

## تحلیل انرژی و انرژی نیروگاه سیکل ترکیبی تبدیل انرژی حرارتی اقیانوسی با توربین دومرحله‌ای و استفاده از آب گرم خروجی کندانسور نیروگاه حرارتی

مهدی اسدی پائین لموکی<sup>۱</sup>، مجید اسحق نیموری<sup>۲</sup>، قدیر اسماعیلی<sup>۳</sup>

m.eshagh@ausmt.ac.ir

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی سیستم‌های انرژی، دانشگاه تخصصی فناوری‌های نوین آمل

۲- استادیار مهندسی مکانیک، دانشگاه تخصصی فناوری‌های نوین آمل

۳- استادیار مهندسی مکانیک، دانشگاه تخصصی فناوری‌های نوین آمل

### چکیده

افزایش روز افزون نیاز به انرژی در کنار محدودیت منابع سوخت‌های فسیلی و آلودگی‌های زیست محیطی ناشی از سوخت‌های فسیلی موجب توجه روزافزون به منابع انرژی تجدیدپذیر شده است. در سیستم تبدیل انرژی حرارتی اقیانوسی از اختلاف دمایی موجود بین آب گرم سطح دریا و آب سرد عمق آن برای تولید توان الکتریکی استفاده می‌شود. به دلیل اختلاف دمایی پایین بین منابع گرم و سرد، راندمان حرارتی این سیستم‌ها در مقایسه با نیروگاه‌های سوخت فسیلی پایین‌تر است. در تحقیق حاضر به عنوان یک روش پیشنهادی جهت افزایش توان تولیدی و راندمان حرارتی سیکل، از آب گرم خروجی از کندانسور نیروگاه حرارتی به جای آب سطحی استفاده شده و همچنین از توربین دومرحله‌ای و گرمایش مجدد بین دو مرحله آن استفاده شد. سیکل پیشنهادی با استفاده از جنبه‌های انرژی و انرژی مورد تحلیل قرار گرفت. نتایج نشان داد به طور متوسط در هر ماه ۲۷/۵۲ مگاوات توان الکتریکی خالص در سیکل تولید شده و راندمان‌های انرژی و انرژی به ترتیب ۳/۳۴ و ۱۷/۲ درصد بدست آمد. در ادامه، سیکل پیشنهادی با استفاده از آب گرم خروجی از کندانسور نیروگاه سیکل ترکیبی شهید سلیمی نکا مدل‌سازی شد. نتایج نشان داد که با استفاده از آب خروجی از کندانسور سیکل ترکیبی به طور متوسط در هر ماه ۱۷/۷۲ مگاوات توان الکتریکی خالص تولید می‌شود. همچنین به طور متوسط ۱۸۸۲۹ تن در روز آب شیرین تولید شده و راندمان حرارتی کل نیروگاه سیکل ترکیبی نیز به میزان ۱/۸۷ درصد بهبود یافت.

واژگان کلیدی: سیستم تبدیل انرژی حرارتی اقیانوسی، سیکل ترکیبی، تحلیل انرژی و انرژی، نیروگاه حرارتی.

تاریخ دریافت مقاله : ۹۸/۰۹/۰۸

تاریخ پذیرش مقاله : ۹۸/۱۲/۱۸

## ۱ - مقدمه

به دلیل اختلاف دمایی نسبتاً کوچک بین منابع گرمایش و سرمایش، بازده چرخه کارنو برای یک سیکل OTEC به ۸ درصد محدود می‌شود [۶]. با این حال، ذخایر عظیم انرژی اقیانوسی سبب شده تا این تکنولوژی به عنوان یک موضوع تحقیقاتی امید بخش در نظر گرفته شود. اوهارا و همکاران [۱] گزارش دادند که آمونیاک یکی از سیال عامل‌های مناسب برای یک نیروگاه سیکل بسته رانکین برای سیستم OTEC بوده است.

چن و همکاران [۷] و وانگ و همکاران [۸] عملکرد ترمودینامیکی OTEC را با استفاده از سیال عامل‌های مختلف برای تبدیل گرمای دما پایین مورد بررسی قرار دادند. دی‌پیپو [۹] مقایسه‌ای از سیال عامل‌های مختلف را در یک سیکل بسته OTEC انجام داد. نتایج نشان داد که سیال عامل مخلوط آب و آمونیاک برای یک سیکل با منبع گرمایش دمای پایین بهتر عمل می‌کند و بازده حرارتی تئوریک آن ۳ درصد بالاتر از سیکل با سیال عامل خالص است. عملکرد سیستم‌های OTEC با سیال عامل‌های مختلف توسط یون و همکاران [۱۰] بررسی شد. آن‌ها نتیجه گرفتند که آمونیاک بهترین بازده را برای سیستم قدرت OTEC ارائه می‌دهد.

مطالعات بهینه‌سازی و تحلیل انرژی و انرژی‌های سیکل رانکین آلی در یک سیستم OTEC توسط سان و همکاران [۱۱] انجام شد. یونگ و همکاران [۱۲] یک سیستم OTEC را با استفاده از دیدگاه ترمو اکونومیک مورد تحلیل قرار دادند. احمدی و همکاران [۱۳] یک نیروگاه OTEC همراه با انرژی خورشیدی برای تولید هیدروژن را پیشنهاد کردند. تحلیل‌های انرژی و انرژی‌های آن‌ها برای این سیستم نشان داد که راندمان انرژی برای این سیستم حدود ۳/۶ درصد و راندمان انرژی سیستم حدود ۲۲/۷ درصد بدست آمد.

خسروی و همکاران [۱۴] یک سیستم تامین انرژی تجدیدپذیر و پایدار ترکیبی شامل سیستم OTEC و سیستم فتوولتائیک به همراه یک سیستم ذخیره‌سازی هیدروژن پیشنهاد داده‌اند و تحلیل انرژی، انرژی و اقتصادی برای سیال عامل‌های مختلف را مطالعه نمودند. نتایج نشان داد که حداکثر توان تولیدی سیکل OTEC برای سیال عامل آمونیاک بوده است و راندمان حرارتی کلی سیستم ترکیبی به میزان ۳/۳۱۸ درصد بدست آمد.

تامین انرژی به عنوان یکی از اساسی‌ترین پیش نیازهای توسعه اقتصادی و بهبود کیفیت زندگی بشر در طول تاریخ از اهمیت زیادی برخوردار بوده است. در سال‌های اخیر افزایش روز افزون نیاز به انرژی، محدودیت منابع سوخت‌های فسیلی، گرمایش جهانی و آلودگی‌های زیست محیطی ناشی از سوخت‌های فسیلی موجب توجه دوباره به منابع انرژی تجدید پذیر شده است [۱].

اقیانوس‌ها و دریاها حدود ۷۱ درصد از کل سطح زمین را پوشانده‌اند و این بدین معنی است که قسمت عمده انرژی تابشی خورشید که به زمین می‌رسد توسط آب‌های دریا و اقیانوس‌ها دریافت و سپس تلف می‌شود [۲].

تبدیل انرژی حرارتی اقیانوس<sup>۱</sup>، یکی از فن‌آوری‌هایی است که به طور غیر مستقیم تابش خورشیدی را به انرژی الکتریکی تبدیل می‌کند. به عبارت دیگر در یک سیستم OTEC، انرژی خورشیدی جذب شده توسط آب سطح اقیانوس‌ها بدون مصرف سوخت به انرژی الکتریکی تبدیل می‌شود [۳].

