برای سنجش پارامترهای زیست‌محیطی اصلی، آنالیز اگزرژی و آنالیز چرخهٔ عمر را انجام دادند. این محققین به این نتیجه رسیدند که بیشترین تخریب اگزرژی در دستگاه اسمز معکوس و پمپ‌های پرفشار اتفاق می افتد. علاوه بر این، می‌توان با کاهش میزان تخریب اگزرژی این اجزاء، پیامدهای زیست‌محیطی آن را تقلیل داد. کالیس و همکاران [۶] سیستم مولد چندگانه‌ای برپایه انرژی‌های تجدیدپذیر متشکل از فیلد خورشیدی، چیلر جذبی، هیترهای بایومس و تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED را بررسی کردند. آن‌ها آنالیز اگزرژی و آنالیز اگررژی-اقتصادی را برای شناسایی دستگاه‌هایی که بیشترین تأثیر را روی بازدهی اگزرژی دارند، انجام دادند.

مختاری و همکاران [۷] درباره تلفیق همزمان توربین گازی با دستگاه‌های آب‌شیرین‌کن MED و RO در شهر بشاگرد تحقیق کردند. این محققین به این نتیجه رسیدن که این سیستم تلفیقی می‌تواند نیازهای برق و آب شیرین این منطقه را تأمین کند. المطیری و همکاران [۸] روش جامعی برای سیستم هم‌زایی براساس آنالیزهای انرژی و اگزرژی داده‌های واقعی پیشنهاد کردند. آن‌ها برای ترکیب تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED با کمپرسور حرارتی از نرم‌افزار IPSEPRO استفاده کردند. این محققین عملکرد این سیستم را تحت شرایط متفاوت ترمودینامیکی و زیست‌محیطی ارزیابی کردند. آن‌ها دریافتند که بالاترین نرخ برگشت‌ناپذیری با اثرات کمپرسور حرارتی و تأسیسات آب‌شیرین‌کن ارتباط دارد. علاوه بر این، به این نتیجه رسیدند که می‌توان با تغییر برخی شرایط فرایند، از جمله دمای محیط، افزایش نرخ فشار و افزایش دمای آب ورودی، بازدهی سیستم را بالا برد. شهزاد و همکاران [۹] روش جدیدی برای دسته‌بندی هزینه‌های سوخت سیستم یکپارچه نیروگاه سیکل ترکیبی و تأسیسات آب‌شیرین‌کن ابداع کردند. آن‌ها پارامتر تخریب اگزرژی را فاکتور مهمی برای دسته‌بندی هزینه‌های سوخت برشمردند. نتایج آنها نشان داد که توربین‌های برق عمدتاً از تغییرات انرژی آنتالپی بخار در فشارها و دماهای بالا استفاده می‌کنند، اما تأسیسات

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

آب‌شیرین‌کن (به‌خصوص تأسیسات با تأثیر چندگانه) تنها به حرارت نهفته بخار وابسته‌اند. علاوه بر این، میزان تخریب اگزرژی در دستگاه‌های آب‌شیرین‌کن حدود ۲ تا ۷ درصد تخریب اگزرژی کل است. اولوی و همکاران [۱۰] سیستمی متشکل از سلول سوخت اکسید جامد، توربین گازی و تأسیسات آب‌شیرین‌کن به روش اسمز معکوس را بررسی کردند. آن‌ها این سیستم یکپارچه را از حیث ترمودینامیکی و اقتصادی بررسی نمودند، و سیالات مختلفی را در سیکل ارگانیک رانکین در نظر گرفتند. نتایج بررسی آنها نشان داد که توان خروجی نیروگاه سیکل ترکیبی، بسته به سیال ارگانیک انتخابی بین ۱,۲ تا ۲,۴ مگاوات تغییر می‌کند. نتایج آنها همچنین نشان داد که می‌توان بین ۸ تا ۲۱ میلیون دلار در سال در هزینه‌های آب و گاز صرفه‌جویی کرد. ان‌جی و همکاران [۱۱] یک روش بهینه‌سازی برای بهبود بازدهی اگزرژی تأسیسات آب‌شیرین‌کن بزرگ پیشنهاد کردند. آرانی و همکاران [۱۲] با توجه به آنالیزی اقتصادی به این نتیجه رسیدند که سهولت دسترسی یکی از مهمترین عوامل در افزایش هزینه تأسیسات در طی گذشت زمان است. این محققین با ارزیابی رابطه بین هزینه تأسیسات و سهولت دسترسی آن، مدل تازه‌ای برای آنالیز اقتصادی ارائه کردند. این محققین تلفیق سیکل ترکیبی توربین‌های گازی و تأسیسات آب‌شیرین‌کن را در آنالیزشان بررسی کردند. افزون بر این، پارامترهای اقتصادی مختلفی از جمله ارزش خالص فعلی و مدت بازپرداخت در دو تأسیسات دارای دسترسی ثابت و متغیر با زمان بررسی شد. این محققین اشاره داشتند که دسترسی‌پذیری فاکتوری مهم در سیستم‌های با تخریب جدی و پیاده‌سازی طولانی است. سلیمی و عمیدپور [۱۳] تحقیقی درباره تلفیق تأسیسات مختلف آب‌شیرین‌کن و تأسیسات هم‌زایی انجام دادند. آن‌ها از دیاگرام R-CURVE برای آنالیز تلفیق تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED و RO با سیستم‌های هم‌زایش برای کاهش هزینه کلی سیستم بهره گرفتند. این محققین دریافتند که این دیاگرام می‌تواند ابزاری سودمند و قدرتمند برای بررسی آثار یکپارچه‌سازی تأسیسات بر عملکرد کل سیستم باشد.

عامری و همکاران [۱۴] آنالیز اگزرژی نیروگاه سیکل ترکیبی ۴۲۰ مگاواتی نکا را بررسی کردند. آن‌ها بازدهی حرارتی و اگزرژی این نیروگاه را نیز ارزیابی کردند. وزینی و خوش‌گفتار منش [۱۵] در پژوهشی به بهینه‌سازی تأسیسات آب‌شیرین‌کن آب تلفیق‌شده با نیروگاه تولید برق و آب قشم پرداختند. این محققین براساس الگوریتم‌های ژنتیک به مدلی چندمنظوره رسیدند. در این مدل، توابع هدف برای حداکثرسازی بازدهی اگزرژی انتخاب شدند، اما پارامترهای عملکرد اقتصادی و زیست‌محیطی در روش بهینه‌سازی چندمنظوره آنها حداقل‌سازی شدند. آن‌ها در برنامه متلب، مدل‌سازی و شبیه‌سازی ترمودینامیکی را انجام دادند و نتایج را با استفاده از نرم‌افزار ترموفلکس و نتایج واقعی سایت قشم اعتبارسنجی کردند. نتایج آنها افزایش تقریبی ۲۴ درصدی بازدهی اگزرژی و کاهش محسوس هزینه‌ها و پیامدهای زیاد سیستم را نشان می‌دهد. مقیمی و همکاران [۱۶] درباره سیستم یکپارچه‌ای برای سرمایش، گرمایش، تولید برق و آب شیرین برای مصرف خانگی تحقیق کردند. آن‌ها این سیستم را براساس اگزرژی و انرژی مصرفی در شرایط مختلف عملیاتی ارزیابی کردند. نتایجشان نشان داد که سیستم پیشنهادی می‌تواند حدود ۸۶ کیلوگرم آب شیرین را در هر ثانیه تأمین کند. همچنین، این سیستم قادر است ۳۰ مگاووات برق، ۲ مگاووات برق برای سیستم سرمایشی و ۱,۱ مگاوات برق برای سیستم گرمایشی تولید کند. تخریب اگزرژی این سیستم حدود ۵۶ مگاوات بود، اما بازدهی انرژی و اگزرژی آن به‌ترتیب معادل ۳۶ و ۳۹ درصد بود.

در این پژوهش، تلفیق سیستم CCPP با تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED و RO براساس آنالیزهای عادی و پیشرفته اگزرژی، اگزرژی-اقتصادی و اگزرژی-زیست‌محیطی بررسی شد. مدلسازی ترمودینامیکی برای این سیستم یکپارچه در برنامه «متلب» انجام و نتایج آن از طریق نرم افزار «ترموفلکس» اعتبارسنجی شد. در انتها، آنالیزهای عادی و پیشرفته فوق‌الذکر به منظور ارزیابی پارامترهای عملکردی اصلی سیستم، و شناسایی پیشرفت‌های بالقوه فنی، اقتصادی و زیست‌محیطی انجام شدند.

بدین ترتیب، نرخ تخریب اگزرژی تأسیسات با آنالیز عادی اگزرژی محاسبه شد. بدین طریق، شناسایی اجزایی که پتانسیل بیشتری برای پیشرفت داشتند براساس نرخ تخریب اگزرژی‌شان ممکن شد. ازسوی دیگر، انجام آنالیز اگزرژی پیشرفته دید جامع‌تری حاصل می‌کند. در آنالیز پیشرفته، نرخ تخریب اگزرژی به دو بخش تقسیم می‌شود: (۱) تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر یا اجتناب‌ناپذیر؛ (۲) تخریب اگزرژی درونی یا برونی [۱۷]. در آنالیز اگزرژی پیشرفته، پتانسیل بهسازی اجزای فرایند براساس سهم تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر و درونی آنها ارزیابی می‌شود. بنابراین، آنالیز اگزرژی پیشرفته می‌تواند پتانسیل بهسازی واحدهای مختلف سیستم را به‌شکلی دقیق‌تر شناسایی کند. مطالعه‌ای موردی در مورد نیروگاه برق شهید سلیمی نکا واقع در شمال ایران

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

در راستای دریای خزر انجام شده است. براساس اطلاعات موجود، این اولیه مطالعه‌ای است که آنالیز اگزرژی پیشرفته را برای بررسی تلفیق سیستم آب‌شیرین‌کن MED-RO با نیروگاه سیکل ترکیبی نکا انجام می‌دهد. بدین ترتیب، از خصوصیات مبتکرانه این پژوهش می‌توان به ارزیابی اثرات تلفیق تأسیسات آب‌شیرین‌کن و نیروگاه، شناسایی پتانسیل‌های بهسازی سیستم با انجام آنالیزهای عادی و پیشرفته اگزرژی، اگزرژی-اقتصادی و اگزرژی-زیست‌محیطی اشاره کرد.

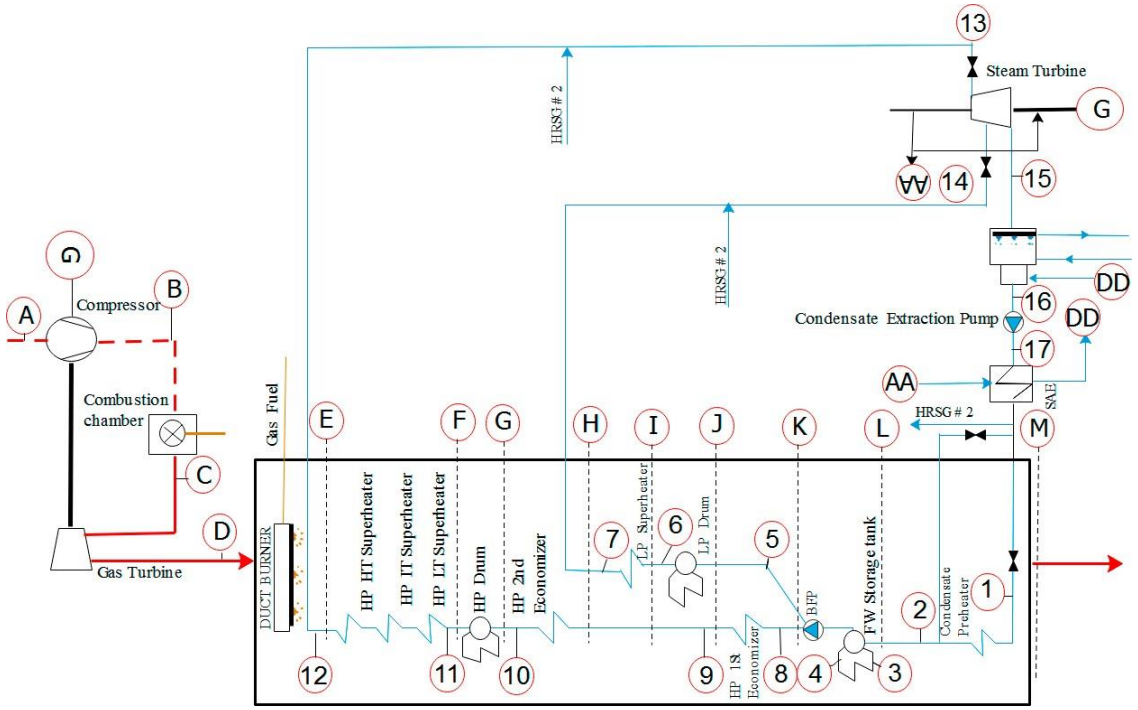
۲) توضیحات فرایند

نیروگاه سیکل ترکیبی (CCPP) از ترکیب سیکل توربین بخار و توربین گازی تشکیل می‌شود. در فرایند سیکل ترکیبی، ژنراتورهای توربین گازی برق تولید می‌کنند، اما حرارت اتلافی حاصل از فرآورده‌های احتراق توربین گازی (GT) برای تولید بخار مورد نیاز جهت راه‌اندازی توربین بخار (ST) مصرف می‌شود. فرایند نهایی به برق بیشتری نیاز دارد. آرایش نیروگاه سیکل ترکیبی ممکن است بسته به نوع توربین‌ها، بویلرهای ویژه بازیابی حرارت و دستگاه‌های بازیابی مورد استفاده تغییر کند. بازدهی نیروگاه را می‌توان با ترکیب سیکل توربین گازی و توربین بخار بالا برد. بازدهی الکتریکی نیروگاهی ساده بدون بازیابی حرارت اتلافی معمولاً بین ۲۵-۴۰ درصد است، اما بازدهی CCPP حدود ۶۰ درصد است. نیروگاه برق شهید سلیمی نکا (که ازین پس نیروگاه برق نکا نامیده می‌شود) یک نیروگاه سیکل ترکیبی در مجاورت شهر نکا و دریای خزر در شمال ایران است. نیروگاه نکا از دو توربین گازی، دو کمپرسور هوا ((AC، دو مولد بخار با قابلیت بازیابی گرما (HRSGs)، یک محفظه احتراق (CC) و یک چگالنده صفحه‌ای مجهز به سیستم سرمایشی بر پایهٔ آب شور تشکیل می‌شود. توربین‌های گازی مورد استفاده در این سیکل از نوع V94.2 هستند و ظرفیت تولیدشان ۱۳۲,۱۵ مگاوات است. چون توربین‌های گازی در سال ۱۹۸۲ نصب شدند، پارامترهای عملیاتی‌شان با توربین گازی جدید متفاوت است. گازهای خروجی از توربین‌های گازی در دمای محیط وارد بویلری با فشار دوبل می‌شوند و به‌ترتیب بخاری با دماهای ۵۲۰ و ۲۳۰ درجه سانتیگراد در مقاطع پرفشار و کم‌فشار تولید می‌کنند.ظرفیت تولید توربین بخار در این تأسیسات حدود ۱۶۰,۸ مگاووات است، و ظرفیت کل نیروگاه سیکل ترکیبی ۴۲۰ مگاوات است [۱۴]. دیاگرام شماتیک نیروگاه برق نکا در شکل ۱ نشان داده شده است.