برای سیستم OTEC سه نوع سیکل قدرت اصلی به صورت سیکل بسته<sup>۲</sup>، سیکل باز<sup>۳</sup> و سیکل ترکیبی<sup>۴</sup> پیشنهاد شده است. در سیکل بسته از آب گرم سطح دریا برای تولید بخار سیال عاملی مانند آمونیاک در اواپراتور و از آب سرد عمق دریا نیز جهت چگالش سیال عامل در کندانسور در یک سیکل بسته رانکین استفاده می‌شود [۳]. در سیکل باز آب دریا تحت خلاء جزئی در یک اواپراتور تحت خلاء تبخیر شده و بخار حاصل با فشار پایین وارد توربین می‌شود. بخار ورودی به توربین پس از چرخاندن توربین و تولید توان، از توربین خارج شده و در کندانسور چگالیده می‌شود [۴].

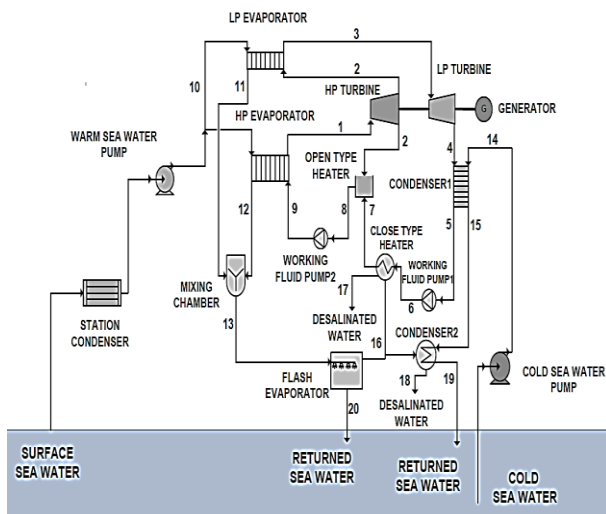
در سیکل ترکیبی که در واقع ترکیبی از سیکل بسته و باز است، ابتدا حرارت موجود در آب دریا به سیالی مثل آمونیاک منتقل می‌گردد و آمونیاک، سیکلی مشابه سیکل رانکین را طی می‌کند. سپس آب دریا به یک اواپراتور که فشار داخلی آن از فشار محیط کمتر است وارد شده و به صورت آبی به بخار تبدیل می‌گردد. بخار آب ایجاد شده در کندانسوری که توسط آب سرد عمق دریا خنک می‌شود چگالیده شده و آب شیرین تولید می‌گردد [۵].

<sup>۳</sup> Open Cycle<sup>۴</sup> Hybrid Cycle<sup>۱</sup> Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC)<sup>۲</sup> Close Cycle

عملکرد سیکل از جنبه انرژی انجام نشده است که در این پژوهش تحلیل انرژی سیکل پیشنهادی نیز انجام می‌شود. در نهایت به عنوان یک مطالعه موردی، سیکل پیشنهادی با استفاده از آب گرم خروجی از کندانسور نیروگاه سیکل ترکیبی شهید سلیمی نکا مدل‌سازی و تاثیر استفاده از سیکل OTEC بر راندمان نیروگاه سیکل ترکیبی نکا بررسی خواهد گردید.

## ۲- معرفی سیکل پیشنهادی اصلاح شده

در شکل (۱) شماتیک سیکل ترکیبی پیشنهادی OTEC که در آن از توربین دومرحله‌ای با گرمایش مجدد و همچنین آب گرم خروجی از کندانسور نیروگاه حرارتی استفاده می‌شود نشان داده شده است. سیکل را می‌توان به دو بخش تولید توان و تولید آب شیرین تقسیم‌بندی کرد. به منظور بهبود عملکرد سیکل OTEC، توربین در سیکل پایه، با یک توربین دومرحله‌ای به همراه یک مرحله گرمایش مجدد جایگزین خواهد شد. بخش تولید توان شامل یک سیکل بسته رانکین با سیال عامل آمونیاک است. از آب گرم خروجی از کندانسور نیروگاه حرارتی به عنوان منبع حرارتی در اواپراتورهای سیکل رانکین استفاده می‌شود. همچنین از آب سرد عمق دریا در کندانسور جهت چگالش بخار آمونیاک خروجی از توربین فشار ضعیف استفاده می‌شود. بخش دوم سیکل مربوط به تولید آب شیرین است. در این بخش جریان‌های آب گرم خروجی از اواپراتورهای سیکل پس از ترکیب در محفظه اختلاط، وارد یک فلاش اواپراتور می‌شود.



شکل (۱) شماتیک سیکل پیشنهادی OTEC با استفاده از آب خروجی کندانسور نیروگاه حرارتی و توربین دو مرحله‌ای.

یامادا و همکاران [۱۵] استفاده از انرژی خورشیدی حرارتی به منظور بهبود راندمان حرارتی سیکل OTEC را مطرح نمودند. آیدین و همکاران [۱۶] یک سیکل بسته OTEC با توان تولیدی ۱۰۰ کیلو وات را به همراه یک کلکتور خورشیدی مورد تحلیل قرار دادند.

کیم و همکاران [۱۷] استفاده از آب گرم خروجی از کندانسور یک نیروگاه هسته‌ای به جای آب سطحی را، در نیروگاه OTEC بررسی کردند و نشان دادند که راندمان نیروگاه OTEC با استفاده از آب گرم خروجی کندانسور نیروگاه هسته‌ای به جای آب سطحی حدود ۲ درصد افزایش یافت. سوتو و ورگارا [۵] افزایش راندمان نیروگاه حرارتی با استفاده از نیروگاه OTEC را مورد بررسی قرار دادند. در مطالعه آن‌ها، یک نیروگاه OTEC با یک نیروگاه ۷۴۰ مگاواتی ذغال سنگی ترکیب شده است. با استفاده از آب خروجی کندانسور، توان تولیدی در ماه‌های مختلف بین ۲۵ تا ۳۷ مگاوات افزایش یافته و همچنین سیستم قادر به تولید ۵/۸ میلیون تن آب شیرین در سال بوده است. بازده حرارتی سیستم پیشنهادی OTEC به ۳/۴ درصد رسید و راندمان خالص نیروگاه حرارتی اصلی آن نیز ۱/۳ درصد افزایش یافت.

با افزایش دمای منبع گرمایش در سیکل OTEC، راندمان حرارتی و توان الکتریکی تولیدی سیکل افزایش خواهد یافت. با توجه به اینکه بیشترین اتلاف انرژی نیروگاه‌های حرارتی مربوط به کندانسور این نیروگاه‌ها است، در صورت استفاده از این تلفات انرژی در یک سیکل OTEC، می‌توان علاوه بر بهبود عملکرد سیکل OTEC، راندمان حرارتی نیروگاه اصلی را نیز افزایش داد. از اینرو در پژوهش حاضر از آب گرم خروجی از کندانسور نیروگاه حرارتی به جای آب سطحی، به عنوان یک روش در جهت افزایش راندمان و بهبود عملکرد سیکل OTEC استفاده خواهد شد.