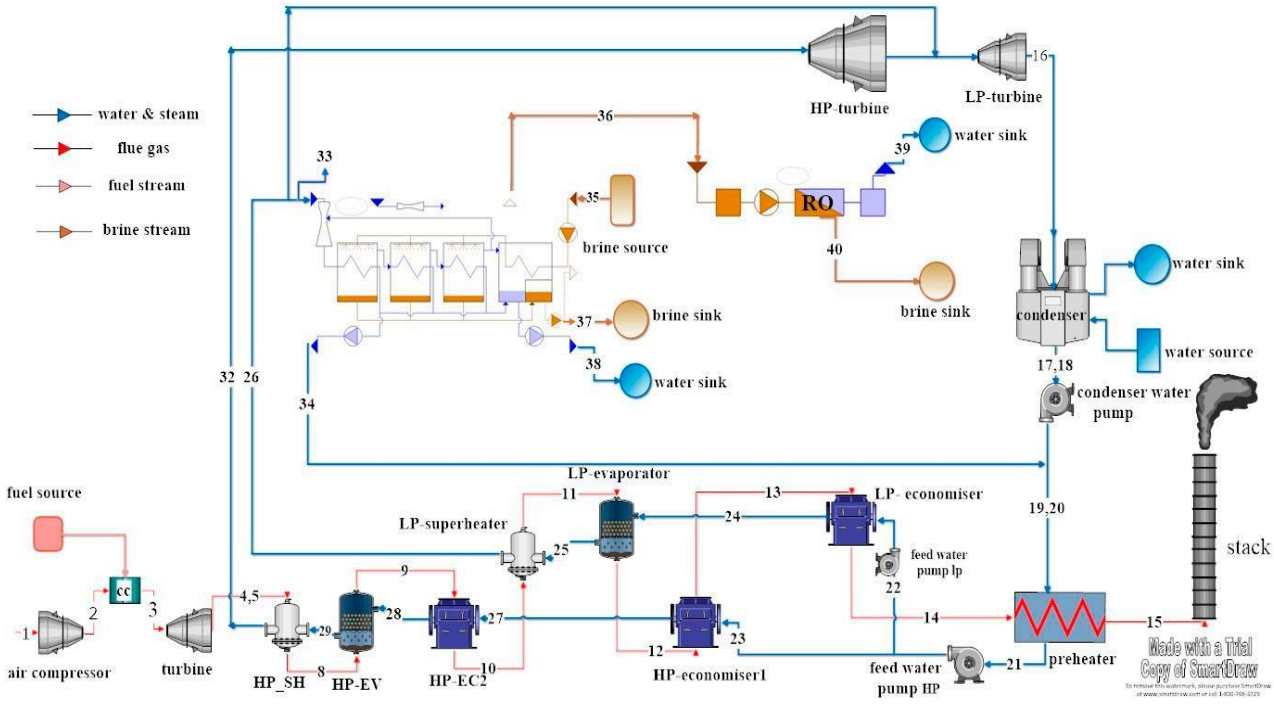
این پژوهش، قابلیت کوپل ترمودینامیکی تأسیسات تقطیر با اثر چندگانه (MED) و تأسیسات آب‌شیرین‌کن به روش اسمز معکوس (RO) با نیروگاه فعلی نکا را بررسی می‌کند. دیاگرام شماتیک نیروگاه برق پیشنهادی و تأسیسات تولید آب شیرین در شکل ۲ نشان داده شده است. طبق این دیاگرام شماتیک، گردش هوا ابتدا با دمای ۲۰ درجه سانتیگراد وارد کمپرسور هوا می‌شود. فرایند فشرده‌سازی فشار جریان هوا را تقریباً ۱۰,۸ برابر افزایش می‌دهد. سپس، هوای کمپرس شده در محفظه احتراق با سوخت ترکیب می‌شود و دمای خروجی‌اش به حدود ۹۷۰ درجه می‌رسد. در مرحله بعد، جریان خروجی داغ و فشرده‌ای با انرژی قابل توجه وارد مقطع توربین گازی می‌شود. توربین گازی بخشی از این انرژی را صرف جابجایی کمپرسور می‌کند، و مابقی را به عنوان توان خالص خود مصرف می‌کند. فرآورده‌های احتراق حاصل از توربین‌های گازی پتانسیل گرمایی مناسبی دارند.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]



شکل ۱. دیاگرام شماتیک نیروگاه برق شهید سلیمی نکا HRSG، مولد بخار با قابلیت بازیابی گرما، پیشنهاد عامری و همکاران [۱۴] بازچاپ تصویر با اخذ مجوز از عامری، م، احمدی، پ، خان محمدی، س، آنالیز اگزرژی نیروگاه سیکل ترکیبی ۴۲۰ مگاواتی. ۲۰۰۸، ۳۲، ۱۸۳-۱۷۵

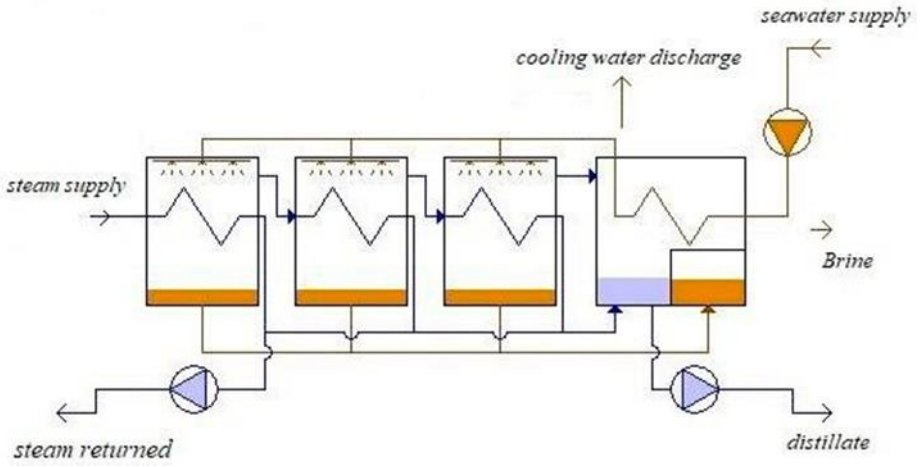


شکل ۲. دیاگرام شماتیک سیستم یکپارچه جدید نیروگاه سیکل ترکیبی (CCPP) با تأسیسات تقطیر با تأثیر چندگانه (MED) و سیستم آب‌شیرین‌کن اسمز معکوس (RO) LP، کم‌فشار؛ HP، پرفشار

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

در سیکل‌های ترکیبی، می‌توان با عبور فرآورده‌های احتراق از اجزای مختلف فرایند برای تولید بخار پرفشار و استفاده از آن برای تولید برق در توربین بخار، از اتلاف حرارت جلوگیری کرد. باید توجه داشت که فرآورده‌های احتراق حاصل از توربین گازی وارد سوپرهیتر پرفشار (HP) می‌شوند. این اولین تجهیزات در تأسیسات HRSG است. با عبور فرآورده‌های احتراق از سوپرهیتر HP، دمای بخار باید به ۵۳۳ درجه سانتیگراد برسد تا شرایط لازم برای استفاده از آنها در توربین بخار فراهم شود.

در مرحله بعدی، فرآورده‌های احتراق وارد اوپراتور کم‌فشار (LP) می‌شوند. اوپراتور LP از حرارت فرآورده‌های احتراق برای تبدیل فاز آبی از حالت مایع به حالت بخار استفاده می‌کند، و آن را برای ورود به سوپرهیتر HP آماده می‌کند. اکونومایزر مبدلی است که حرارت اتلافی را برای افزایش دمای آب ورودی تا دمای اشباع در فشاری یکسان بکار می‌گیرد که سپس اواپراتور می‌تواند بخار موردنیاز را تولید کند. سپس، فرآورده‌های احتراق پیش ازاینکه به دودکش و مقطع روباز برسند، وارد پری‌هیتر آب ورودی (تغذیه) می‌شوند. در مقطع کم‌فشار HRSG، و پس از سوپرهیتر کم‌فشار، جریان بخار کم‌فشاره به دو بخار تقسیم می‌شود. یکی از آنها وارد مقطع کم‌فشار توربین بخار می‌شود که در آنجا با بخار خروجی از HP-ST مخلوط می‌شود. بخار دیگر وارد تأسیسات MED می‌شود که در آنجا بخار مورد نیاز برای نمک‌زدایی و حصول اولین تأثیر این فرایند را تأمین می‌کند. دیاگرام شماتیک تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED در شکل ۳ نشان داده شده است.



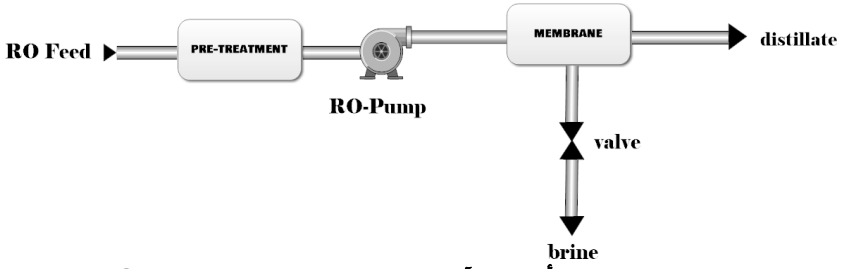
شکل ۳. دیاگرام تأسیسات آب‌شیرین‌کن با تأثیر چندگانه (MED).

در مقطع MED، آب شور ابتدا در دمای معمول ۲۰ درجه وارد کندانسور دستگاه آب‌شیرین‌کن می‌شود. آب شور ورودی به عنوان آب خنک‌کننده کندانسور دستگاه آب‌شیرین‌کن استفاده می‌شود و بخار ورودی را به حالت مایع در می‌آورد. پس از گرمایشی جزئی، آب شور به دو جزء مختلف سیستم هدایت می‌شود. بخشی به عنوان آب ورودی وارد تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED می‌شود، اما بخشی دیگر به عنوان آب خروجی خنک‌کننده از دستگاه کندانسور خارج می‌شود و به دریا باز می‌گردد (مشروط بر براینکه هیچ دستگاه RO در پائین‌دست وجود نداشته باشد). تأسیسات MED به وسیله بخار حاصل از مقطع کم‌فشار تأسیسات HRSG در نیروگاه سیکل ترکیبی به حرکت در می‌آید. آب ورودی از بالا بر روی لوله‌های حاوی بخار داغ پاشیده می‌شود و بخشی از آن در طی فرایند به دلیل فشار پائین فرآورده‌های تقطیر و دمای بالا تبخیر می‌شود. مابقی آب ورودی به صورت آب شور جابجا می‌شود که هر چه به خروجی تأسیسات آب‌شیرین‌کن نزدیک‌تر می‌شود، شوری آن بیشتر می‌شود. بخاری که از تبخیر آب شور حاصل می‌شود به صورت فرآورده ضلع محرک سیستم وارد تأسیسات می‌شود. پس از حصول اولین اثر تأسیسات MED، بخار ورودی به جهت اتلاف حرارت به حالت مایع در می‌آید و از تأسیسات آب‌شیرین‌کن خارج می‌شود. این جریان، که «بازگشت بخار» نامیده می‌شود، با جریان خروجی کندانسور CCPP ترکیب می‌شود تا به عنوان آب ورودی تأسیسات HRSG مصرف گردد. عصاره حاصل به صورت بخار آب شیرین از کندانسور آب‌شیرین‌کن استخراج می‌شود. در

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

تأسیسات MED، آب خنک‌کننده خروجی از کندانسور نسبت به آب دریا دمای بالاتری دارد. اما، شوری آن با آب دریا یکسان است. برای تولید آب شیرین بیشتر، می‌توان از بخار آب خنک‌کننده خروجی به عنوان آب شیرین برای تأسیسات آب‌شیرین‌کن RO استفاده کرد. دیاگرام شماتیک تأسیسات آب‌شیرین‌کن RO مورد نظر در این پژوهش در شکل ۴ نشان داده شده است.



شکل ۴. دیاگرام شماتیک تأسیسات آب‌شیرین‌کن به روش اسمز معکوس (RO)

مطابق شکل ۴، آب خنک‌کننده خروجی از سیستم MED، یا آب ورودی RO، برای جداسازی ذرات درشت و معلق وارد واحد پیش‌تصفیه می‌شود. سپس، این جریان تحت تأثیر فشار مکانیکی به داخل غشای RO پمپاژ می‌شود. غشاء نمک را از آب ورودی جدا می‌کند و آب شیرین را تولید می‌کند. قابل ذکر است که اساس فرایند نمک‌زدایی به روش اسمز معکوس، رفع اختلاف فشار اسمزی بین آب شیرین و آب دریا است.

جدول ۱. داده‌های ورودی تخصصی سیکل توربین گازی [۱۸]

پارامتر ورودی	نماد	مقدار (واحد)
دمای محیط	۰T	۲۰ (C°)
دمای ورودی توربین	TIN_TURB	۹۷۱ (C°)
نسبت فشردگی AC	rp,AC	۱۰
بازدهی ایزنتروپیک AC	ηAC	۰
		$W_{Net,GC}$ ۰,۸۶
بازدهی ایزنتروپیک GT	ηGT .	۰,۹۰
توان خالص خروجی		۱۳۲،۱۵۰ (kW)
حداقل مقدار گرمایش	LHV	۴۹،۴۳۴ (kJ/kg)
هزینه سوخت	cf uel	۴,۷ (GJ/$)
هزینه هوا	cair	۰
هزینه آب خنک‌کننده	ccw	۰

AC، کمپرسور هوا؛ GT، توربین گازی

۳) روش پژوهش

۳-۱. مدل‌سازی ترمودینامیک سیستم یکپارچه CCPP و MED-RO

برای مدل‌سازی بهتر سیکل توربین گازی و توربین بخار در نیروگاه سیکل ترکیبی، مقادیر پیشفرض به عنوان داده‌های ورودی در نظر گرفته می‌شوند. این داده‌ها از اطلاعات عملیاتی نیروگاه برق نکا، و شرایط جوی پیرامون محل نیروگاه، بدست آمده‌اند. داده‌های ورودی سیکل‌های گاز و بخار به‌ترتیب در جداول ۱ و ۲ گردآوری شده‌اند.

جدول ۲. داده‌های ورودی تخصصی سیکل توربین بخار

پارامتر ورودی	نماد	مقدار (واحد)
تراز پرفشار	PHP	۹۶۰۰ (kPa)

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

تراز کم‌فشار	PLP	۱۰۰۰ (kPa)
فشار کندانسور	Pcond	۲۱,۳ (kPa)
افزایش دمای آب خنک‌کننده	ΔTcooling	۲۵ (C°)
اختلاف دمای گلوگاه HPEV	ΔTHPEV	۳ (C°)
اختلاف دمای گلوگاه LPEV	ΔTLPEV	۴۱,۸ (C°)
بازدهی ایزنتروپیک ST	ηST	۰,۸۵
بازدهی ایزنتروپیک پمپ	ηpump	۰,۸

HPEV، اواپراتور پرفشار؛ LPEV، اواپراتور کم‌فشار؛ ST، توربین بخار.

سیستم‌های تقطیر با اثر چندگانه از چندین دستگاه تقطیر مشابه تشکیل می‌شوند. بنابراین، دستگاه‌های مشابه متعددی وجود دارند که بارها استفاده می‌شوند. برای مدل‌سازی، هر دستگاه را جداگانه مدل می‌کنند. سپس، مدل کلی سیستم با ارائه معادله‌ای مناسب برای اتصال اجزای مختلف، به لحاظ ترمودینامیکی آنالیز می‌شود. داده‌های ورودی مدل‌سازی ترمودینامیکی تأسیسات MED در جدول ۳ آمده است.

جدول ۳. داده‌های ورودی تخصصی سیستم تقطیر با تأثیر چندگانه با واحد فشرده‌سازی بخار حرارتی (MED)[۱۹]

پارامتر ورودی	نماد	مقدار (واحد)
تعداد تأثیرها سرعت تقطیر	n.	۶
	mD	۲۰ (kg/s)
دمای اشباع بخار شوری آب دریا	TS XSW	۷۰ (C°)
اختلاف دمای پایانی	TTERΔ	۳۵ (g/kg)
		۲ (C°)
نسبت بازیابی	RR	۰,۳
دمای آخرین تأثیر	Te f f _n	۴۸ (C°)
افزایش دمای آب دریا	TSWΔ	۲۴ (C°)
فشار بازگشتی بخار کندانسور MED	PSr PD	۴۹۰ (kPa)
فشار توزیع‌شده تقطیر		۴۵۰ (kPa)

مفروضات زیر برای ساده‌سازی مدلسازی ریاضیاتی در نظر گرفته می‌شوند [۱۹]:

۱-شرایط عملیاتی تأسیسات آب‌شیرین‌کن در وضعیت پایا فرض می‌شوند.

۲-صفحات انتقال حرارت به قدری بزرگ هستند که کل بخار را طبق فشار کارکرد در هر تأثیر به مایع اشباع تبدیل کنند.

۳-آب دریا تراکم‌ناپذیر است، و می‌توان خصوصیات آن را به صورت تابعی از دما و شوری بیان کرد.

۴-اتلافات انرژی در محیط ناچیز است.

۵-دمای خروجی آب شور و آب شیرین حاصل از هر تأثیر سیستم آب‌شیرین‌کن MED معادل دمای اثر مربوطه است.

تعداد معادلاتی که باید همزمان حل شوند بسیار زیاد است. افزون بر این، کاربر تعداد تأثیرها را تعیین می‌کند که اندازه دستگاه معادلات را تغییر می‌دهد. برای سهولت بیشتر، تأسیسات MED از طریق نرم‌افزار EES شبیه‌سازی می‌شود. با این حال، سایر اجزای سیستم یکپارچه CCPP و نمک‌زدایی MED-RO در نرم‌افزار متلب مدل و حل می‌شوند. معادلات حاکم ترمودینامیک در فرایندهای MED و RO به‌ترتیب در جداول A1 و A2 (پیوست A را ببینید) آمده‌اند. خصوصیات ترموفیزیکی جریان آب و بخار با استفاده از IAPWS تعیین شده است [۲۰]. خصوصیات جریانات گازی را می‌توان با استفاده از روابط

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

همبستگی دینسر و همکاران [۲۱] و والرو و همکاران [۲۲] بدست آورد. بعلاوه، بانک داده نرم‌افزار EES خصوصیات ترموفیزیکی جریانات آب شور را دارد.

۲-۳. آنالیز اگزرژی عادی

اگزرژی بخش سودمند انرژی است که می‌تواند کار تولید کند. این پارامتر با کمیت‌یابی کیفیت انرژی مبنای مطالعات بسیاری است. جریان انرژی می‌تواند مقدار انرژی فراوانی داشته باشد، اما کیفیت آن محدود یا صفر است. بطور مثال، کیفیت حرارتی که در دما و فشار محیط تولید می‌شود به این جهت که نمی‌تواند کاری تولید کند صفر است. بنابراین، مفهوم اگزرژی دید ارزشمند و سودمندی به مطالعات ترمودینامیکی می‌دهد. هر جریان یا سیالی مقداری اگزرژی دارد. هر سیالی به جهت مواد اولیه و ماهیتش اگزرژی بالقوه دارد که اگزرژی شیمیایی نامیده می‌شود. در این پژوهش، مقادیر اگزرژی فیزیکی و شیمیایی هر جریانی به‌ترتیب از طریق معادلات (۱) و (۲) برآورد می‌شود.

اگزرژی شیمیایی ویژه متان را می‌توان ازطریق معادله (۳) به صورت زیر محاسبه کرد [۱۸]:

$$ex^{PH} = (\square - \square_0) - T0(s - s_0) \quad (۱)$$

$$\mathrm{ex^{CH}} = \sum \mathrm{x_j e\bar{x}_k^{-CH}} + \bar{R}\mathrm{T_0}\sum \mathrm{x_k \ln(x_k)} \quad (۲)$$

$$\mathrm{ex^{CH}_{methane}} = 1.037 \times \mathrm{LHV_{methane}} \quad (۳)$$

اگزرژی شیمیایی جریانات آب شور برحسب kJ/kmol (مولار) از معادله (۴) بدست می‌آید [۲۳]:

$$\mathrm{e\bar{x}^{CH}_{s\omega}} = \mathrm{n_s}(\bar{\mu}_s - \bar{\mu}_s^0) - \mathrm{n_\omega}(\bar{\mu}_\omega - \bar{\mu}_\omega^0) \quad (۴)$$

در اینجا، n_s و n_w به‌ترتیب تعداد مول های نمک و آب موجود در آب دریا را نشان می‌دهند. بعلاوه، μs پتانسیل شیمیای مولار نمک موجود در آب دریا (kJ/kmol)، و μw مقدار نظیر برای آب موجود در آب دریا است (kJ/kmol). صفر بالانویس بیانگر وضعیت مرده است که $\bar{\mu}^0 = \mathrm{f}(p_0, T_0, \text{salinityo})$ و $\text{salinity}_0 = \text{salinity}_{\text{feed}}$.

اگزرژی شیمیایی جریانات آب دریا را می‌توان با معادله (۵) به صورت زیر (kJ/kg) برآورد کرد [۲۳-۲۴]:

$$\mathrm{e\bar{x}^{CH}_{s\omega}} = \mathrm{mf_s}(\mu_s^* - \mu_s^0) - \mathrm{mf_\omega}(\mu_\omega^* - \mu_\omega^0) \quad (۵)$$

در این رابطه، $m f_s$ و $m f_w$ به‌ترتیب درصد جرمی نمک و آب موجود در آب دریا هستند. علاوه بر این، $\mu^* s$ و $\mu^* w$ پتانسیل نمک و آب موجود در آب دریا برحسب kJ/kg هستند. بالانویس * نشانگر وضعیت مرده مقید است، چنان که $\mu^* = \mathrm{f}(\mathrm{P_0}, \mathrm{T_0}, \text{salinity}_{\text{i-thstream}})$ است.

اگزرژی کلی هر جریان از رابطه زیر بدست می‌آید [۱۸-۲۱]:

$$\mathrm{ex_i ex_i^{CH}} + \mathrm{ex_i^{PH}} \quad (۶)$$

نرخ اگزرژی هر جریان را می‌توان از معادله (۷) بدست آورد [۱۸-۲۱].

$$\dot{\mathrm{E}}\mathrm{x_i} = \dot{\mathrm{m}}_\mathrm{i}.\mathrm{ex_i} \quad (۷)$$

یکی از مفاهیم مهم آنالیز اگزرژی، پارامتر تخریب اگزرژی است که نرخ برگشت‌پذیری سیستم تعریف می‌شود. در سیستم‌های ایده‌ال و برگشت‌پذیر، جریانات اگزرژی ورودی و خروجی سیستم یکسان‌اند. اما، در سیستم‌های واقعی که آثار برگشت‌ناپذیری مانند واکنش‌های شیمیایی، گرمایش گذرا، اصطکاک و غیره در آنها مشاهده می‌شود، اگزرژی کلی جریانات خروجی از جریانات ورودی کمتر است، که به عنوان تخریب اگزرژی سیستم نام برده می‌شود. نرخ تخریب اگزرژی و بازدهی اگزرژی هر تأسیساتی را می‌توان به‌ترتیب با معادلات (۸) و (۹) بدست آورد [۱۸-۲۱].

$$\dot{\mathrm{E}}\mathrm{x_{D,k}} = \dot{\mathrm{E}}\mathrm{x_{F,k}} - \dot{\mathrm{E}}\mathrm{x_{P,k}} \quad (۸)$$

$$\varepsilon_\mathrm{k} = \frac{\dot{\mathrm{E}}\mathrm{x_{P,k}}}{\dot{\mathrm{E}}\mathrm{x_{F,k}}} \quad (۹)$$

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

رابطه ریاضی برای بدست آوردن تخریب اگزرژی هر جزء از سیستمی یکپارچه در جدول ۴ آمده است.

جدول ۴. رابطه تخریب اگزرژی برای اجزای مختلف سیستم

جزء سیستم	معادله تخریب اگزرژی
AC	$\dot{W}_{AC} - Ex_2 + Ex_1$
GT	$Ex_3 - Ex_4 - \dot{W}_{GT}$
ST	$Ex_{32} + Ex_{26} - Ex_{16} - \dot{W}_{ST}$
CC	$Ex_F + Ex_2 - Ex_3$
کندانسور	$Ex_{16} - Ex_{17} - Ex_{CW_out} + Ex_{CW_in}$
MED	$Ex_{33} + Ex_{35} - Ex_{34} - Ex_{36} - Ex_{37} - Ex_{38}$
RO	$Ex_{36} + \dot{W}_{RO_pump} - Ex_{39}$
پمپ کندانسور	$\dot{W}_{COND_pump} - Ex_{19} + Ex_{18}$

AC، کمپرسور هوا؛ CC، محفظه احتراق؛ GT، توربین گازی، MED تقطیر با تأثیر چندگانه؛ RO، اسمز معکوس؛ ST، توربین‌بخار.

۳-۳. آنالیز اگزرژی-اقتصادی عادی

در مدل‌سازی و ارزیابی اگزرژی-اقتصادی، مخارج به همه جریان‌های اگزرژی مربوط می‌شوند. مقدار سرمایه‌گذاری ثابت هر جزء سیستم در جدول A3 (پیوست A) آمده است.

هزینه هر یک از تجهیزات را می‌توان از معادله (۱۰) بدست آورد [۲۱].

$$\dot{Z}_k = \frac{\Phi_k . PEC_k . CRF}{3600.N} \quad (۱۰)$$

در اینجا، Φ_k نشانگر ضریب نگهداری (در این مورد مساوی ۱،۰۶ است) [۱۸-۲۱] است، اما N تعداد ساعات کاری سالیانه (۸۰۰۰ ساعت) [۱۸-۲۱] است، و CRF ضریب بازگشت سرمایه است که رابطه آن در زیر آمده است [۱۸]:

$$CRF = \frac{i.(1+i)^{ny}}{(1+i)^{ny} - 1} \quad (۱۱)$$

در معادله (۱۱)، i نشانگر نرخ بهره و ny طول عمر تأسیسات (۲۵ سال) است [۱۸-۲۱].

رابطه تعادل اگزرژی-اقتصادی به صورت زیر بیان می‌شود [۱۸].

$$\dot{C}_{P,k} = \dot{C}_{F,k} - \dot{C}_{L,k} + \dot{Z}_k \quad (۱۲)$$

$$\sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{w,k} = \dot{C}_{q,k} - \sum_i \dot{C}_{i,k} + \dot{Z}_k \quad (۱۳)$$

$$\dot{C}_i = c_i . \dot{E}x_i \quad (۱۴)$$

aهزینه تخریب اگزرژی هر جزء سیستم در زیر آمده است [۱۸].

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k} . \dot{E}x_{D,k} \quad (۱۵)$$

ضریب اگزرژی-اقتصادی برای هر یک از تجهیزات را می‌توان از معادله (۱۶) برآورد کرد [۱۸].

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + c_{f,k} . \dot{E}x_{D,k}} \quad (۱۶)$$

اختلاف هزینه نسبی را می‌توان از معادله زیر بدست آورد [۱۸].

$$r_k = \frac{c_{P,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}} = \frac{1 - \varepsilon_k}{\varepsilon_k} + \frac{\dot{Z}_k}{c_{f,k} . \dot{E}x_{P,k}} \quad (۱۷)$$

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

۴-۳. آنالیز اگزرژی-زیست‌محیطی عادی

آنالیز اگزرژی-زیست‌محیطی عادی از سه فاز تشکیل می‌شود. اول، آنالیز اگزرژی برای هر جریان فرایند انجام می‌شود. سپس، پیامدهای زیست‌محیطی فرایند ساخت برای هز جزء برآورد می‌شود. در انتها، معادلات اگزرژی-زیست‌محیطی برای پیش‌بینی پیامد زیست‌محیطی هر جریان براساس آنالیز اگزرژی پیاده‌سازی می‌شوند. آنالیز اگزرژی-زیست‌محیطی برای هر یک از تجهیزات از رابطه زیر انجام می‌شود [۲۵].

$$\dot{B}_{P,k} = \dot{B}_{F,k} - \dot{B}_{L,k} + \dot{Y}_k \quad (۱۸)$$

$$\sum_e \dot{B}_{e,k} + \dot{B}_{w,k} = \dot{B}_{q,k} - \sum_i \dot{B}_{i,k} + \dot{Y}_k \quad (۱۹)$$

$$\dot{B}_i = b_i.\dot{E}x_i \quad (۲۰)$$

نرخ پیامد زیست‌محیطی ناشی از تخریب اگزرژی هر جزء سیستم از معادله (۲۱) بدست می‌آید [۲۵].

$$\dot{B}_{D,k} = b_{F,k}.\dot{E}x_{D,k} \quad (۲۱)$$

ضریب اگزرژی-زیست‌محیطی برای هر یک از تجهیزات را می‌توان از معادله (۲۲) محاسبه کرد [۲۵].

$$fb_k = \frac{\dot{Y}_k}{\dot{Y}_k + b_{f,k}.\dot{E}x_{D,k}} \quad (۲۲)$$

اختلاف نسبی پیامدهای زیست‌محیطی به صورت زیر تعیین می‌شود [۲۵].

$$rb_k = \frac{b_{P,k} - b_{F,k}}{b_{F,k}} = \frac{1-\varepsilon_k}{\varepsilon_k} + \frac{\dot{Y}_k}{b_{f,k}.\dot{E}x_{P,k}} \quad (۲۳)$$

پیامد زیست‌محیطی هر یک از تجهیزات را می‌توان از معادله (۲۴) بدست آورد [۲۵].

$$y_k = w_k.bm_k \quad (۲۴)$$

در این رابطه، پیامد زیست‌محیطی تجهیزات برحسب نقطه (pts) است، اما w_k وزن تجهیزات برحسب تن، bm_k پیامد زیست‌محیطی هر واحد جرمی تجهیزات برحسب pts/ton است که تابعی از مواد اولیه‌ای است که در فرایند ساخت اجزای سیستم استفاده شده است. پارامتر اخیرالذکر را می‌توان از طریق شاخص ۹۹ پس از تعیین ترکیب مواد اولیه هر جزء بدست آورد [۲۶]. تابع وزن هر یک از تجهیزات در جدول ۵ آمده است.

نرخ پیامدهای زیست‌محیطی تأسیسات اسمز معکوس برحسب (۳mpts/h.m) از طریق معادله زیر برآورد می‌شود [۲۷]:

$$\dot{Y}_{RO} = 0.0195 \frac{\rho.\dot{W}_{RO}}{3600.\dot{m}_{RO-distillate}} + 0.00595 \quad (۲۵)$$

نرخ پیامد زیست‌محیطی برای تأسیسات MED برابر است با $\dot{Y}_{MED} = 1.277\,mpts/(hm^3)$. علاوه بر این، از آنجا که اطلاعات ورودی برای حل این مسئله لازم‌اند، پیامدهای زیست‌محیطی واحد وزن تجهیزات در جدول ۶ آمده است.

جدول ۵. تابع وزن هر یک از اجزای سیستم [۲۵]

جزء سیستم	معادله وزن (تن)

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

AC	$\frac{100.P_e.d_{AC}.FS_{AC}}{2.\sigma_{AC}}$ $FS_{AC}=2$: ضریب اطمینان AC $\sigma_{AC}=16$: تنش گسیختگی AC برحسب MPA $d_{AC}=15m/s$: قطر با احتساب m و سرعت $\frac{100.P_e.d_{CC}.FS_{CC}}{2.\sigma_{CC}}$
CC	$\frac{100.P_e.d_{AC}.FS_{AC}}{2.\sigma_{AC}}$ $FS_{GT}=2$: ضریب اطمینان GT $\sigma_{GT}=6$: تنش گسیختگی GT برحسب MPA $d_{GT}=13m/s$: قطر با احتساب m و سرعت $\frac{100.P_e.d_{CC}.FS_{CC}}{2.\sigma_{CC}}$
سوپرهیتر	$8.424.Q_{SH}$, Q in MW
هواگیر	$2.49.\dot{m}_w^{0.7}$
پمپ	$0.0061.\dot{W}_{Pump}^{0.95}$, $\dot{W}$ in KW
اواپراتور	$13.91.Q_{EV}$, Q in MW
اکونومایزر	$2.989.Q_{EC}$, $\dot{Q}$ in MW
MED	پیامد زیست‌محیطی MED را می‌توان مستقیماً و جدا از وزن آن محاسبه کرد
RO	پیامد زیست‌محیطی RO را می‌توان مستقیماً و جدا از وزن آن محاسبه کرد
ST	$4.9.W$, W in MW

AC، کمپرسور هوا؛ CC، محفظه احتراق؛ GT، توربین گازی، MED تقطیر با تأثیر چندگانه؛ RO، اسمز معکوس؛ ST، توربین بخار.