علاوه بر آن با توجه به اینکه دومرحله‌ای کردن فرآیند انبساط و استفاده از گرمایش مجدد سبب افزایش توان تولید شده در توربین خواهد شد، لذا در پژوهش حاضر توربین تک‌مرحله‌ای در سیکل معمول OTEC، با یک توربین دومرحله‌ای به همراه گرمایش مجدد در سیکل جایگزین شده و عملکرد سیکل OTEC پیشنهادی به عنوان روشی در راستای بهبود عملکرد تکنولوژی OTEC بررسی خواهد شد. همچنین در بیشتر تحقیقات انجام شده در زمینه تکنولوژی OTEC، صرفاً تحلیل انرژی سیکل انجام شده و تحلیل

جدول (۱) داده‌های ورودی برای شبیه‌سازی سیکل پیشنهادی [۵].

واحد	مقدار	پارامتر طراحی
$\text{kW.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$	۴/۹	ضریب انتقال حرارت کلی صفحات اواپراتور
$\text{kW.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$	۴/۴۲	ضریب انتقال حرارت کلی صفحات کندانسور
$\text{m}^2$	۳/۲	سطح موثر صفحات کندانسور و اواپراتور
m	۸۸۱۵	طول لوله آب سرد
m/s	۱/۹	سرعت آب داخل لوله سرد
kg/s	۷۳۴۰	دبی جرمی آب سرد
m	۰۰۰۰	زبری داخلی لوله آب سرد
$\text{m}^3/\text{s}$	۲۵/۶۱	دبی حجمی آب گرم
kPa	۱/۵	فشار داخلی فلاش اواپراتور

همچنین آمونیاک در ورودی به پمپ‌های سیال عامل در حالت مایع اشباع در نظر گرفته شده است [۵]. از آنجا که در سیکل پایه [۵]، حالت ورودی به توربین، بخار اشباع در نظر گرفته شده است، برای مقایسه بهتر نتایج شبیه‌سازی سیکل پیشنهادی با سیکل پایه، حالت ورودی به توربین فشار بالا در تحقیق حاضر نیز بخار اشباع فرض شده است.

### ۳- تحلیل انرژی

معادلات حاکم در این بخش برای هر حجم کنترل شامل معادله موازنه انرژی و معادله موازنه جرم است. برای تحلیل انرژی و انرژی سیکل ارائه شده در این پژوهش برنامه‌ای در نرم افزار EES<sup>۱</sup> نوشته و اجرا شده است. جهت شبیه‌سازی در بخش تحلیل انرژی، سیستم در حالت پایا در نظر گرفته شده و از تلفات حرارتی در لوله‌ها و تجهیزات صرف نظر شده است. از افت فشار سمت آمونیاک سیکل رانکین، محفظه اختلاط و فلاش اواپراتور و همچنین افت فشار اصطکاکی لوله در بخش آب گرم به دلیل کوتاه بودن طول لوله صرف نظر شده است. معادلات حاکم برای تجهیزات مختلف سیکل در جدول (۲) نشان داده شده است [۵، ۱۸]. همچنین روابط مورد استفاده جهت محاسبه توان مصرفی پمپ‌های موجود در سیکل در جدول (۳) نشان داده شده است [۵، ۱۳، ۱۸-۲۱].

فشار داخلی فلاش اواپراتور توسط یک پمپ خلاء از فشار محیط پایین‌تر نگه داشته شده و در اثر کاهش فشار، بخشی از آب دریای ورودی به فلاش اواپراتور تبخیر می‌شود. بخشی از این بخار آب تولید شده وارد گرمکن بسته شده و پس از انتقال حرارت با آمونیاک مایع به صورت آب شیرین از گرمکن بسته خارج می‌شود. قسمت اصلی بخار تولید شده نیز وارد کندانسور آب شیرین کن شده و در آن با آب سرد قسمت عمیق دریا که از کندانسور اصلی سیکل رانکین خارج می‌شود انتقال حرارت انجام داده و در نهایت پس از چگالش و تولید آب شیرین از کندانسور خارج می‌شود. در نهایت آب گرم دریا که در فلاش اواپراتور تبخیر نشده با دمای پایین‌تری به دریا تخلیه شده و با این روش، مشکلات زیست محیطی ناشی از تخلیه آب گرم خروجی از کندانسور نیروگاه‌های حرارتی نیز از بین خواهد رفت.

### ۲-۱- داده‌های ورودی

جهت مدل‌سازی و تحلیل ترمودینامیکی اجزای مختلف سیکل، تغییرات دما و شوری آب دریا در طول سال و همچنین نحوه تغییرات دمایی آب دریا نسبت به تغییرات عمق مورد نیاز است. در پژوهش حاضر، جهت مدل‌سازی سیکل پیشنهادی از داده‌های دمایی و میزان شوری آب اقیانوس آرام در ماه‌های مختلف سال ۲۰۱۰ استفاده شده است. همچنین در بخش مطالعه موردی، داده‌های مربوط به دریای خزر در سال ۲۰۱۸ به کار گرفته شده است [۵]. پارامترهای مورد استفاده در شبیه‌سازی قسمت‌های مختلف سیکل در جدول (۱) نشان داده شده است [۵].

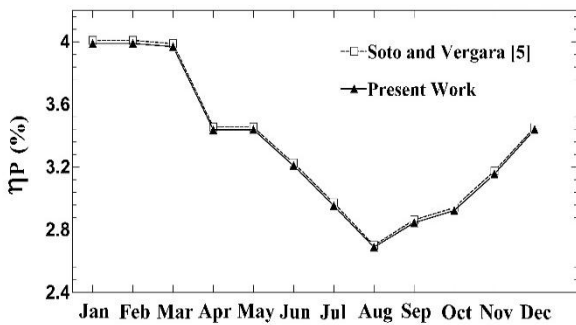
علاوه بر داده‌هایی که در جدول (۱) نشان داده شده‌اند، راندمان‌های آیزنتروپیک توربین، پمپ خلا و ژنراتور به ترتیب ۰/۹، ۰/۷۵ و ۰/۹۵ و نیز راندمان سایر پمپ‌ها در سیکل ۰/۸ در نظر گرفته شده است. نسبت انبساط توربین که به صورت سهم افت فشار در توربین HP به افت فشار کل تعریف می‌شود برابر ۰/۵ است. همچنین جنس صفحات اواپراتورها و کندانسور از تیتانیوم و ضخامت و فاصله بین صفحات آن‌ها نیز به ترتیب ۱ و ۵ میلی‌متر در نظر گرفته شده است. طول و عرض صفحات کندانسور و اواپراتورها به ترتیب ۴ متر و ۰/۸ متر و میزان افزایش دما در کندانسور نیروگاه حرارتی معادل ۱۰ درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده است [۵].

<sup>۱</sup> Engineering Equation Solver

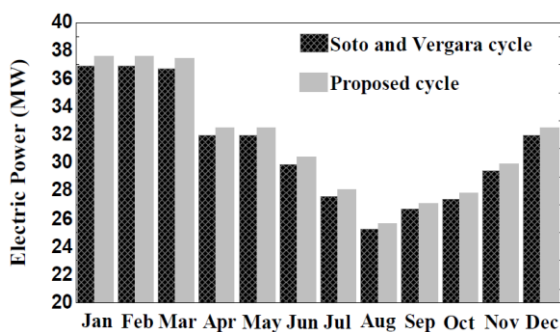
جدول (۲) روابط مورد استفاده جهت تحلیل انرژی سیکل پیشنهادی [۵، ۱۸].

رابطه	پارامتر	جزء
$\dot{W}_G = \eta_G \cdot (\dot{W}_{HPT} + \dot{W}_{LPT})$ $= \eta_G \cdot [\dot{m}_{WF} \cdot (h_1 - h_2) + (\dot{m}_{WF} - mf_{ext}) \cdot (h_3 - h_4)]$	توان تولیدی	ژنراتور
$\dot{m}_{WLP} = emf \cdot \dot{m}_W$ $\dot{m}_{WHP} = (1 - emf) \cdot \dot{m}_W$	نسبت دبی جرمی عبوری	اوپراتور
$\dot{Q}_{HPE} = \dot{m}_{WF} \cdot (h_1 - h_9) = \dot{m}_{WHP} \cdot C_p \cdot (T_{10} - T_{12})$ $\dot{Q}_{LPE} = (\dot{m}_{WF} - mf_{ext}) \cdot (h_3 - h_2) = \dot{m}_{WLP} \cdot C_p \cdot (T_{10} - T_{11})$	انتقال حرارت	اوپراتور
$A_E = \frac{\dot{Q}_E}{U_E \cdot \Delta T_{m,E}}$	سطح مورد نیاز هر اوپراتور	
$\dot{Q}_C = (\dot{m}_{WF} - mf_{ext}) \cdot (h_4 - h_5) = \dot{m}_{CW} \cdot C_p \cdot (T_{15} - T_{14})$	انتقال حرارت	کندانسور
$A_C = \frac{\dot{Q}_C}{U_C \cdot \Delta T_{m,C}}$	سطح مورد نیاز	
$\dot{m}_D = \frac{\dot{m}_W \cdot C_{p,FE} \cdot \Delta T_{S,FE}}{h_{fg}}$ $\Delta T_{S,FE} = T_{13} - T_{sat(P_{FE})}$	نرخ تولید آب شیرین درجه سوپرهیت بودن	کندانسور آب شیرین کن
$\dot{m}_{WLP} \cdot h_{11} + \dot{m}_{WHP} \cdot h_{12} = \dot{m}_W \cdot h_{13}$	دمای آب خروجی	محفظه اختلاط
$\dot{Q}_{cth} = (\dot{m}_{WF} - mf_{ext}) \cdot (h_7 - h_6) = \dot{m}_{17} \cdot (h_{16} - h_{17})$	انتقال حرارت	گرمکن بسته
$mf_{ext} \cdot h_2 + (\dot{m}_{WF} - mf_{ext}) \cdot h_7 = \dot{m}_{WF} \cdot h_8$	دبی جرمی بخار زیر کش شده	گرمکن باز
$\eta_P = \frac{W_{net}}{Q_{HPE} + Q_{LPE}} = \frac{W_G - W_{WFP1} - W_{WFP2} - W_{CP} - W_{WP} - W_{VP}}{Q_{HPE} + Q_{LPE}}$	راندمان حرارتی	

افزایش یافته و این افزایش در توان تولیدی از ۷۲۰ کیلو وات برای ماه ژانویه تا ۴۰۷ کیلووات برای ماه اوت متغیر است.



شکل (۲) راندمان حرارتی ماهیانه مطالعه سوتو و ورگارا و مطالعه حاضر [۵].



شکل (۳) مقایسه توان الکتریکی تولیدی سیکل پیشنهادی و سیکل پایه.

همچنین به دلیل عدم وجود واکنش‌های شیمیایی در سیستم و همچنین تغییر ناچیز در غلظت نمک در فرآیند تولید آب شیرین، انرژی شیمیایی قابل صرف نظر کردن است [۲۳]. شرایط مرجع محیط به صورت دمای ۲۵ درجه و فشار یک اتمسفر در نظر گرفته شده است. روابط مورد استفاده در این بخش در جدول (۴) آمده است [۱۲، ۲۴].

#### ۴- نتایج شبیه سازی

##### ۴-۱- صحت سنجی

برای صحت سنجی شبیه‌سازی انجام شده، از مقایسه نتایج راندمان حرارتی تحقیق حاضر با مرجع سوتو و ورگارا [۵] که در این مقاله سیکل پایه فرض شده استفاده گردیده است. انطباق کامل نتایج تحقیق حاضر با نتایج سیکل پایه در شکل (۲) صحت شبیه‌سازی انجام‌شده را تایید می‌کند.

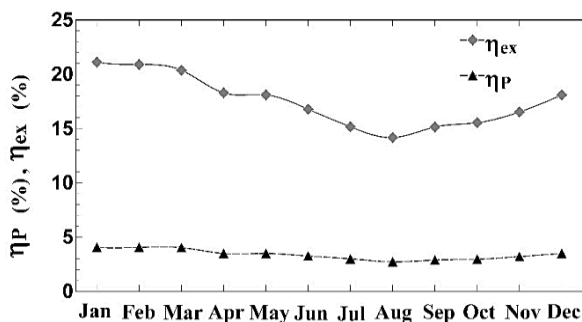
##### ۴-۲- توان الکتریکی تولیدی

مقایسه میزان توان الکتریکی تولیدی سیکل پیشنهادی با سیکل پایه در شکل (۳) نشان داده شده است. توان تولیدی در سیکل جدید برای تمامی ماه‌ها نسبت به سیکل پایه

جدول (۳) روابط مورد استفاده جهت محاسبه توان مصرفی تجهیزات در سیکل پیشنهادی [۵، ۱۳، ۱۸-۲۱].

جزء	پارامتر	رابطه
پمپ سیال عامل	توان مصرفی [۵]	$W_{WFP1} = \frac{(\dot{m}_{WF} - mf_{ext}) \cdot (h_6 - h_5)}{\eta_{WFP1}}$ $= \frac{(\dot{m}_{WF} - mf_{ext}) \cdot v_5 \cdot (P_6 - P_5)}{\eta_{WFP1}} W_{WFP2}$ $= \frac{\dot{m}_{WF} \cdot (h_9 - h_8)}{\eta_{WFP2}} = \frac{\dot{m}_{WF} \cdot v_8 \cdot (P_9 - P_8)}{\eta_{WFP2}}$
پمپ آب سرد دریا	توان مصرفی [۵]	$\dot{W}_{CP} = \frac{\dot{m}_{CW} \cdot \Delta P_{CS}}{\eta_{CP} \cdot \rho_{CW}} = \frac{\dot{m}_{CW}}{\eta_{CP} \cdot \rho_{CW}} (\Delta P_{CS,t} + \Delta P_{CS,C} + \Delta P_{CS,\rho})$
	افت فشار اصطکاکی [۱۹]	$\Delta P_{CS,t} = \frac{f \cdot L_{CPL} \cdot v_{CPL}^2}{2 \cdot g \cdot D_{CPL}}$
	افت فشار در کندانسور [۱۳]	$\Delta P_{CS,C} = \frac{f_{C,plt} \cdot L_{C,plt} \cdot v_{C,plt}^2}{2 \cdot g \cdot D_{eq,C}}$
	سرعت آب عبوری از صفحات کندانسور [۱۸]	$v_{C,plt} = \frac{\dot{m}_{CW}}{\rho_{CW} \cdot \delta_{C,plt} \cdot W_{C,plt} \cdot N_{cha,C}}$
	تعداد کانال عبور جریان در کندانسور [۱۸]	$N_{cha,C} = \frac{N_{C,plt} - 1}{2}$
	ضریب اصطکاک صفحات کندانسور [۲۰]	$f_{C,plt} = 4(1.58 \ln(Re_C) - 3.28)^{-2}$
	افت فشار ناشی از اختلاف چگالی [۱۳]	$\Delta P_{CS,\rho} = L_{suc} - \frac{1}{\rho_{suc}} \left( \frac{1}{2} \cdot L_{suc} \cdot (\rho_W + \rho_{suc}) \right)$
پمپ آب گرم دریا	توان مصرفی [۵]	$W_{WP} = \frac{\dot{m}_W \cdot \Delta P_{WS,E}}{\eta_{WP} \cdot \rho_W}$
	افت فشار در اواپراتور [۱۳]	$\Delta P_{WS,E} = \frac{f_{E,plt} \cdot L_{E,plt} \cdot v_{E,plt}^2}{2 \cdot g \cdot D_{eq,E}}$
پمپ خلاء	توان مصرفی [۲۱]	$\dot{W}_{VP} = \frac{\dot{W}_{ad}}{\eta_{vp}}$
	توان مصرفی جهت تخلیه گازهای غیر قابل چگالش [۲۱]	$\dot{W}_{ad} = \left[ \frac{K \cdot C_a \cdot \dot{m}_W \cdot R_a \cdot (T_{13} + 273.15)}{2 \cdot (K - 1)} \right] \cdot \left[ \left( \frac{P_a}{P_{FE}} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]$