جدول ۶. پیامدهای زیست‌محیطی واحد وزن تجهیزات

جزء سیستم	ترکیب	bm_k (pts / ton)
AC	فولاد ۳۳٫۳۳٪، آلیاژ کم فولاد ۴۴٫۵٪، چدن ۲۲٫۲۲٪	۷۱٫۷
CC	فولاد ۳۳٫۳۴٪، آلیاژ پرفولاد ۶۶٫۶۶٪	۵۸۵٫۰
GT	فولاد ۲۵٪، آلیاژ پرفولاد ۷۵٪	۶۴۵٫۷
سوپرهیتر	فولاد ۲۶٪، آلیاژ پرفولاد ۷۴٪	۶۳۸٫۰
اواپراتور	فولاد ۱۰۰٪	۲۸
اکونومایزر	فولاد ۱۰۰٪	۲۸
پمپ	فولاد ۳۵٪، چدن ۶۵٪	۱۳۲٫۸
کندانسور	فولاد ۱۰۰٪	۲۸
ST	فولاد ۲۵٪، آلیاژ پرفولاد ۷۵٪	۶۴۶

AC، کمپرسور هوا؛ CC، محفظه احتراق؛ GT، توربین گازی، MED تقطیر با تأثیر چندگانه؛ RO، اسمز معکوس؛ ST، توربین بخار.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

۳-۵. آنالیز اگزرژی پیشرفته

آنالیز اگزرژی دو شاخص مهم دارد که درکی نسبی از عملکرد انرژی هر فرایند حاصل می‌کنند: تخریب اگزرژی و بازدهی اگزرژی. این دو شاخص آنالیز اگزرژی، چگونگی عملکرد دستگاه برحسب کیفیت مصرف انرژی را نشان می‌دهند. علاوه بر این، تعیین تجهیزاتی را که عملکرد اگزرژی مناسبی ندارد و استفاده از اتلافات مفید در فرایند را ممکن می‌کنند. آنالیز اگزرژی پیشرفته بر پایهٔ نتایج آنالیز اگزرژی است. بنابراین، داده‌های ورودی آنالیز پیشرفته برگشت‌ناپذیر و بازدهی تجهیزات مربوطه‌اند. اساس آنالیز اگزرژی پیشرفته، تقسیم برگشت‌ناپذیری سیستم است. برگشت‌ناپذیری در یک دستگاه تنها ناشی از نقص عملکرد ترمودینامیکی آن نیست، بلکه از عملکرد سایر اجزای وابسته به آن نیز نشأت می‌گیرد. گرچه آنالیز اگزرژی را می‌توان برای تعیین دقیق‌تر و ساده‌تر برگشت‌ناپذیری‌های یک دستگاه به کار گرفت، نمی‌توان این برگشت‌ناپذیری‌ها را با توجه به علتشان طبقه‌بندی کرد [۱۷].

به عبارتی دیگر، آنالیز اگزرژی عادی نمی‌تواند برگشت‌ناپذیری‌های یک دستگاه را که به دلایلی غیر از نقص عملکردی رخ داده‌اند تعیین کند. اما، این کار با آنالیز اگزرژی پیشرفته امکان‌پذیر است. در این نوع آنالیز، برگشت‌ناپذیری تجهیزات به دو بُعد تقسیم می‌شود: یکی ناشی از برگشت‌ناپذیری؛ و دیگری ناشی از قابلیت رفع این نوع برگشت‌ناپذیری. از نظر علت بروز برگشت‌ناپذیری، می‌توان برگشت‌ناپذیری هر دستگاه را به دو دسته تقسیم کرد: برگشت‌ناپذیری درونی و برگشت‌ناپذیری بیرونی. اما، از نظر قابلیت رفع برگشت‌ناپذیری، برگشت‌ناپذیری هر دستگاه به دو دسته اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر تقسیم می‌شود [۲۸]. آنالیزاگزرژی پیشرفته در بخش‌های بعد ارائه می‌شود.

۱-۵-۳. برگشت‌ناپذیری درونی و بیرونی

در سیستمی با n المان، تخریب اگزرژی درونی المان kام بخشی از تخریب اگزرژی است که به برگشت‌ناپذیری آن جزء وابسته است. تخریب اگزرژی درونی زمانی اتفاق می افتد که المان در شرایط واقعی کار کند، اما سایر المان‌ها در شرایط تئوریک و بدون برگشت‌ناپذیری کار کنند. رابطه بین تخریب اگزرژی درونی، برونی و واقعی برای جزء k در معادله (۲۶) نشان داده شده است [۲۹].

$$\dot{E}x_{D,k}^{EX} = \dot{E}x_{D,k}^{real} - \dot{E}x_{D,k}^{EN} \quad (۲۶)$$

۲-۵-۳. برگشت‌ناپذیری اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر

بخشی از تخریب اگزرژی که با تغییرات فناوری طراحی برای بهبود شرایط ترمودینامیکی و فیزیکی نمی‌توان از آن جلوگیری کرد، تخریب اگزرژی اجتناب‌ناپذیر نامیده می‌شود. این شرایط زمانی ایجاد می‌شود که تخریب به مقدار کمینه میل دارد و اختلافات دما و افت فشار در المان‌ها در کمترین حد ممکن است. در مطالعات بسیاری، شرایطی که برای وضعیت اجتناب‌ناپذیر اعمال می‌شود براساس دانش و تجربه محققین درباره احتمال حداکثرسازی بهبود پتانسیل المان است. پس از برآورد تخریب اگزرژی اجتناب‌ناپذیر، مقدار تخریب اگزرژی گریزناپذیر به صورت زیر محاسبه می‌شود [۲۹]:

$$\dot{E}x_{D,k}^{AV} = \dot{E}x_{D,k}^{real} - \dot{E}x_{D,k}^{UN} \quad (۲۷)$$

۳-۵-۳. ترکیب برگشت‌ناپذیری درونی و بیرونی و برگشت‌ناپذیری اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر

تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر به دو دسته درونی و برونی تقسیم می‌شود. تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر درونی بخشی از تخریب اگزرژی است که به دلیل برگشت‌ناپذیری خود المان‌ها رخ می‌دهد و اجتناب‌پذیر است. بنابراین، با بهبود بازدهی هر المان، مقدار تخریب اگزرژی برونی آن کاهش می‌یابد. تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر بیرونی به دلیل برگشت‌ناپذیری سایر المان‌ها نیز رخ می‌دهد، اما چون اجتناب‌پذیر است، می‌توان با بهبود بازدهی سایر المان‌های سیکل، مقدار تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر بیرونی را کاهش داد. از طرفی دیگر، تخریب اگزرژی اجتناب‌ناپذیر درونی و بیرونی به دلیل ضعف‌های فناوری المان، و اثر برگشت‌ناپذیر و ضعف‌های فناوری سایر المان‌ها رخ می‌دهد. تخریب اگزرژی اجتناب‌ناپذیر درونی و بیرونی المان‌ها به صورت زیر بدست می‌آید:

$$\dot{E}x_{D,k}^{UN,EN} = \dot{E}x_{p,k}^{EN}(\dot{E}x_D / \dot{E}x_P)_k^{UN} \quad (۲۸)$$

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

$$\dot{E}x_{D,k}^{UN,EN} = \dot{E}x_{D,k}^{UN} - \dot{E}x_{D,k}^{UN,EN} \quad (۲۹)$$

تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر درونی و بیرونی با کسر تخریب اگزرژی اجتناب‌ناپذیر درونی و بیرونی از تخریب اگزرژی درونی و بیرونی به‌ترتیب به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{E}x_{D,k}^{AV,EN} = \dot{E}x_{D,k}^{EN} - \dot{E}x_{D,k}^{UN,EN} \quad (۳۰)$$

$$\dot{E}x_{D,k}^{AV,EX} = \dot{E}x_{D,k}^{EX} - \dot{E}x_{D,k}^{UN,EX} \quad (۳۱)$$

بنابراین، می‌توان تخریب اگزرژی المان kام را به صورت زیر نوشت:

$$\dot{E}x_{D,k}^{real} = \dot{E}x_{D,k}^{UN,EN} + \dot{E}x_{D,k}^{UN,EX} + \dot{E}x_{D,k}^{AV,EN} + \dot{E}x_{D,k}^{AV,EX} \quad (۳۲)$$

۳-۶. آنالیز اگزرژی-اقتصادی پیشرفته

مشابه توضیحات قبلی درباره آنالیز اگزرژی پیشرفته، در آنالیز اگزرژی-اقتصادی پیشرفته، هزینه تخریب اگزرژی هر جزء به چهار بخش تقسیم می‌شود: هزینه‌های درونی، بیرونی، اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر تخریب اگزرژی [۲۹].

۳-۶-۱. هزینه تخریب اگزرژی درونی و بیرونی

هزینه تخریب اگزرژی درونی بخشی از هزینه تخریب اگزرژی است که به عملکرد kمین المان، برگشت‌ناپذیری درونی آن و میانگین هزینه سوخت هر واحد اگزرژی از آن بستگی دارد. نرخ هزینه تخریب اگزرژی بیرونی نیز بخشی از هزینه تخریب اگزرژی است که ناشی از المان‌هایی به غیر از kمین المان است. نرخ تخریب اگزرژی درونی با پیاده‌سازی شرایط واقعی برای خود المان، و شرایط تئوریک برای سایر المان‌ها، بدست می‌آید. نرخ هزینه تخریب اگزرژی درونی و بیرونی از رابطه زیر بدست می‌آید [۳۰].

$$\dot{C}^{EN}{}_{D,k} = c_{F,k}.\dot{E}x_{D,k}^{EN} \quad (۳۳)$$

$$\dot{C}^{EX}{}_{D,k} = c_{F,k}.\dot{E}x_{D,k}^{Ex} \quad (۳۴)$$

بنابراین، هزینه کل تخریب اگزرژی برای دو وضعیت درونی و بیرونی برابر هزینهٔ کل تخریب اگزرژی است:

$$\dot{C}^{real}{}_{D,k} = c_{F,k}.\dot{E}x_{D,k}^{real} = \dot{C}^{EN}{}_{D,k} + \dot{C}^{EX}{}_{D,k} \quad (۳۵)$$

۳-۶-۲. هزینه تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر

نرخ هزینه تخریب اگزرژی در شرایط اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر از معادلات زیر بدست می‌آید.

$$\dot{C}^{UN}{}_{D,k} = c_{F,k}.\dot{E}x_{D,k}^{UN} \quad (۳۶)$$

$$\dot{C}^{AV}{}_{D,k} = c_{F,k}.\dot{E}x_{D,k}^{AV} \quad (۳۷)$$

نرخ هزینه تخریب اگزرژی اجتناب‌ناپذیر، هزینه سوخت مورد نیاز برای تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر در یک جزء است، اما اگزرژی حاصل از هر جزء ثابت فرض می‌شود. علاوه بر این، مجموع نرخ هزینه تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر برابر نرخ هزینه کل تخریب اگزرژی جزء است، که به صورت زیر نشان داده می‌شود:

$$\dot{C}^{real}{}_{D,k} = c_{F,k}.\dot{E}x_{D,k}^{real} = \dot{C}^{UN}{}_{D,k} + \dot{C}^{AV}{}_{D,k} \quad (۳۸)$$

۳-۶-۳. ترکیب برگشت‌ناپذیری درونی و بیرونی و برگشت‌ناپذیری اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر

می‌توان ترکیب هزینه تخریب اگزرژی با بخش‌های مختلف را به صورت نوشت:

$$\dot{C}_{D,k}^{EN,AV} = c_{F,k}.\dot{E}x_{D,k}^{EN,AV} \quad (۳۹)$$

$$\dot{C}_{D,k}^{EN,UN} = c_{F,k}.\dot{E}x_{D,k}^{EN,UN} \quad (۴۰)$$

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

$$\dot{C}_{D,k}^{EX,AV} = c_{F,k}.\dot{E}x_{D,k}^{EX,AV} \quad (۴۱)$$

$$\dot{C}_{D,k}^{EX,UN} = c_{F,k}.\dot{E}x_{D,k}^{EX,UN} \quad (۴۲)$$

در معادله (۳۹)، $\dot{C}_{D,k}^{EN,AV}$ نرخ هزینه تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر درونی kمین المان را نشان می‌دهد که به عملکرد خود المان وابسته است. بنابراین، می‌توان با بهینه‌سازی وضعیت این المان، مقدار آن را بهبود بخشید.

در معادله (۴۱)، $\dot{C}_{D,k}^{EX,AV}$ نرخ هزینه توزیع اگزرژی اجتناب‌پذیر بیرونی kمین المان است که می‌توان با بهینه‌سازی شرایط سایر المان‌های سیکل آن را بهبود بخشید.

$\dot{C}_{D,k}^{EN,AV}$ و $\dot{C}_{D,k}^{EX,AV}$ به‌ترتیب نرخ هزینه تخریب اگزرژی اجتناب‌ناپذیر درونی و نرخ هزینه تخریب اگزرژی اجتناب‌ناپذیر بیرونی هستند.

۳-۷. آنالیز اگزرژی-زیست‌محیطی پیشرفته

مشابه توضیحات آنالیز اگزرژی پیشرفته، در آنالیز اگزرژی-زیست‌محیطی پیشرفته، هزینه تخریب اگزرژی هر جزء به چهار بخش تقسیم می‌شود: پیامدهای درونی، بیرونی، اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر تخریب اگزرژی [۳۱].