و به مقدار ۲۱/۱ درصد و کمترین مقدار آن ۱۴/۱۶ درصد در ماه اوت بوده و راندمان انرژی متوسط ماهیانه سیکل پیشنهادی ۱۷/۵۱ درصد بدست آمده است. تغییرات ماهیانه راندمان انرژی نشان می‌دهد در ماههایی که اختلاف دمای بین آب گرم سطح و آب سرد عمق دریا بیشتر باشد راندمان انرژی به دلیل تولید توان الکتریکی بیشتر در سیکل مقدار بالاتری خواهد داشت.



شکل (۴) راندمان انرژی و انرژی ماهیانه در سیکل پیشنهادی.

در نهایت به صورت متوسط توان تولیدی به میزان ۵۵۲ کیلووات در هر ماه نسبت به سیکل پایه افزایش نشان می‌دهد. بنابراین با استفاده از توربین دو مرحله‌ای و گرمایش مجدد میزان توان تولیدی سیکل نسبت به استفاده از توربین یک مرحله‌ای در سیکل معمول OTEC افزایش خواهد یافت.

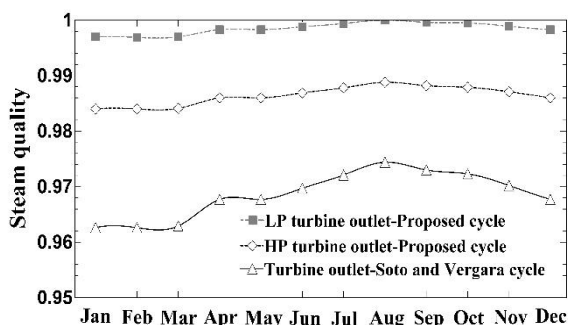
#### ۳-۴- راندمان انرژی و انرژی

راندمان‌های انرژی و انرژی سیکل پیشنهادی در ماه‌های مختلف در شکل (۴) نشان داده شده است. در سیکل پیشنهادی به دلیل افزایش توان تولیدی در سیکل و همچنین استفاده از گرمکن‌ها میزان راندمان حرارتی در سیکل جدید برای تمامی ماه‌ها نسبت به سیکل پایه افزایش یافته است. این افزایش راندمان از ۰/۰۶۲ برای ماه مارس تا ۰/۰۳۵ برای ماه اوت متغیر است و به صورت متوسط راندمان حرارتی به میزان ۰/۰۴۸ در هر ماه نسبت به سیکل پایه [۵] افزایش نشان می‌دهد. بیشترین راندمان انرژی در ماه ژانویه

پیشنهادی به دلیل کاهش دمای آب ورودی به فلاش اوپراتور نسبت به سیکل پایه، در تمامی ماه‌ها به میزان کمی کاهش یافته است. کاهش دمای آب ورودی به فلاش اوپراتور سبب کاهش یافتن مقدار اختلاف درجه سوپرهیت می‌شود که در نتیجه میزان کمتری از آب ورودی به فلاش اوپراتور در اثر کاهش فشار تبخیر شده و در نهایت سبب کاهش ۱/۰۹ درصدی در میزان متوسط تولید آب شیرین در سیکل پیشنهادی نسبت به سیکل پایه می‌شود.

#### ۴-۶- تخریب انرژی

یکی از اهداف تحلیل انرژی در هر سیستم، تعیین سهم تجهیزات در تخریب انرژی کل سیستم می‌باشد تا از این طریق تجهیزاتی که بیشترین میزان تخریب انرژی را داشته شناسایی و نسبت به اصلاح و بهبود عملکرد آن‌ها اقدام شود. به عنوان نمونه برای ماه مارس، درصد تخریب انرژی<sup>۱</sup> هر تجهیز از تخریب انرژی کل تجهیزات تعیین و در شکل (۷) نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل مشخص است فلاش اوپراتور و کندانسور آب شیرین کن به ترتیب با سهم ۳۲/۱ و ۳۰/۳۶ درصدی از تخریب انرژی کل تجهیزات در این ماه، بیشترین سهم تخریب انرژی در تجهیزات را به خود اختصاص داده که به دلیل پدیده فلاشینگ و تولید بخار تحت خلاء در فلاش اوپراتور و همچنین اختلاف دما و فشار بین جریان‌های سرد و گرم با دما و فشار مرجع در کندانسور آب شیرین کن می‌باشند. بعد از این دو تجهیز کندانسور سیکل رانکین و توربین LP با ۱۴/۴۱ و ۸/۳۴ درصد قرار دارند که البته می‌توان با اصلاح این تجهیزات عملکرد کلی سیکل را بهبود بخشید.



شکل (۵) مقایسه کیفیت بخار خروجی توربین در سیکل پیشنهادی و سیکل پایه.

#### جدول (۴) روابط مورد استفاده جهت تحلیل انرژی سیکل

پیشنهادی [۱۳، ۲۴].

رابطه	جزء/ عنوان معادله
$\dot{E}_{XQ} + \sum_i \dot{m}_i ex_i = \sum_e \dot{m}_e ex_e + \dot{E}_{XW} + \dot{I}$	موازنه انرژی
$ex_{ph} = (h - h_0) - T_0(S - S_0)$	انرژی فیزیکی
$\dot{I}_{HPE} = (E_9 + E_{10HPE}) - (E_1 + E_{12})$	اوپراتور HP
$\dot{I}_{LPE} = (E_{2LPE} + E_{10LPE}) - (E_3 + E_{11})$	اوپراتور LP
$\dot{I}_{HPT} = (E_1 - E_{2LPE} + E_{2ext}) - \dot{W}_{HPT}$	توربین HP
$\dot{I}_{LPT} = (E_3 - E_4) - \dot{W}_{LPT}$	توربین LP
$\dot{I}_G = (1 - \eta_G)(\dot{W}_{LPT} + \dot{W}_{HPT})$	ژنراتور
$\dot{I}_C = (E_4 + E_{14}) - (E_5 + E_{15})$	کندانسور سیکل رانکین
$\dot{I}_{WFP1} = (E_5 - E_6) + \dot{W}_{WFP1}$	پمپ سیال عامل ۱
$\dot{I}_{WFP2} = (E_8 - E_9) + \dot{W}_{WFP2}$	پمپ سیال عامل ۲
$\dot{I}_{oth} = (E_7 + E_{2ext}) - E_8$	گرمکن باز
$\dot{I}_{cth} = (E_6 + E_{16cth}) - (E_7 + E_{17})$	گرمکن بسته
$\dot{I}_{MCH} = (E_{11} + E_{12}) - E_{13}$	محفظه اختلاط
$\dot{I}_{FE} = E_{13} - (E_{16} + E_{20})$	فلاش اوپراتور
$\dot{I}_{DC} = (E_{15} + E_{16DC}) - (E_{18} + E_{19})$	کندانسور آب شیرین کن
$\dot{I}_{loss} = E_{17} + E_{18} + E_{19} + E_{20}$	انرژی خروجی از سیکل
$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net}}{E_{10} + E_{14} + \dot{W}_{WFP1} + \dot{W}_{WFP2}}$	راندمان انرژی

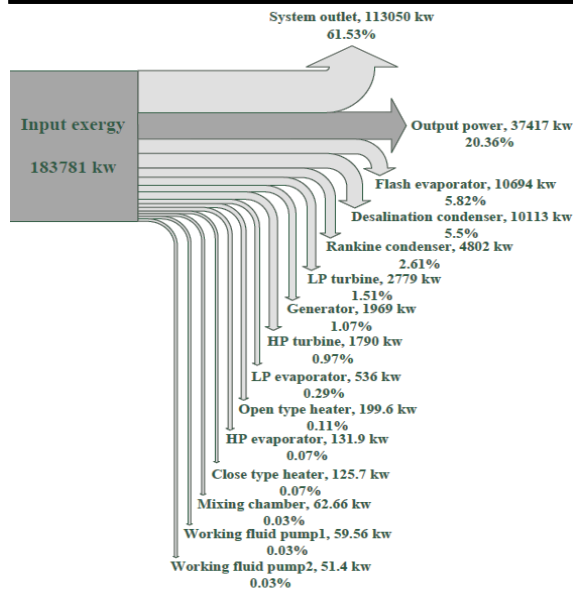
#### ۴-۴- کیفیت بخار در خروجی توربین

وجود ذرات مایع در بخار باعث خوردگی و آسیب به پره‌های توربین شده و این امر سبب می‌شود که پره‌های انتهایی توربین با مساحت بیشتر، همواره در معرض آسیب و خوردگی قرار داشته باشند. با توجه به استفاده از توربین دو مرحله‌ای به همراه گرمایش مجدد در سیکل پیشنهادی، علاوه بر بهبود پارامترهای عملکردی سیکل پایه، کیفیت بخار در خروجی از توربین‌های HP و LP نیز نسبت به سیکل پایه افزایش یافته که این امر سبب کاهش خوردگی و عملکرد بهتر توربین نسبت به سیکل پایه خواهد شد. همان‌طور که در شکل (۵) مشخص است کیفیت بخار خروجی از توربین‌ها در سیکل پیشنهادی شرایط بسیار بهتری نسبت به سیکل پایه دارد.

#### ۴-۵- تولید آب شیرین

مقایسه میزان تولید آب شیرین در سیکل پیشنهادی و سیکل پایه در شکل (۶) نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل نیز مشخص است میزان تولید آب شیرین در سیکل

<sup>۱</sup> Exergy Destruction Percentage (EDP)

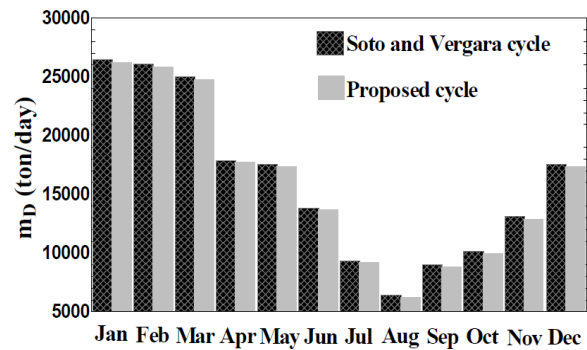


شکل (۸) دیاگرام گراسمن برای سیکل پیشنهادی در ماه مارس.

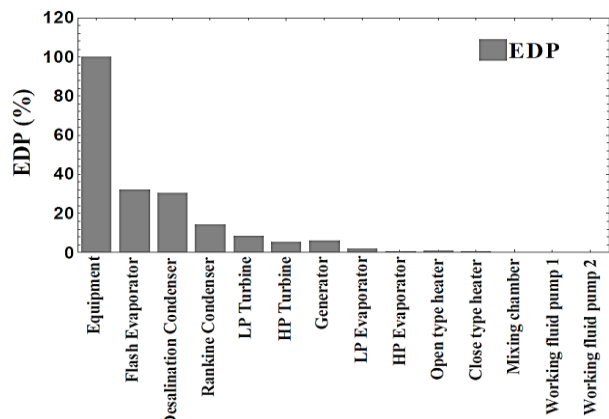
#### ۵- استفاده از آب گرم خروجی از کندانسور نیروگاه سیکل ترکیبی نکا در سیکل پیشنهادی

در این بخش، سیکل پیشنهادی را با استفاده از داده‌های نیروگاه سیکل ترکیبی شهید سلیمی نکا مدلسازی کرده و نتایج حاصل مورد بررسی قرار خواهند گرفت. قدرت نامی واحد سیکل ترکیبی این نیروگاه ۴۳۵ مگاوات بوده که شامل دو واحد گازی هر یک با قدرت نامی ۱۳۷/۶ مگاوات و یک واحد بخاری با قدرت نامی ۱۶۰ مگاوات است. با توجه به اینکه این نیروگاه در ساحل دریای خزر واقع شده است، از آب دریای خزر برای سیستم سرمایش مربوط به کندانسور استفاده می‌شود. دریای خزر یکی از مناسب‌ترین محل‌ها برای استفاده از سیکل OTEC می‌باشد [۲۵].

در این نیروگاه، آب دریا توسط دو پمپ جریان محوری با دبی حجمی تقریبی ۳۹۰۰۰ متر مکعب بر ساعت به کندانسور فرستاده می‌شود. طراحی کندانسور نیروگاه سیکل ترکیبی نکا به گونه‌ای است که آب دریا پس از عبور از کندانسور و جذب حرارت بخار خروجی از توربین، به میزان ۱۰ درجه سانتیگراد گرم شده که تخلیه این حجم بالا از آب گرم برگشتی به دریا، علاوه بر اتلاف بالای انرژی در سیکل، موجب ایجاد آلودگی حرارتی در منطقه تخلیه نیز می‌گردد. پیاده‌سازی سیکل پیشنهادی برای نیروگاه سیکل ترکیبی نکا علاوه بر افزایش راندمان در سیکل و همچنین تامین آب شیرین مورد نیاز برای بخش بخاری نیروگاه، موجب کاهش



شکل (۶) مقایسه آب شیرین تولیدی در سیکل پیشنهادی و سیکل پایه.



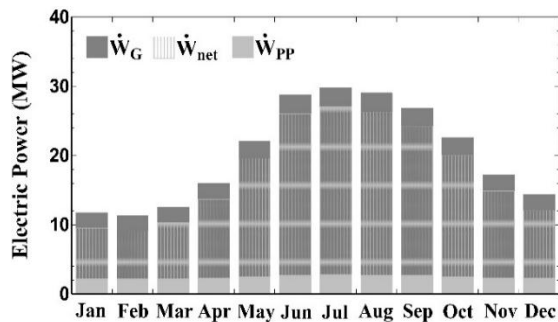
شکل (۷) درصد تخریب انرژی اجزا مختلف سیکل پیشنهادی در ماه مارس.