۳-۷-۱. پیامدهای زیست‌محیطی تخریب اگزرژی درونی و بیرونی

پیامد زیست‌محیطی تخریب اگزرژی درونی بخشی از پیامد زیست‌محیطی تخریب اگزرژی است که به عملکرد *k*مین المان، برگشت‌ناپذیری درونی آن و میانگین پیامدهای زیست‌محیطی سوخت هر واحد اگزرژی آن بستگی دارد. نرخ پیامد زیست‌محیطی تخریب اگزرژی بیرونی نیز بخشی از پیامد زیست‌محیطی تخریب اگزرژی است که ناشی از المان‌هایی به غیر از *k*مین المان است. نرخ تخریب اگزرژی درونی با پیاده‌سازی شرایط واقعی برای خود المان، و شرایط تئوریک برای سایر المان‌ها، بدست می‌آید. نرخ پیامد زیست‌محیطی اگزرژی درونی و بیرونی از رابطه زیر بدست می‌آید [۳۰].

$$\dot{B}^{EN}{}_{D,k} = b_{F,k}.\dot{E}x_{D,k}^{EN} \quad (۴۳)$$

$$\dot{B}^{EX}{}_{D,k} = b_{F,k}.\dot{E}x_{D,k}^{EX} \quad (۴۴)$$

بنابراین، کل پیامد زیست‌محیطی تخریب اگزرژی برای دو وضعیت درونی و بیرونی برابر کل پیامد زیست‌محیطی تخریب اگزرژی است.

$$\dot{C}^{real}{}_{D,k} = c_{F,k}.\dot{E}x_{D,k}^{real} = \dot{C}^{EN}{}_{D,k}\dot{C}^{EX}{}_{D,k} \quad (۴۵)$$

۳-۷-۲. پیامد زیست‌محیطی تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر

نرخ پیامد زیست‌محیطی تخریب اگزرژی در شرایط اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر از معادلات زیر بدست می‌آید:

$$\dot{B}^{UN}{}_{D,k} = b_{F,k}.\dot{E}x_{D,k}^{UN} \quad (۴۶)$$

$$\dot{B}^{AV}{}_{D,k} = b_{F,k}.\dot{E}x_{D,k}^{AV} \quad (۴۷)$$

نرخ پیامد زیست‌محیطی تخریب اگزرژی اجتناب‌ناپذیر، پیامد زیست‌محیطی سوخت مورد نیاز برای تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر در یک جزء است، اما اگزرژی حاصل از هر جزء ثابت فرض می‌شود. علاوه بر این، مجموع نرخ پیامد زیست‌محیطی اگزرژی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر برابر کل پیامد زیست‌محیطی تخریب اگزرژی جزء است، که به صورت زیر نشان داده می‌شود:

$$\dot{B}_{D,k}^{real} = b_{F,k}.\dot{E}x_{D,k}^{real} = \dot{B}_{D,k}^{UN} + \dot{B}_{D,k}^{AV} \quad (۴۸)$$

۳-۷-۳. ترکیب پیامد زیست‌محیطی درونی و بیرونی و پیامد زیست‌محیطی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر تخریب اگزرژی

می‌توان ترکیب پیامد زیست‌محیطی تخریب اگزرژی با بخش‌های مختلف را به صورت نوشت:

$$\dot{C}_{D,k}^{EN,AV} = c_{F,k}.\dot{E}x_{D,k}^{EN,AV} \quad (۴۹)$$

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

$$\dot{C}_{D,k}^{EN,UN} = c_{F,k}.\dot{E}x_{D,k}^{EN,UN} \quad (۵۰)$$

$$\dot{C}_{D,k}^{EX,AV} = c_{F,k}.\dot{E}x_{D,k}^{EX,AV} \quad (۵۱)$$

$$\dot{C}_{D,k}^{EX,UN} = c_{F,k}.\dot{E}x_{D,k}^{EX,UN} \quad (۵۲)$$

در معادله (۴۹)، $\dot{C}_{D,k}^{EN,AV}$ نرخ پیامد زیست‌محیطی تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر درونی kمین المان را نشان می‌دهد که به عملکرد خود المان وابسته است. بنابراین، می‌توان با بهینه‌سازی وضعیت این المان، مقدار آن را بهبود بخشید. در معادله (۵۱)، $\dot{C}_{D,k}^{EX,AV}$ نرخ پیامد زیست‌محیطی تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر برونی kمین المان را نشان می‌دهد که با بهینه‌سازی شرایط سایر المان‌های سیکل قابل بهبود است. به‌ترتیب نرخ پیامد زیست‌محیطی اگزرژی اجتناب‌ناپذیر درونی و نرخ پیامد زیست‌محیطی تخریب اگزرژی اجتناب‌ناپذیر بیرونی هستند.

۴) نتایج و تشریح مطالب

۴-۱. اعتبارسنجی نتایج ترمودینامیکی

اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی ترمودینامیکی برنامه متلب را که برای تأسیسات آب‌شیرین‌کن RO بدست آمده است در مقایسه با سایر منابع در جدول ۷ آمده است. نتایج نشان از مطابقت خوبی بین نتایج الظهرانی و همکاران [۳] و ژو و همکاران [۳۲] دارند. اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی ترمودینامیکی که برای تأسیسات MED از طریق نرم‌افزار ترموفلکس بدست آمده است در جدول ۸ آمده است. بطور کلی، نتایج MED مطابقت خوبی با نتایج مدل‌سازی ترمودینامیک در نرم‌افزار ترموفلکس (که بر پایهٔ داده‌های واقعی است) با خطایی کمتر از ۴٪ دارد. در جداول A4 و A5 (پیوست A را ببینید)، پارامترهای اصلی فرایند که از مدل‌سازی ترمودینامیکی در ترموفلکس بدست می‌آیند، و روش پیشنهادی مدل‌سازی MED برای جریان‌ها و اجزای مختلف سیستم به‌ترتیب ذکر شده‌اند. مطابق این جداول، نتایج شبیه‌سازی ترمودینامیکی در متلب و ترموفلکس با یکدیگر نیز مطابقت خوبی دارند.

جدول ۷. مقایسهٔ نتایج شبیه‌سازی اسمز معکوس (RO) با منابع موجود

ترمودینامیکی پارامترها (واحد)	پژوهش فعلی (متلب)	پژوهش الظهرانی و همکاران [۳]	پژوهش ژو و همکاران [۳۲]
فشار ورودی (بار)	۵۰	۵۰	۵۰
شوری ورودی (٪)	۳	۳	۳
نسبت بازیابی	۰,۰۵۰۰۸	۰,۵۱	۰,۴۸۱

جدول ۸. اعتبارسنجی نتایج نمک‌زدایی با اثر چندگانه (MED) حاصل از روش پیشنهادی

ترمودینامیکی پارامترها (واحد)	پژوهش فعلی (متلب)	ترموفلکس	خطا (٪)
تعداد آثار	۶	۶	۰۰۰/۰
GOR	۵,۴۱	۵,۳۲	۳,۶۹
SA.	۳۲۱,۸۹	۳۳۲,۱	۳,۰۷
msteam(kg/s).	۳,۲۸	۳,۲۲	۱,۸۶
mdistillate(kg/s)	۲۰,۰۰	۲۰,۰۰	۰۰/۰

نتایج حاصل از مدل‌سازی ترمودینامیکی نیروگاه سیکل ترکیبی فعلی نکا نشان می‌دهد که این نیروگاه در هر ثانیه ۸,۴۳ کیلوگرم سوخت مصرف می‌کند و همزمان ۱۳۲,۱۵ مگاوات توان گازی و ۸۰ مگاوات توان بخار تولید می‌کند. برای تلفیق نیروگاه سیکل ترکیبی فعلی نکا با تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED-RO، جریانی از مقطع کم‌فشار سیکل ترکیبی استخراج می‌شود تا بخار محرک حاصل از تقطیر با اثر چندگانه با نرخ جریان جرمی ۳,۶ کیلوگرم بر ثانیه را تأمین کند. علاوه بر این، نرخ جریان

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

جرمی خروجی مقطع آب خنک‌کننده در تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED به عنوان جریان ورودی مقطع نمک‌زدایی به روش اسمز معکس بکار می‌رود. تأسیسات آب‌شیرین‌کن حرارتی با تأثیر چندگانه حدود ۲۰ کیلوگرم آب شیرین را در هر ثانیه براساس نرخ جریان جرمی ورودی تقریبی ۱۲,۴۸ کیلوگرم بر ثانیه تولید می‌کند. تأسیسات آب‌شیرین‌کن RO می‌تواند در هر ثانیه ۶,۵۴ کیلوگرم آب شیرین تولید کند. افزون بر این، محاسباتی که در سیکل ترکیبی پیشنهادی آب و برق انجام شد، افزایش ۳,۷۹ درصدی مصرف سوخت را نسبت به شرایط قبل از یکپارچه‌سازی دو سیکل نشان می‌دهد. محاسبات ترمودینامیک سیکل تلفیقی پیشنهادی همچنین نشان می‌دهد که میزان تولید برق کل تأسیسات ۱۹٪ کاسته شده تا ۲۶,۵۴ کیلوگرم آب شیرین را در هر ثانیه تولید کند. تحت این شرایط، بازدهی انرژی نیروگاه نکا پس از تلفیق نیروگاه با تأسیسات آب‌شیرین‌کن، ۲,۴۹٪ (از ۴۷,۹۸ به ۴۵,۴۹ درصد) کاهش می‌یابد.

۲-۴. نتایج آنالیز اگزرژی، اگزرژی-اقتصادی و اگزرژی-زیست‌محیطی عادی

پس از مدل‌سازی سیستم یکپارچه و انجام آنالیزهای عادی اگزرژی، اگزرژی-اقتصادی و اگزرژی-زیست‌محیطی، پارامترهای مختلف برای هر جریان و جزء برآورد می‌شوند. نتایج آنالیزهای مذکور برای هر جریان در جدول A6 (پیوست A) آمده است. نتایج نظیر که برای هر جزء سیستم بدست آمده است در جدول ۹ آمده است. نتایج مندرج در جدول ۹ نشان می‌دهند که بازدهی اگزرژی تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED (۳۱,۵۹٪) و RO(۱۹,۵۱٪) و کندانسورها از سایر اجزاء نسبتاً کمتر است. دستگاه توربین گازی بالاترین بازدهی اگزرژی (۹۵,۸۷٪) را دارد. بازدهی اگزرژی-اقتصادی محفظه احتراق (۱,۸۷٪) و کندانسور (۱,۴۶٪) نسبت به اجزاء نسبتاً کمتر است. زیرا تخریب اگزرژی در این دو جزء هزینه و پیامدهای زیست‌محیطی بالایی دارد. بدین ترتیب، این اجزاء پتانسیل بالایی برای بهبود عملکرد سیستم دارند، زیرا تخریب اگزرژی آن‌ها تأثیر نامطلوب قابل توجهی بر محیط زیست و هزینه‌ها دارد. بدیهی است که بهبود عملکرد این اجزاء سبب افزایش هزینه‌ها می‌شود. افزون بر این، تجهیزات HRSG(۲,۱۹) و کندانسور (۰,۰۰۳٪) فاکتورهای اگزرژی-زیست‌محیطی نسبتاً پائینی دارد، که نشان می‌دهد تخریب اگزرژی این اجزاء آثار مضر زیادی روی محیط زیست دارد. بنابراین، می‌توان تخریب اگزرژی این اجزاء را به منظور کاهش پیامدهای زیست‌محیطی کل سیستم کاهش داد. اما، صرف هزینه و بهبود عملکرد کندانسور به جهت ضرایب پائین اگزرژی-اقتصادی و اگزرژی-زیست‌محیطی یکی از طرح‌های پیشنهادی مؤثر برای کاهش هزینه‌ها و پیامدهای زیست‌محیطی تخریب اگزرژی این تأسیسات است.

جدول ۹. نتایج آنالیز عادی اگزرژی، اقتصادی و زیست‌محیطی برای اجزای مختلف سیستم AC، کمپرسور هوا؛ CC، محفظه احتراق؛ GT، توربین گازی ST، توربین بخار؛ MED، آب‌شیرین‌کن با تأثیر چندگانه؛ RO، اسمز معکوس؛ PRE، پری‌هیتر؛ LPEC، اکونومایزر کم‌فشار؛ HPEC1، اکونومایزر پرفشار؛ LPEV، اواپراتور کم‌فشار؛ LPSH، سوپرهیتر کم‌فشار؛ HPEC2، اکونومایزر پرفشار ۲؛ HPEV، اواپراتور پرفشار؛ HPSH، سوپرهیتر پرفشار؛ HRSG، مولد بخار با قابلیت بازیابی گرما.

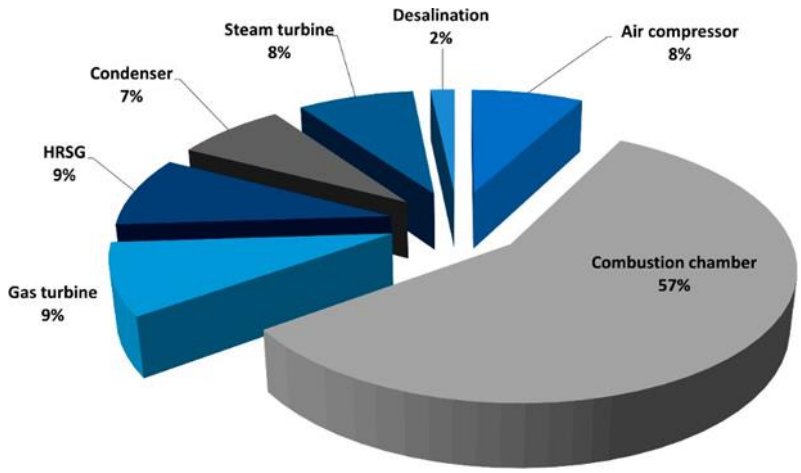
System Component	Z (US$/h)	f(%)	r(%)	$\dot{C}_D$ (US$/h)	$\dot{\gamma}$ (mpts/h)	fb(%)	$\dot{B}_D$ (pts/h)	ε(%)
AC	140.33	27.73	10.43	365.76	288.94	84.69	0.05	92.99
CC	74.94	1.87	43.50	3925.62	1463.62	0.06	2352.76	70.08
GT	172.63	30.77	6.22	388.46	2944.96	96.75	0.10	95.87
Condenser	79.55	1.46	11.38	462.29	6.37	0.003	224.33	34.56
ST	6.85	15.97	189.35	418.66	1552.86	0.64	242.26	84.96
MED	12.15	7.18	237.73	117.54	92.937.26	56.91	52.75	31.59
RO	38.86	82.24	479.90	8.39	2823.66	36.49	4.91	19.51
PRE	39.58	31.68	113.22	85.36	31.65	0.06	50.88	56.38
LPEC	22.49	83.75	132.70	4.36	4.00	0.15	2.60	82.26
HPEC1	40.07	54.32	57.69	33.69	29.68	0.15	20.08	79.14
LPEV	35.45	46.84	38.12	40.23	65.17	0.27	23.98	83.15
LPSH	41.40	95.42	296.14	1.99	1559.06	56.84	1.18	88.06
HPEC2	87.99	67.54	26.88	42.29	94.19	0.37	25.20	91.98
HPEV	107.45	47.27	19.04	119.87	175.22	0.24	71.45	90.88
HPSH	57.58	50.96	15.89	55.40	3159.00	8.73	33.02	92.77
HRSG	432.01	52.99	25.09	383.19	5118	2.19	228.39	84.79

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

در جدول ۹، همچنین اختلاف هزینه نسبی سیستم MED (۲۳۷,۷۳٪) نسبت به تأسیسات آب‌شیرین‌کن RO (۴۷۹,۹٪) بسیار کمتر است. این مشاهده نشان می‌دهد که نسبت هزینه آب شیرین تولید شده به هزینه سوخت لازم برای تأسیسات MED از مقدار نظیر در تأسیسات آب‌شیرین‌کن RO کمتر است. اما، طبق جدول ۹، توربین‌های گازی بیشترین سرمایه‌گذاری ثابت معادل ۰,۰۴۷ دلار در ثانیه را نیاز دارند، اما تأسیسات MED بالاترین نرخ پیامد زیست‌محیطی را دارند که برابر ۰,۰۲۵ نقطه در ثانیه است. لازم به ذکر است که هزینه تخریب اگزرژی و پیامدهای زیست‌محیطی تخریب اگزرژی تجهیزات محفظه احتراق، توربین گازی و توربین بخار در مقایسه با سایر دستگاه‌ها بیشتر است. بنابراین، بهبود عملکرد این دستگاه‌ها می‌تواند تخریب اگزرژی را کاهش دهد، از هزینه‌ها جلوگیری کند و مانع از پیامدهای زیست‌محیطی تخریب اگزرژی شود. زیرا تخریب اگزرژی این اجزاء آثار اقتصادی و زیست‌محیطی نامطلوب بیشتری دارد. یکی از خروجی‌های مهم آنالیز اگزرژی، توزیع تخریب اگزرژی بین بخش‌های مختلف سیستم است. توزیع تخریب اگزرژی بین تجهیزات مختلف سیستم یکپارچه در شکل ۵ نمایش داده شده است.

مطابق شکل ۵، محفظه احتراق بیشترین سهم تخریب اگزرژی (۵۷٪) را داراست. توربین گازی و تأسیسات HRSG هر کدام ۹٪ سهم دارند، اما تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED-RO تنها ۲٪ از تخریب اگزرژی را به خود اختصاص می‌دهند. بدین ترتیب، این نتایج نشان می‌دهند که بیشترین نرخ تخریب اگزرژی مربوط به سیکل توربین گازی در نیروگاه سیکل ترکیبی است. بنابراین، کاهش سهم تخریب اگزرژی سیکل توربین گازی می‌تواند تأثیر مثبتی روی کاهش تخریب اگزرژی کل نیروگاه داشته باشد.