به منظور شناخت بهتر از جریان انرژی در سیکل پیشنهادی دیاگرام گراسمن<sup>۱</sup> آن در ماه مارس در شکل (۸) نشان داده شده است. همان‌طور که از شکل نیز مشخص است از مجموع ۱۸۳۷۸۱ کیلووات انرژی ورودی به سیکل در ماه مارس، مقدار ۳۷۴۱۷ کیلووات که معادل با ۲۰/۳۶ درصد از کل انرژی ورودی به سیکل است به صورت توان الکتریکی خارج و بقیه به صورت تخریب انرژی در سیکل اتلاف می‌شود. به دلیل دبی جرمی بالای جریان‌های آب سرد و آب گرم دریا، بیشترین سهم تخریب انرژی مربوط به اتلاف انرژی از طریق خروج آب سرد و گرم دریا و همچنین آب شیرین تولید شده در سیکل بوده که برابر ۱۱۳۰۵۰ کیلووات است که این مقدار معادل ۶۱/۵۳ درصد از انرژی ورودی به سیکل است. همچنین مقدار ۳۳۳۱۴ کیلووات که معادل ۱۸/۱۱ درصد از انرژی ورودی است نیز در تجهیزات سیکل تخریب می‌گردد.

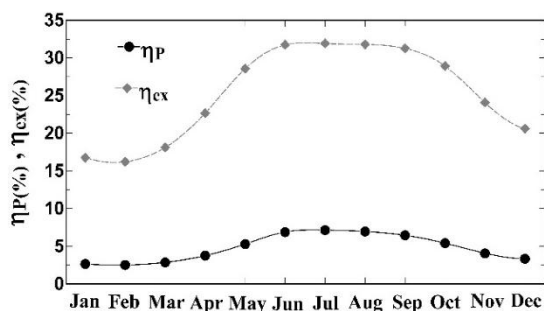
<sup>۱</sup> Grassmann Diagram



در سیکل پایه که توسط سوتو و ورگارا [۵] ارائه شده است، به میزان ۱/۴۳۲ درصد افزایش یافته است. مشابه راندمان حرارتی، به دلیل افزایش اختلاف دمایی در سیکل، بخش بیشتری از انرژی ورودی به سیکل به صورت انرژی مفید خروجی که همان توان الکتریکی تولیدی است تبدیل شده و بخش کمتری از انرژی به صورت تخریب انرژی اتلاف می‌گردد. همچنین به دلیل کمتر بودن دبی جرمی آب گرم و سرد دریا در مقایسه با سیکل پایه، میزان انرژی ورودی به سیکل نیز به طور قابل ملاحظه‌ای کاهش یافته است. از این رو راندمان انرژی در سیکل پیشنهادی برای مطالعه موردی نسبت به سیکل پایه افزایش چشمگیری داشته است. راندمان انرژی از ۳۱/۹۱ درصد در ماه جولای تا ۱۶/۲۱ درصد در ماه فوریه متغیر بوده و راندمان انرژی متوسط ماهیانه برای سیکل پیشنهادی در مطالعه موردی ۲۵/۲۲ درصد بدست می‌آید. بنابراین در صورت استفاده از آب گرم خروجی کندانسور نیروگاه سیکل ترکیبی نکا در سیکل پیشنهادی، راندمان انرژی متوسط نسبت به راندمان متوسط ۱۷/۲ درصدی در سیکل پایه که توسط سوتو و ورگارا [۵] ارائه شده است، به میزان ۸/۰۲ درصد افزایش یافته است.



شکل (۹) توان الکتریکی تولیدی، توان مصرفی پمپ‌ها و توان خالص تولیدی ماهیانه سیکل OTEC در مطالعه موردی.



شکل (۱۰) راندمان انرژی و انرژی ماهیانه در مطالعه موردی.

آلودگی حرارتی و مشکلات زیست محیطی ناشی از برگشت آب گرم کندانسور به دریای خزر نیز خواهد شد.

### ۵-۱- توان الکتریکی تولیدی

مقادیر انرژی الکتریکی تولیدی، توان مصرفی پمپ‌ها و توان خالص تولیدی ماهانه در شکل (۹) نشان داده شده است. همان‌طور که از شکل مشخص است با توجه به اینکه سیکل پایه پیشنهادی توسط سوتو و ورگارا [۵] در کشور شیلی که در نیم‌کره جنوبی واقع شده بود ارائه شده است، نتایج حاصل از مطالعه موردی در نیروگاه سیکل ترکیبی نکا به دلیل واقع شدن در نیم‌کره شمالی به صورت معکوس شده است. به عنوان مثال در سیکل پایه تولیدی در ماه فوریه بیشترین مقدار و در ماه اوت کمترین مقدار خود را داشته که در مطالعه موردی انجام شده نتایج معکوس شده است. طبق نتایج مدل‌سازی توان الکتریکی تولیدی از ۲۹/۸ مگاوات در ماه جولای تا ۱۱/۳ مگاوات در ماه فوریه متغیر بوده و به صورت میانگین در هر ماه سیکل پیشنهادی با استفاده از آب گرم خروجی از کندانسور نیروگاه سیکل ترکیبی نکا ۲۰/۲ مگاوات توان الکتریکی تولید خواهد کرد. توان مصرفی پمپ‌ها نیز از ۲/۷ مگاوات در ماه جولای تا ۲/۲ مگاوات در ماه فوریه متغیر بوده و به صورت میانگین ۲/۴۸ مگاوات توان مصرفی پمپ‌ها است که با در نظر گرفتن توان الکتریکی تولیدی، توان خالص تولیدی متوسط سیکل ۱۷/۷۲ مگاوات در هر ماه خواهد بود.

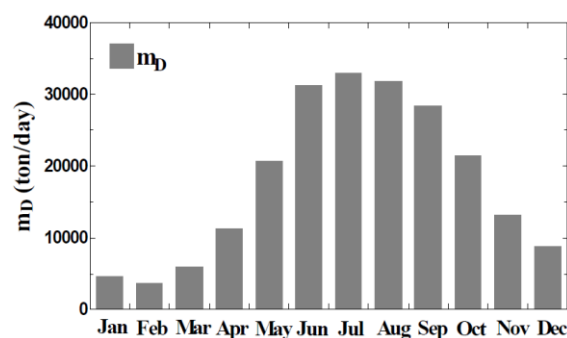
### ۵-۲- راندمان انرژی و انرژی

راندمان‌های انرژی و انرژی مطالعه موردی در ماه‌های مختلف در شکل (۱۰) نشان داده شده است. به دلیل بالا بودن دمای آب سطحی ورودی به کندانسور نیروگاه سیکل ترکیبی نکا در مقایسه با دمای آب سطحی اقیانوس آرام که در سیکل پیشنهادی مورد استفاده قرار گرفته بود، اختلاف دمای ایجاد شده در سیکل افزایش یافته که منجر به افزایش راندمان حرارتی در مطالعه موردی شده است. راندمان حرارتی از ۷/۱۳۲ درصد در ماه جولای تا ۲/۵۰۷ درصد در ماه فوریه متغیر بوده و راندمان متوسط ماهیانه برای سیکل پیشنهادی در مطالعه موردی ۴/۷۶۸ درصد بدست می‌آید. بنابراین در صورت استفاده از آب گرم خروجی کندانسور نیروگاه سیکل ترکیبی نکا در سیکل پیشنهادی، راندمان حرارتی متوسط نسبت به راندمان متوسط ۳/۳۳۶ درصدی