شکل ۵. توزیع تخریب اگزرژی بین اجزای اصلی سیستم HRSG، مولد بخار با قابلیت بازیابی گرما

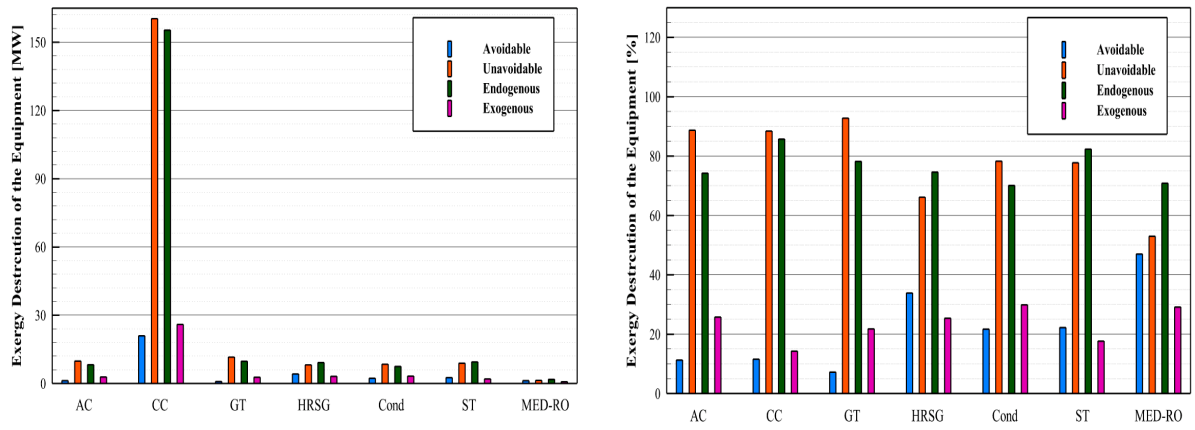
۳-۴. نتایج آنالیز اگزرژی، اگزرژی-اقتصادی و اگزرژی-زیست‌محیطی پیشرفته

نتایج آنالیزهای پیشرفته اگزرژی، اگزرژی-اقتصادی و اگزرژی-زیست‌محیطی در این بخش ارائه می‌شود. توزیع تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر و درونی و بیرونی برای اجزای مختلف برحسب مقادیر نسبی و کمی در شکل ۶ نمایش داده شده است. مطابق شکل ۶.الف، بالاترین سهم تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر مربوط به تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED-RO (۴۷٪)، و پس از آن، تأسیسات HRSG (۳۳,۸۷٪)، توربین بخار (۲۲,۲۶٪) و کندانسور (۲۱,۶۹٪) است. در نتیجه، این اجزاء پتانسیل بهبود بیشتری برای کاهش تخریب اگزرژی سیستم دارند. علاوه بر این، بالاترین تخریب اگزرژی درونی به‌ترتیب به محفظه احتراق (۸۵,۶۹٪) و توربین بخار (۸۲,۳۶٪) تعلق دارد. بنابراین، این اجزاء بالاترین ظرفیت را برای کاهش تخریب اگزرژی دارند و مناسب‌ترین گزینه برای کاهش تخریب اگزرژی در بین اجزای سیستم هستند. شکل ۶ همچنین نشان می‌دهد که، حداکثر درصد اجتناب‌پذیر (مقدار نسبی) و حداکثر مقدار اجتناب‌پذیر (مقدار کمّی) ممکن است در تجهیزات مختلف متفاوت باشد (مثلاً،

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

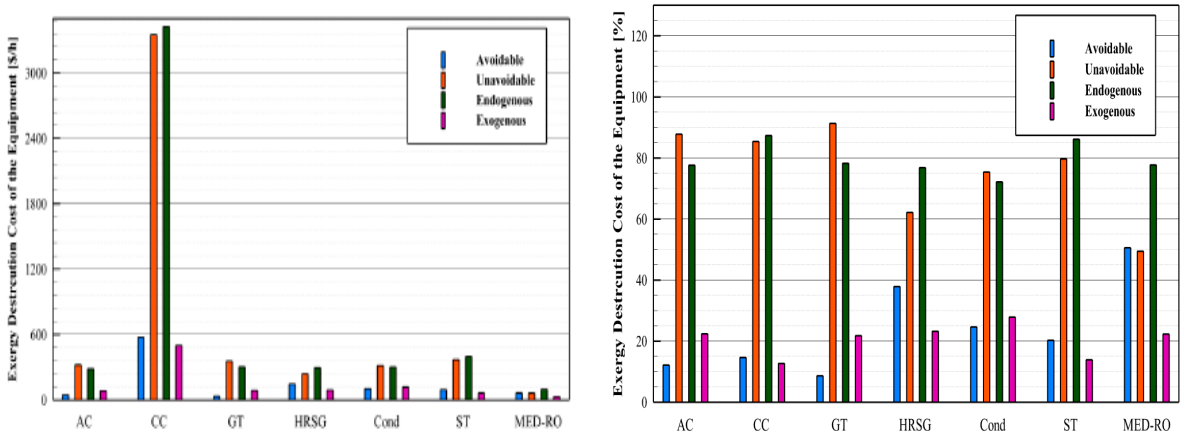
تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED-RO دارای بیشترین مقدار نسبی اجتناب‌پذیر تخریب اگزرژی است، اما محفظه احتراق بیشترین مقدار کمی تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر را دارد). به همین صورت، تجهیزاتی که بالاترین مقدار نسبی تخریب اگزرژی اجتناب‌ناپذیر را دارد، الزاماً بالاترین مقدار کمّی آن را ندارد. مطابق با شکل ۶ب، حداکثر مقدار تخریب اگزرژی اجتناب‌ناپذیر و درونی به محفظه احتراق تعلق دارد. بنابراین، بهبود عملکرد این بخش می‌تواند تخریب اگزرژی کل سیستم را بطور معناداری کاهش دهد. توزیع هزینه‌های تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر و درونی و بیرونی هزینه برای اجزای مختلف برحسب مقادیر نسبی و کمّی در شکل ۷ نمایش داده شده است. مطابق شکل ۷.الف، بالاترین سهم هزینه تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر مربوط به تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED-RO (۵۸/۵۰٪)، و پس از آن، تأسیسات HRSG (۸۷/۳۷٪)، توربین بخار (۶۵/۲۴٪) و توربین بخار (۳۲/۲۰٪) است. در نتیجه، اجزای فوق‌الذکر پتانسیل بهبود بالایی برای کاهش هزینه تخریب اگزرژی بخش‌های مختلف سیستم دارند. علاوه بر این، بالاترین هزینه تخریب اگزرژی هزینه درونی به‌ترتیب به محفظه احتراق (۳۲/۸۷٪) و توربین بخار (۱۲/۸۶٪) تعلق دارد. بدین ترتیب، دو بخش محفظه احتراق و توربین بخار مناسبترین گزینه‌ها برای کاهش هزینه نسبی تخریب اگزرژی در بین اجزای سیستم محسوب می‌شوند. شکل ۷ همچنین نشان می‌دهد که، حداکثر درصد اجتناب‌پذیر (مقدار نسبی) و حداکثر مقدار نسبی تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر ممکن است با حداکثر مقدار کمّی اجتناب‌پذیر تفاوت معناداری داشته باشد (مثلاً، تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED-RO دارای بیشترین مقدار نسبی اجتناب‌پذیر تخریب اگزرژی است، اما محفظه احتراق بیشترین مقدار کمی تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر را دارد). به همین صورت، تجهیزاتی که بالاترین مقدار نسبی تخریب اگزرژی اجتناب‌ناپذیر را دارد، الزاماً بالاترین مقدار کمّی آن را ندارد.



شکل ۶. توزیع‌های تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر و تخریب اگزرژی درونی و بیرونی برای اجزای مختلف سیستم برحسب (الف) مقادیر نسبی، و (ب) مقادیر کمّی. AC، کمپرسور هوا؛ CC، محفظه احتراق؛ GT، توربین گازی؛ HRSG، مولد بخار با قابلیت بازیابی گرما؛ Cond، کندانسور؛ ST، توربین بخار؛ MED-RO، سیستم تقطیر با تأثیر چندگانه و اسمز معکوس.

شکل ۷.ب نشان می‌دهد که بیشترین هزینه تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر مربوط به محفظه احتراق (۱/۵۷۵ دلار در ساعت)، وپس از آن، تأسیسات HRSG(۱۴۵,۱ دلار در ساعت)، کندانسور (۱۰۳,۲ دلار در ساعت) و توربین بخار (۹۳,۹۴ دلار در ساعت) است. علاوه بر این، محفظه احتراق (۳۴۲۷,۸ دلار در ساعت)، توربین بخار (۳۹۸,۱۳ دلار در ساعت)، کندانسور (۳۰۱,۹۴ دلار در ساعت) و HRSG(۲۹۴,۳۵ دلار در ساعت) بالاترین سهم از هزینه‌های تخرب اگزرژی را به خود اختصاص می‌دهند. بنابراین، بهبود عملکرد در این بخش‌ها بیشترین پتانسیل را برای کاهش هزینه تخریب اگزرژی در کل سیستم دارد.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]



شکل ۷. توزیع‌های هزینه تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر و تخریب اگزرژی درونی و بیرونی برای اجزای مختلف سیستم برحسب (الف) مقادیر نسبی، و (ب) مقادیر کمّی. AC، کمپرسور هوا؛ CC، محفظه احتراق؛ GT، توربین گازی؛ HRSG، مولد بخار با قابلیت بازیابی گرما؛ Cond، کندانسور؛ ST، توربین بخار؛ MED-RO، سیستم تقطیر با تأثیر چندگانه و اسمز معکوس.

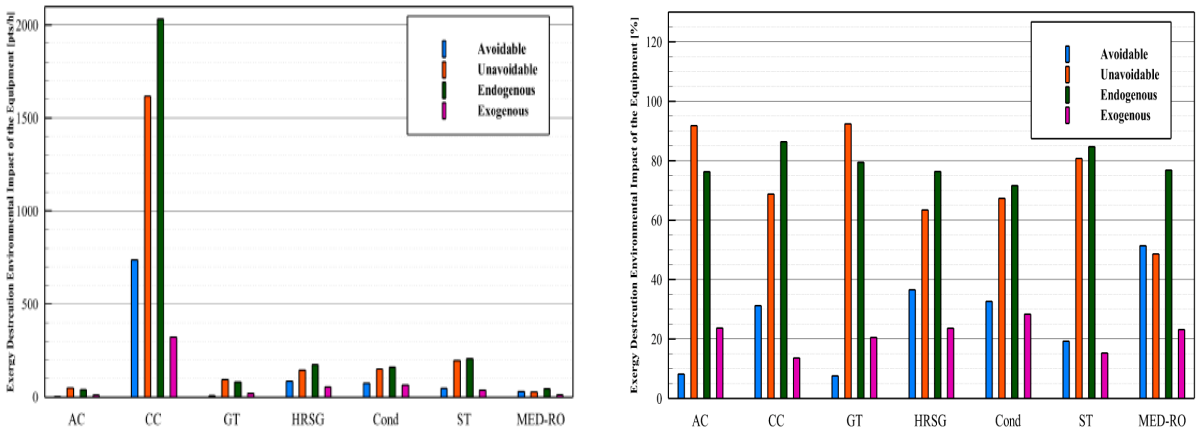
توزیع پیامدهای زیست‌محیطی تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر و درونی و بیرونی برای اجزای مختلف برحسب مقادیر نسبی و کمی در شکل ۸ نمایش داده شده است. مطابق شکل ۸.الف، بالاترین سهم پیامدهای زیست‌محیطی اگزرژی اجتناب‌پذیر مربوط به تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED-RO(۵۱٫۳۷٪)، و پس از آن، تأسیسات HRSG(۳۶٫۵۸٪)، توربین بخار (۶۵/۳۲٪) و توربین بخار (۲۶/۳۱٪) است. در نتیجه، اجزای فوق‌الذکر پتانسیل بهبود بالایی برای کاهش پیامدهای زیست‌محیطی تخریب اگزرژی بخش‌های مختلف سیستم دارند. علاوه بر این، بالاترین پیامدهای زیست‌محیطی تخریب اگزرژی درونی به‌ترتیب به محفظه احتراق (۸۶٫۳۵٪)، توربین بخار (۸۴٫۶۹٪) و توربین گازی (۴۳/۷۹٪) تعلق دارد. بدین ترتیب، محفظه احتراق، توربین بخار و توربین گازی مناسبترین گزینه‌ها برای کاهش پیامدهای زیست‌محیطی نسبی تخریب اگزرژی در بین اجزای سیستم محسوب می‌شوند.

شکل ۸ همچنین نشان می‌دهد که، حداکثر پیامدهای زیست‌محیطی نسبی اجتناب‌پذیر تخریب اگزرژی ممکن است در هر تجهیزاتی با حداکثر مقدار کمّی اجتناب‌پذیر تفاوت معناداری داشته باشد (مثلاً، تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED-RO دارای بیشترین مقدار نسبی اجتناب‌پذیر تخریب اگزرژی است، اما محفظه احتراق بیشترین مقدار کمی تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر را دارد). به همین صورت، تجهیزاتی که بالاترین مقدار نسبی پیامدهای زیست‌محیطی تخریب اگزرژی اجتناب‌ناپذیر را دارد، الزاماً بالاترین مقدار کمّی آن را ندارد.

شکل ۸.ب نشان می‌دهد که بیشترین پیامدهای زیست‌محیطی تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر مربوط به محفظه احتراق (۷۳۵٫۴۷ نقطه در ساعت)، وپس از آن، تأسیسات HRSG(۸۳٫۵۵ نقطه در ساعت)، کندانسور (۴۶٫۵۹ نقطه در ساعت) و توربین بخار (۲۹٫۵۸ نقطه در ساعت) است. علاوه بر این، محفظه احتراق (۶۱/۲۰۳۱ نقطه در ساعت)، توربین بخار (۱۷/۲۰۵ نقطه در ساعت)، HRSG(174/38 نقطه در ساعت) و کندانسور (۷۳/۱۶۰ نقطه در ساعت) بالاترین پیامدهای زیست‌محیطی تخریب اگزرژی را به خود اختصاص می‌دهند. بنابراین، بهبود عملکرد در محفظه احتراق، توربین بخار و تأسیسات HRSG، بیشترین پتانسیل را برای کاهش پیامدهای زیست‌محیطی تخریب اگزرژی در کل سیستم دارد.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]



شکل ۸. توزیع‌های تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر و تخریب اگزرژی درونی و بیرونی برای اجزای مختلف سیستم برحسب (الف) مقادیر نسبی، و (ب) مقادیر کمّی. AC، کمپرسور هوا؛ CC، محفظه احتراق؛ GT، توربین گازی؛ HRSG، مولد بخار با قابلیت بازیابی گرما؛ Cond، کندانسور؛ ST، توربین بخار؛ MED-RO، سیستم تقطیر با تأثیر چندگانه و اسمز معکوس.

۵) نتیجه‌گیری

با توجه به نیاز جوامع مختلف به برق و آب شیرین، آنالیز و بهینه‌سازی وضعیت تبدیل نیروگاه‌های برق به سیستم‌های هم‌زایش (تولید برق و آب شیرین) حائز اهمیت است. از این جهت، آنالیزهای جامع ترمودینامیکی، اقتصادی و زیست‌محیطی به منظور ارزیابی تبدیل بالقوه نیروگاه‌های سیکل ترکیبی به تأسیسات تولید همزمان برق و آب انجام شدند. برای این منظور، یک روش مدل‌سازی ترمودینامیکی برای نیروگاه سیکل ترکیبی یکپارچه با تأسیسات آب‌شیرین‌کن و اسمز معکوس پیشنهاد شد. علاوه بر این، آنالیزهای عادی و پیشرفته اگزرژی، اگزرژی-اقتصادی و اگزرژی-زیست‌محیطی به منظور ارزیابی پارامترهای عملکردی اصلی سیستم یکپارچه CCPP و تأسیسات آب‌شیرین‌کن MED-RO، و شناسایی پیشرفت‌های بالقوه فنی، اقتصادی و زیست‌محیطی انجام شدند. مطالعه‌ای موردی نیز در مورد نیروگاه برق شهید سلیمی نکا واقع در شمال ایران در راستای دریای خزر ارائه شد.

در مدل‌سازی اگزرژی نیروگاه برق نکا و سیکل یکپارچه پیشنهادی، نتایج نشان دادند که بازدهی اگزرژی برای سیکل ترکیبی فعلی ۴۵٫۷٪ و برای سیکل پیشنهادی تولید همزمان ۴۲٫۷٪ است. بالاترین هزینه تخریب اگزرژی محفظه احتراق ۱٫۰۹ دلار در ثانیه است. بدین ترتیب، این نتایج نشان می‌دهند که بازدهی اگزرژی نیروگاه پس از یکپارچه‌سازی با تأسیسات آب‌شیرین‌کن حدود ۳٪ کاسته شده است. نتایج تخریب اگزرژی سیستم یکپارچه نشان می‌دهد که محفظه احتراق، کمپرسور هوا و توربین گازی بیشترین سهم را در تخریب اگزرژی دارند. بنابراین، این واحدها بالاترین پتانسیل پیشرفت را دارند تا بدین طریق تخریب اگزرژی کل سیستم کاهش پیدا کند. در مورد بازدهی اگزرژی سیستم یکپارچه پیشنهادی، توربین‌های گازی و کمپرسورهای هوا به‌ترتیب بالاترین مقدار ۹۵ و ۹۲ درصد را داشتند، اما تأسیسات اسمز معکوس (۱۹٪)، آب‌شیرین‌کن با تأثیر چندگانه (۳۱٪) و کندانسورها (۳۴٪) کمترین بازدهی اگزرژی را داشتند. در ارزیابی اقتصادی سیستم یکپارچه پیشنهادی، نتایج نشان می‌دهند که می‌توان هزینه‌های سرمایه‌گذاری و عملیاتی سیستم را با افزایش سهم تأسیسات آب‌شیرین‌کن به روش اسمز معکوس در تخریب اگزرژی کاهش داد. علت این اتفاق، ضریب اگزرژی-اقتصادی بالای تأسیسات اسمز معکوس است. گذشته از این، نتایج ارزیابی اقتصادی نشان می‌دهد که هزینه تولید برق برای سیستم یکپارچه پیشنهادی حدود ۰٫۰۳۶ دلار در هر کیلووات-ساعت است، اما هزینه تولید آب شیرین از طریق تأسیسات آب‌شیرین‌کن با تأثیر چندگانه و اسمز معکوس به‌ترتیب ۲٫۵ و ۱٫۷۵ دلار در هر متر مکعب است.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

در آنالیز زیست‌محیطی سیکل پیشنهادی، نتایج نشان دادند که تأسیسات آب‌شیرین‌کن با تأثیر چندگانه (با ۹۰ نقطه در ساعت) و مولد بخار با قابلیت بازیابی گرما (۵,۰۴ نقطه در ساعت) بیشترین پیامدهای زیست‌محیطی را روی سیکل پیشنهادی دارند.

بالاترین پیامدهای زیست‌محیطی ناشی از تخریب اگزرژی به محفظه احتراق (۲۳۴۰ نقطه در ساعت) تعلق دارد، در حالی‌که کمپرسور هوا کمترین مقدار (۰,۰۵ نقطه در ساعت) را داراست. این اتفاق ناشی از تخریب اگزرژی هر یک از تجهیزات است. کمترین مقادیر فاکتور اگزرژی-زیست‌محیطی به محفظه احتراق و کندانسور، و بیشترین مقادیر آن به توربین گازی (۹۶٪) و کمپرسور هوا (۸۴٪) مربوط می‌شود. در نهایت، نتایج آنالیزهای پیشرفت اگزرژی، اگزرژی-اقتصادی و اگزرژی-زیست‌محیطی نشان داد که تأسیسات آب‌شیرین‌کن دارای بیشترین مقادیر نسبی تخریب اگزرژی اجتناب‌پذیر، هزینه تخریب اگزرژی و پیامدهای زیست‌محیطی تخریب اگزرژی هستند. محفظه احتراق بیشترین مقادیر کمّی اجتناب‌پذیر را برای پارامترهای یکسان دارد. علاوه بر این، آنالیزهای پیشرفته نشان می‌دهند که بهبود عملکرد در تجهیزات مختلف می‌تواند تخریب اگزرژی، هزینه تخریب اگزرژی و آثار زیست‌محیطی تخریب اگزرژی کل سیستم را بطور معناداری کاهش دهد.

آنالیز اگزرژی پیشرفته که در این پژوهش انجام می‌شود، شناسایی پتانسیل بهبود اقتصادی، فنی و زیست‌محیطی بخش‌های مختلف سیستم را ممکن می‌سازد. اجزایی را که در آنالیز قبلی شناسایی شدند می‌توان مناسب‌ترین گزینه‌ها برای بهبود بازدهی کلی در نظر گرفت. کاهش تخریب اگزرژی در این بخش‌ها امکان بهبود عملکردشان را فراهم می‌کند که منجر به بهبود بازدهی کل سیستم و کاهش آثار مضرشان بر هزینه‌ها و پیامدهای زیست‌محیطی سیستم می‌شود. از آنجایی‌که این بخش‌ها بیشترین تأثیر را روی سیستم دارند، بهبودشان تأثیر چشمگیری دارد. برای بهبود عملکرد و کاهش تخریب اگزرژی بخش‌های انتخابی، باید اقداماتی برای هر بخش انجام داد. تحقیقات آتی می‌توانند به عنوان موضوعی جذاب به روش‌های عملی جلوگیری از برگشت‌ناپذیری بخش‌های مختلف سیستم یکپارچه بپردازند.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

پیوست A

جدول A1. معادلات مدلسازی برای سیستم تقطیر با اثر چندگانه (MED)

جزء	معادلات مدلسازی
MED	عملکرد: $PR = \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_s}, RR = \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_F}$ اثر iام تعادل جرم: $FX_F = BX_B, FX_F = B_e.X_{B_e}$ اثر iام تعادل انرژی: $D_c\Delta h_{D_c} = Dh_D + Bh_B - Fh_F$ تراز ارتفاعی نقطه جوش: $BPE_D = T_D - T_{D_{sat}}$ مساحت: $D_c.\Delta h_{D_c} = A_eU_e(T_{D_{sat}}^{preu} - T_e)$ $U_e = 10^{-3}[1939.1+1.40562(T_{D_{sat}}^{preu} - 273.15)$ $-0.0207525(T_{D_{sat}}^{preu} - 273.15)^2$ $+0.0023186(T_{D_{sat}}^{preu} - 273.15)^3]$ اختلاف دمای ترمینال: $\Delta T_{TER} = T_c - T_e$ فلش‌باکس iمین تعادل جرمی: $D_{bd} + D_{fb} = D_{bd}^{in} + D_c$ فلشباکس i مین تعادل انرژی: $D_{bd}.h_{D_{bd}} + D_{fb}.h_{D_{fb}} = D_{bd}^{in}.h_{D_{bd}^{in}} + D_c.h_{D_c}$ فیدهیتر: $Q_{fh} = D_c(h_{D_c}^{in} - h_{D_c}^{out}) = \dot{m}_F(h_{\dot{m}_F}^{out} - h_{\dot{m}_F}^{in})$ $Q_{fh} = A_{fh}U_{fh}\frac{T_{\dot{m}_F}^{in} - T_{\dot{m}_F}^{out}}{\ln\left(\frac{T_{D_{c,sat}} - T_{\dot{m}_F}^{out}}{T_{D_{c,sat}} - T_{\dot{m}_F}^{in}}\right)}$ $U_{fh} = 10^{-3}[1617.5 + 0.1537(T_{D_{c,sat}} - 273.15)$ $+0.1825(T_{D_{c,sat}} - 273.15)^2$ $-0.0000802(T_{D_{c,sat}} - 273.15)^3]$
کندانسور	$Q_{cond} = D_c(h_{D_c}^{in} - h_{D_c}^{out}) = \dot{m}_{cond}(h_{sw}^{out} - h_{sw}^{in})$ $Q_{cond} = A_cU_c\frac{T_{sw}^{in} - T_{sw}^{out}}{\ln\left(\frac{T_D - T_{sw}^{in}}{T_D - T_{sw}^{out}}\right)}$ $U_c = 10^{-3}[1617.5 + 0.1537(T_D - 273.15)$ $+0.1825(T_D - 273.15)^2$ $-0.0000802(T_D - 273.15)^3]$ $\dot{m}_D = \sum_{i=1}^{n} D(i)$ $\dot{m}_S = D_c(1)$ $\dot{m}_F = F(1)$ $\dot{m}_B = B(n)$ مساحت ویژه: $SA = \frac{\sum A_e + \sum A_{fh} + A_c}{\dot{m}_D}$

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

جدول A2. معادلات مدلسازی برای تأسیسات آب‌شیرین‌کن RO

$$RR = \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_F}$$

$$RR = RR|_{T=25} \cdot \frac{J_w}{J_w|_{T=25}}$$

$$\dot{m}_F = \dot{m}_D + \dot{m}_B$$

$$\dot{m}_F = \dot{m}_{cwd,MED}$$

$$\dot{W}_{RO} = \frac{\dot{m}_{F(PFeed-P37)}.100}{\rho.\eta_{pump}}$$

$$J_w = \frac{D_w C_w V_w}{RTe[k]}\{(p_F - p_D) - (\pi_F - \pi_D)\}$$

$$\pi_i = \frac{385.sal_i.T_i}{0.14507\,(1000 - 10sal_i)}$$

T: میانگین دمای RO

R: ثابت عمومی گازها

e: ضخامت غشاء

V_w : حجم مولی آب

C_W : غلظت آب

$$D_w = \frac{k.T[^0K]}{3\pi_F \mu_w d_s}$$

$$\mu_w = 4.23\times10^{-5} + [0.157(T_F + 64.993)^2 - 91.296]^{-1}$$

$$d_s = 0.076\,MW_w$$

d_s: قطر استاکس

MW: وزن مولکولی

$$sal_B = \frac{sal_F}{1 - RR}$$

$$h_{distilate} = \frac{h_{feed} - RR.h_{brine}}{1 - RR}$$

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

جدول A3. سرمایه‌گذاری ثابت برای اجزای مختلف سیستم

جزء	معادله هزینه (دلار)	مرجع
AC	$44.71.m_a.r_{p,AC}.\ln(r_{p,AC})\frac{1}{0.95-\eta_{AC}}$	[۲۱]
CC	$\frac{28.98m_a}{0.995-\left(\frac{p_{out}}{p_{in}}\right)}(1+e^{(0.015(T_{out}-1540))})$	[۲۱]
GT	$479.34\frac{m_{fg}}{0.93-\eta_{GT}}\ln(r_{p,GT})(1+e^{(0.036T_{in}-54.4)})$	[۳۳]
HRSG	$6570\left[\left(\frac{Q_{EC}}{\Delta T_{EC}}\right)^{0.8}+\left(\frac{Q_{EV}}{\Delta T_{EV}}\right)^{0.8}+\left(\frac{Q_{SH}}{\Delta T_{SH}}\right)^{0.8}\right]+21276.m_w+1184.4.m_{fg}^{1.2}$	[۳۳]
هواگیر	$6570\left(\frac{Q_{DEA}}{\Delta T_{DEA}}\right)^{0.8}$	[۲۵]
پمپ	$3540.W_{pump}^{0.71}$	[۳۴]
MED	$\sum PEC_{effects}+\sum PEC_{feed-heaters}+\sum PEC_{flash-boxes}+PEC_{condenser}$ $PEC_{HX}=12.000\left(\frac{Area}{100}\right)^{0.6}$ $PEC_{membrane}+PEC_{pretreat}+PEC_{RO-pump}+PEC_{RO-valve}$ $PEC_{membrane}=NO_{membrane}.PEC_{one-membrane}$	[۲۵]
RO	$PEC_{one-membrane}=7846$ $PEC_{pretreat}=996.\xi_1\left(\frac{\dot{m}_{RO-feed}}{\rho}.24.3600\right)^{0.8}$ $\xi_1=1.399:\text{inf lation factor}$ $PEC_{RO-pump}=393.000\xi_1+701.19.14.5.P_{RO-feed}$ $PEC_{RO-valve}=8.07\cdot0.989\dot{m}\left(\frac{T_i}{P_i}\right)^{0.05}P_e^{-0.75}$	[۳۵،۳۶]
ST	$\frac{\eta_{ST}}{0.85}\times10^{(2.6259+1.4398*\log10(W_{ST})-0.1776(\log10(W_ST))^2)}$	[۳۴]

AC، کمپرسور هوا؛ CC، محفظه احتراق؛ GT، توربین گازی،HRSG، مولد بخار با قابلیت بازیابی گرما؛ MED تقطیر با تأثیر چندگانه؛ RO، اسمز معکوس؛ ST، توربین بخار.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

جدول A4. اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی ترمودینامیکی جریانات مختلف فرایند

	$\dot{m}(jg/s)$			$T(^{\circ}C)$			P(bar)		
	متلب	ترموفلکس	خطا (٪)	متلب	ترموفلکس	خطا (٪)	متلب	ترموفلکس	خطا (٪)
1	495.60	491.10	0.92	20.00	20.00	0.00	1.010	1.010	0.00
2	495.60	491.10	0.92	337.25	344.40	2.08	10.800	10.800	0.00
3	504.30	498.90	1.08	971.00	970.90	0.01	10.001	10.300	2.90
4	504.30	498.90	1.08	502.12	528.40	4.97	1.010	1.030	1.94
5	504.30	498.90	1.08	502.12	528.40	4.97	1.010	1.030	1.94
6	504.30	498.90	1.08	436.26	441.30	1.14	1.010	1.030	1.94
7	504.30	498.90	1.08	311.01	318.70	2.41	1.010	1.030	1.94
8	504.30	498.90	1.08	252.89	257.90	1.94	1.010	1.020	0.98
9	504.30	498.90	1.08	250.93	255.60	1.83	1.010	1.020	1.98
10	504.30	498.90	1.08	221.69	231.10	4.07	1.010	1.010	1.98
11	504.30	498.90	1.08	200.39	206.40	2.91	1.010	1.010	0.00
12	504.30	498.90	1.08	197.02	202.60	2.76	1.010	1.010	0.00
13	504.30	498.90	1.08	168.50	168.20	0.18	1.010	1.010	0.00
14	504.30	498.90	1.08	61.43	61.45	0.04	0.213	0.213	0.00
15	504.30	498.90	1.08	63.21	61.45	2.86	0.221	0.213	3.76
16	63.03	60.72	3.80	63.21	61.45	2.86	0.221	0.213	3.76
17	63.03	60.72	3.80	63.21	61.54	2.75	4.900	4.938	0.77
18	63.03	60.72	3.80	63.21	60.78	4.03	4.900	4.938	0.77
19	66.70	63.93	4.33	63.23	126.70	0.55	4.900	4.938	0.77
20	66.70	63.93	4.33	63.23	128.90	2.20	10.000	10.450	4.31
21	66.70	63.93	4.33	126.00	128.90	1.58	96.000	98.900	2.93
22	8.98	9.18	2.17	126.06	181.80	1.05	10.000	10.450	4.31
23	55.74	54.75	1.81	126.87	181.80	1.05	10.000	10.340	3.29
24	8.98	9.18	2.17	179.89	236.50	0.21	10.000	10.340	3.29
25	8.98	9.18	2.17	179.89	185.00	2.70	96.000	97.900	1.94
26	8.98	9.18	2.17	236.00	308.70	0.22	96.000	96.900	0.93
27	55.74	54.75	1.81	180.00	308.70	0.22	96.000	96.900	0.93
28	55.74	54.75	1.81	308.01	522.00	0.19	96.000	96.000	0.00
29	55.74	54.75	1.81	523.00	236.50	0.21	10.000	10.340	3.29
32	3.28	3.22	1.86	236.00	70.11	0.16	4.900	4.930	0.61
33	79.14	82.86	4.49	20.00	20.00	0.00	1.010	1.010	0.00
34	13.48	13.60	0.88	44.00	44.49	1.10	1.010	1.014	0.39
35	46.66	48.75	4.29	48.00	47.60	0.84	1.010	1.014	0.39
36	20.00	20.00	0.00	47.49	46.54	2.04	4.500	4.500	0.00
39	6.84	6.90	0.87	44.00	46.13	4.62	1.010	1.010	0.00
40	6.54	6.90	0.91	46.75	47.69	1.97	1.010	1.010	0.00

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

جدول A5. اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی ترمودینامیکی اجزای مختلف سیستم

اجزای سیستم	متلب (مگاوات)	ترموفلکس (مگاوات)	خطا(٪)
$W_{GT\ Pack}$	132.15	132.02	0.10
W_{AC}	158.02	159.63	1.01
W_{GT}	290.16	291.65	0.51
Q_{HPSH}	40.76	42.05	3.07
Q_{LPSH}	18.1	18.23	0.71
Q_{HPEV}	77.51	73.82	5.00
Q_{LPEV}	18.11	18.55	2.37
Q_{HPEC2}	35.97	34.39	4.59
Q_{HPEC1}	13.18	13.31	0.98
Q_{LPEC}	2.09	2.05	1.95
Q_{PRE}	17.65	17.86	1.18
W_{ST}	64.78	62.76	3.22
Q_{cond}	140.27	138.58	1.22
PR_{MED}	5.41	5.32	1.69
RR_{RO}	0.5242	0.512	2.38

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

جدول A6. نتایج آنالیز عادی اگزرژی، اقتصادی و زیست‌محیطی برای جریانات مختلف فرایند

جریان‌های فرایند	$\dot{m}(kg/s)$	T(°C)	P(bar)	$\dot{E}x(MW)$	C US$/GJ	$\dot{C}$ US$/min	b (pts/GJ)	B (pts/h)
1	495.60	20.00	1.010	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2	495.60	337.25	10.800	146.94	10.13	89.29	5.78	3055.32
3	504.30	971.00	10.001	424.59	8.63	219.95	5.15	7865.85
4	504.30	502.12	1.010	121.93	8.63	63.16	5.15	2258.82
5	504.30	502.12	1.010	121.93	8.63	63.16	5.15	2258.82
8	504.30	436.26	1.010	97.28	8.63	50.39	5.15	1802.13
9	504.30	311.01	1.010	55.01	8.63	28.50	5.15	1019.06
10	504.30	252.89	1.010	38.05	8.63	19.71	5.15	704.94
11	504.30	250.93	1.010	37.52	8.63	19.43	5.15	695.02
12	504.30	221.69	1.010	29.83	8.63	15.45	5.15	552.70
13	504.30	200.39	1.010	24.64	8.63	12.76	5.15	456.42
14	504.30	197.02	1.010	23.85	8.63	12.35	5.15	441.75
15	504.30	168.50	1.010	17.55	8.63	9.09	5.15	325.10
16	63.03	61.43	0.213	16.54	10.83	10.75	5.80	345.52
17	63.03	63.21	0.221	0.13	10.83	0.08	5.80	271
18	63.03	63.21	0.221	0.13	10.83	0.08	5.80	271
19	66.70	63.23	4.900	0.16	13.10	0.13	6.05	3.47
20	66.70	63.23	4.900	0.17	13.10	0.13	6.05	3.67
21	66.70	126.00	4.900	3.72	18.17	4.05	8.99	120.35
22	8.98	126.06	10.000	0.51	18.28	0.55	8.97	16.32
23	55.74	126.87	96.000	3.78	17.94	4.07	8.65	117.76
24	8.98	179.89	10.000	1.16	19.30	1.34	7.44	30.99
25	8.98	179.89	10.000	7.54	13.06	5.91	6.38	173.38
26	8.98	236.00	10.000	8.02	14.30	6.88	6.41	184.85
27	55.74	180.00	96.000	7.89	15.69	7.43	7.53	214.07
28	55.74	308.01	96.000	23.49	12.55	17.68	6.25	528.28
29	55.74	308.01	96.000	61.90	11.14	41.37	5.89	1311.53
32	55.74	523.00	96.000	84.77	10.83	55.10	5.80	1771.38
33	3.28	236.00	10.000	3.34	14.30	2.87	6.41	77.10
34	3.28	70.00	4.900	0.07	14.30	0.06	6.41	1.71
35	79.14	20.00	1.010	0.20	0.00	0.00	0.00	0.00
36	13.48	44.00	1.010	0.08	0.00	0.00	0.00	0.00
37	46.66	48.00	1.010	0.81	0.00	0.00	0.00	0.00
38	20.00	47.49	4.500	0.16	316.89	3.01	295.28	168.33
39	6.84	44.00	1.010	0.04	288.32	0.72	36.42	5.48
40	6.54	46.75	1.010	0.22	0.00	0.00	0.00	0.00

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

فهرست منابع

1. Najafi, B.; Shirazi, A.; Aminyavari, M.; Rinaldi, F.; Taylor, R. A Exergetic, economic and environmental analyses and multiobjective optimization of an SOFC-gas turbine hybrid cycle coupled with an MSF desalination system. Desalination 2014, 334, 46–59. [CrossRef]
2. Modabber, H.V.; Manesh, M.H.K. Optimal Exergetic, Exergoeconomic and Exergoenvironmental Design of Polygeneration System based on Gas Turbine-Absorption Chiller-Solar Parabolic Trough Collector Units Integrated with Multi-Effect DesalinationThermal Vapor Compressor- Reverse Osmosis Desalination Systems. Renew. Energy 2020, 165, 533–552.
3. Al-Zahrani, A.; Orfi, J.; Al-Suhaibani, Z.; Salim, B.; Al-Ansary, H. Thermodynamic Analysis of a Reverse Osmosis Desalination Unit with Energy Recovery System. Procedia Eng. 2012, 33, 404–414. [CrossRef]
4. Sadri, S.; Ameri, M.; Khoshkhoo, R.H. Multi-objective optimization of MED-TVC-RO hybrid desalination system based on the irreversibility concept. Desalination 2017, 402, 97–108. [CrossRef]
5. Blanco-Marigorta, A.M.; Masi, M.; Manfrida, G. Exergo-environmental analysis of a reverse osmosis desalination plant in Gran Canaria. Energy 2014, 76, 223–232. [CrossRef]
6. Calise, F.; d'Accadia, M.D.; Piacentino, A. Exergetic and exergoeconomic analysis of a renewable polygeneration system and viability study for small isolated communities. Energy 2015, 92, 290–307. [CrossRef]
7. Mokhtari, H.; Sepahvand, M. Thermoeconomic and exergy analysis in using hybrid systems (GT + MED + RO) for desalination of brackish water in Persian Gulf. Desalination 2016, 399, 1–15. [CrossRef]
8. Almutairi, A.; Pilidis, P.; Al-Mutawa, N.; Al-Weshahi, M. Energetic and exergetic analysis of cogeneration power combined cycle and ME-TVC-MED water desalination plant: Part-1 operation and performance. Appl. Therm. Eng. 2016, 103, 77–91. [CrossRef]
9. Shahzad, M.W.; Ng, K.C.; Thu, K. An improved cost apportionment for desalination combined with power plant: An exergetic analyses. In Applied Mechanics and Materials; Trans Tech Publications Ltd.: Stafa-Zurich, Switzerland, 2016.
10. Eveloy, V.; Rodgers, P.; Qiu, L. Integration of an atmospheric solid oxide fuel cell-gas turbine system with reverse osmosis for distributed seawater desalination in a process facility. Energy Convers. Manag. 2016, 126, 944–959. [CrossRef]
11. Ng, K.C.; Shahzad, M.W.; Son, H.S.; Hamed, O. A An exergy approach to efficiency evaluation of desalination. Appl. Phys. Lett. 2017, 110, 184101. [CrossRef]
12. Arani, A.M.A.; Zamani, V.; Behbahaninia, A. Economic analysis of a combined power and desalination plant considering availability changes due to degradation. Desalination 2017, 414, 1–9. [CrossRef]
13. Salimi, M.; Amidpour, M. Investigating the integration of desalination units into cogeneration systems utilizing R-curve tool. Desalination 2017, 419, 49–59. [CrossRef] 14. Ameri, M.; Ahmadi, P.; Khanmohammadi, S. Exergy analysis of a 420 MW combined cycle power plant. Int. J. Energy Res. 2008, 32, 175–183.
15. Vazini Modabber, H.; Manesh, M.H.K. Exergetic Exergoeconomic and Exergoenvironmental Multi-Objective Genetic Algorithm Optimization of Qeshm Power and Water Cogeneration Plant. Gas Process. 2019, 7, 1–28.
16. Moghimi, M.; Emadi, M.; Akbarpoor, A.M.; Mollaei, M. Energy and exergy investigation of a combined cooling, heating, power generation, and seawater desalination system. Appl. Therm. Eng. 2018, 140, 814–827. [CrossRef]

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

17. Petrakopoulou, F.; Tsatsaronis, G.; Morosuk, T. Advanced Exergoeconomic Analysis of a Power Plant with CO2 Capture. Energy Procedia 2015, 75, 2253–2260. [CrossRef] 18. Bejan, A.; Tsatsaronis, G.; Moran, M.J. Thermal Design and Optimization; Wiley: New York, NY, USA, 1996.

19. Mistry, K.H.; Antar, M.A.; Lienhard, J.H. An improved model for multiple effect distillation. Desalination Water Treat. 2013, 51, 807–821. [CrossRef]

20. Wagner, W.; Kretzschmar, H.J. International Steam Tables—Properties of Water and Steam based on the Industrial Formulation IAPWSIF97: Tables, Algorithms, Diagrams, and CD-ROM Electronic Steam Tables—All of the Equations of IAPWS-IF97 Including a Complete Set of Supplementary Backward Equations for Fast Calculations of Heat Cycles, Boilers, and Steam Turbines; Springer: Berlin/Heidelberg, Germany, 2007.

21. Dincer, I.; Rosen, M.A.; Ahmadi, P. Optimization of Energy Systems; Wiley: New York, NY, USA, 2017.

22. Valero, A.; Lozano, M.A.; Serra, L.; Tsatsaronis, G.; Pisa, J.; Frangopoulos, C.; von Spakovsky, M.R. CGAM problem: Definition and conventional solution. Energy 1994, 19, 279–286. [CrossRef]

23. Dincer, I.; Rosen, M.A. Chapter 3—Chemical Exergy, in Exergy, 2nd ed.; Dincer, I., Rosen, M.A., Eds.; Elsevier: Amsterdam, The Netherlands, 2013; pp. 31–49.

24. Sharqawy, M.H.; Zubair, S.M.; Lienhard, J.H. Second law analysis of reverse osmosis desalination plants: An alternative design using pressure retarded osmosis. Energy 2011, 36, 6617–6626. [CrossRef]

25. Cavalcanti, E.J.C. Exergoeconomic and exergoenvironmental analyses of an integrated solar combined cycle system. Renew. Sustain. Energy Rev. 2017, 67, 507–519. [CrossRef]

26. Goedkoop, M.; Effting, S.; Collignon, M. The Eco-indicator 99: A Damage Oriented Method for Life-cycle Impact Assessment : Manual for Designers; PRé, Product Ecology Consultants: Amersfoort, The Netherlands, 2000.

27. Raluy, G.; Serra, L.; Uche, J. Life cycle assessment of MSF, MED and RO desalination technologies. Energy 2006, 31, 2361–2372. [CrossRef]

28. Petrakopoulou, F.; Tsatsaronis, G.; Morosuk, T.; Carassai, A. Advanced exergoeconomic analysis applied to a complex energy conversion system. J. Eng. Gas Turbines Power 2012, 134, 031801. [CrossRef] Processes 2021, 9, 59 29 of 29

29. Tsatsaronis, G.; Park, M.-H. On avoidable and unavoidable exergy destructions and investment costs in thermal systems. Energy Convers. Manag. 2002, 43, 1259–1270. [CrossRef]

30. Anvari, S.; Saray, R.K.; Bahlouli, K. Conventional and advanced exergetic and exergoeconomic analyses applied to a tri-generation cycle for heat, cold and power production. Energy 2015, 91, 925–939. [CrossRef]

31. Boyano, A.; Morosuk, T.; Blanco-Marigorta, A.M.; Tsatsaronis, G. Conventional and advanced exergoenvironmental analysis of a steam methane reforming reactor for hydrogen production. J. Clean. Prod. 2012, 20, 152–160. [CrossRef]

32. Zhou, W.; Song, L.; Guan, T.K. A numerical study on concentration polarization and system performance of spiral wound RO membrane modules. J. Membr. Sci. 2006, 271, 38–46. [CrossRef]

33. Ghaebi, H.; Saidi, M.H.; Ahmadi, P. Exergoeconomic optimization of a trigeneration system for heating, cooling and power production purpose based on TRR method and using evolutionary algorithm. Appl. Therm. Eng. 2012, 36, 113–125. [CrossRef]

34. Boyaghchi, F.A.; Heidarnejad, P. Thermoeconomic assessment and multi objective optimization of a solar micro CCHP based on Organic Rankine Cycle for domestic application. Energy Convers. Manag. 2015, 97, 224–234. [CrossRef]

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

35. Park, C.; Park, P.K.; Mane, P.P.; Hyung, H.; Gandhi, V.; Kim, S.H.; Kim, J.H. Stochastic cost estimation approach for full-scale reverse osmosis desalination plants. J. Membr. Sci. 2010, 364, 52–64. [CrossRef]

36. El-Sayed, Y.M. The Thermoeconomics of Energy Conversions; Elsevier Science: Amsterdam, The Netherlands, 2013.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]

چکیده انگلیسی

Analysis of exergy, exergy-economic and exergy-environmental of combined cycle power plant with desalination water

Majid Mehran[1], Farivar Fa Zalpour[2], Alir Za Saraei [3]

Technical Department of Energy System Engineering. South Tehran Branch, Islamic Azad university, Tehran, Iran.

Received: October 2023 Accepted: March 2023

Abstract

The global population growth and human lifestyle transformation have escalated the need for fresh water and energy, a challenge which can be tackled by using industrial desalination facilities. The research innovation of this study is to determine the feasibility of integrating Shahid Salimi Neka Combined Cycle Power Plant (CCPP) (Neka County, Mazandaran Province, Iran) with multiple-effect distillation and reverse osmosis (MED-RO) facilities through a conventional comprehensive analysis as well as advanced analyses of exergy, economic exergy, and environmental exergy. For this purpose, mathematical programming is first used for thermodynamic CCPP modeling. After that, a mathematical model is proposed to integrate the existing CCPP into MED-RO facilities. Finally, the foregoing conventional and advanced analyses are conducted to evaluate the primary performance parameters of the integrated CCPP–MED-RO system and identify potentially technical, economic, and environmental advances. The results indicated a 3.79% increase in fuel consumption after the CCPP was integrated with desalination facilities. The exergy efficiency of the advanced system was reported 42.7%, and the maximum cost of the combustion chamber exergy destruction was estimated at $1.09 per second. According to economic and environmental analyses of the integrated system, gas turbines would have the highest investment cost (*i.e.*, $0.047 per second), whereas the MED system would have the maximum environmental impact factor (*i.e.*, 0.025 points per second).

Keywords: mathematical modeling and simulation, desalination, water and electricity generation, combined cycle power plant (CCPP), multiple-effect distillation (MED), reverse osmosis (RO), advanced exergy analysis, economic exergy analysis, environmental exergy analysis

*corresponding author: F_fazelpour@azad.ac.ir

Cite this article as: Majid Mehran, Farivar Fa Zalpour, Alir Za Saraei, Analysis of exergy, exergy-economic and exergy-environmental of combined cycle power plant with desalination water. Journal of Energy Conversion, 2023, 10(2), 65-96. **DOR:** 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.2.3.3]