## ۳-۵- تولید آب شیرین

میزان تولید آب شیرین ماهیانه در شکل (۱۱) نشان داده شده است. میزان تولید آب شیرین از ۳۳۰۰۴ تن در روز در ماه جولای تا مقدار ۳۶۴۵ تن در روز در ماه فوریه متغیر است و به طور میانگین سیکل پیشنهادی با استفاده از آب گرم خروجی از کندانسور نیروگاه سیکل ترکیبی نکا در هر ماه قابلیت تولید ۱۸۸۲۹ تن در روز آب شیرین را دارد. استفاده از این حجم بالای آب شیرین تولید شده در سیکل پیشنهادی علاوه بر اینکه نیاز به آب مصرفی کل نیروگاه شهید سلیمی نکا، شامل چهار واحد بخاری و همچنین واحد سیکل ترکیبی را مرتفع خواهد کرد، فروش مازاد آب شیرین تولید شده نیز می‌تواند یک منبع درآمدی قابل توجه برای نیروگاه ایجاد نماید. استفاده از این حجم آب شیرین تولید شده، نیاز به استفاده از واحدهای شیمی در نیروگاه در جهت دبی آب خروجی از کندانسور سیکل ترکیبی نکا در مقایسه با سیکل پایه بسیار کمتر است ولی به دلیل بالا بودن دمای سطحی دریا در سیکل ترکیبی نکا که سبب افزایش دمای آب ورودی به محفظه فلاش اواپراتور می‌شود، درصد بیشتری از آب دریای ورودی به محفظه فلاش اواپراتور تبخیر شده و در نهایت آب شیرین بیشتری نیز در مطالعه موردی تولید شده است.

جهت درک بهتر تاثیر دمای آب سطحی در میزان تولید آب شیرین باید به این نکته اشاره کرد که میانگین تولید آب شیرین در سیکل پایه سوتو و ورگارا ۱۶۰۴۴ تن در روز بوده که تنها معادل ۰/۷ درصد از کل آب گرم ورودی به فلاش اواپراتور بوده است، در حالی که این مقدار در مطالعه موردی در نکا به میزان ۱۸۸۲۹ تن در روز که معادل ۲/۱ درصد از کل آب ورودی به فلاش اواپراتور است، است [۵].



شکل (۱۱) تولید آب شیرین ماهیانه در مطالعه موردی.

## ۴-۵- میزان بهبود راندمان نیروگاه سیکل ترکیبی با

## استفاده از سیکل OTEC

همان‌طور که در بخش‌های قبل نیز اشاره شده بود، یکی از اهداف استفاده از آب گرم خروجی کندانسور نیروگاه حرارتی در سیکل ترکیبی OTEC، افزایش راندمان در نیروگاه حرارتی اصلی می‌باشد که توسط سوتو و ورگارا ارائه شده است [۵]. با توجه به نتایج ارائه شده در بخش‌های قبل مشخص شد که توان خالص تولیدی سیکل در مطالعه موردی از ۲۷/۰۲۴ مگاوات در ماه جولای تا ۹/۱۲۱ مگاوات در ماه فوریه متغیر بوده و به طور میانگین توان خالص تولید شده ۱۷/۷۲ مگاوات در هر ماه بوده است.

با توجه به اینکه ظرفیت تولیدی نیروگاه سیکل ترکیبی نکا معادل ۴۳۵ مگاوات و راندمان متوسط آن ۴۵/۸۲ درصد است، در نتیجه استفاده از آب خروجی کندانسور نیروگاه سیکل ترکیبی نکا در سیکل پیشنهادی، سبب افزایش راندمان کل سیکل نیروگاه از ۲/۸۴۷ درصد در ماه جولای تا ۰/۹۶۱ درصد در ماه فوریه خواهد شد و به طور میانگین با استفاده از سیکل پیشنهادی در نیروگاه سیکل ترکیبی نکا، میزان راندمان حرارتی این نیروگاه به مقدار ۱/۸۷ درصد بهبود خواهد یافت که این میزان افزایش در راندمان در مقایسه با مقدار ۱/۳ درصدی که توسط سوتو و ورگارا برای نیروگاه ذغال سنگی در شیلی ارائه شده بود، میزان بهبود راندمان بالاتری را نشان می‌دهد [۵].

## ۶- نتیجه‌گیری

در این پژوهش سیکل پیشنهادی OTEC با استفاده از توربین دو مرحله‌ای به همراه گرمایش مجدد و استفاده از آب گرم خروجی از کندانسور نیروگاه حرارتی معرفی شد. مدل‌سازی سیکل انجام و از جنبه‌های انرژی و اگزرژی مورد تحلیل قرار گرفت. نتایج مدل‌سازی نشان دهنده بهبود راندمان حرارتی سیکل پیشنهادی در مقایسه با سیکل پایه OTEC با استفاده از توربین تک مرحله‌ای بوده است.

در ادامه به عنوان یک مطالعه موردی، سیکل پیشنهادی با اطلاعات مربوط به نیروگاه سیکل ترکیبی نکا مدل‌سازی شد. نتایج نشان داد که با استفاده از آب گرم خروجی از کندانسور نیروگاه سیکل ترکیبی نکا به طور متوسط در هر ماه ۱۷/۷۲ مگاوات توان خالص و ۱۸۸۲۹ تن در روز آب شیرین تولید شده است.

فاصله بین صفحات مبدل (mm)	$\delta$	راندمان‌های انرژی و انرژی متوسط ماهیانه سیکل OTEC
افت فشار (m)	$\Delta P$	پیشنهادی به ترتیب ۴/۷۶۸ و ۲۵/۲۲ درصد بدست آمده که
اختلاف دمای متوسط لگاریتمی در کندانسور	$\Delta T_{m,C}$	نسبت به سیکل پایه به میزان ۱/۴۳۲ و ۸/۰۲ درصد افزایش
اختلاف دمای متوسط لگاریتمی در اوپراتور ( $^{\circ}C$ )	$\Delta T_{m,E}$	راندمان‌های انرژی و انرژی را نشان می‌دهد. همچنین با
درجه سوپرهیت بودن در فلاش اوپراتور ( $^{\circ}C$ )	$\Delta T_{S,FE}$	استفاده از تلفات حرارتی کندانسور نیروگاه سیکل ترکیبی
<b>زیرنویس‌ها</b>		نکا به عنوان منبع حرارت در سیکل پیشنهادی OTEC،
هوا	a	راندمان کل حرارتی نیروگاه سیکل ترکیبی نکا نیز به میزان
گازهای غیر قابل کندانس	ad	۱/۸۷ درصد افزایش یافت.
کندانسور	C	
تعداد کانال عبور جریان در کندانسور	cha,C	<b>۷- فهرست علائم</b>
پمپ آب سرد دریا	CP	A مساحت ( $m^2$ )
لوله آب سرد دریا	CPL	$C_a$ کسر جرمی هوای محلول در آب دریا
صفحات کندانسور	C,plt	$C_p$ گرمای ویژه در فشار ثابت ( $kJ/kg.K$ )
بخش آب سرد دریا	CS	D قطر لوله (m)
افت فشار در کندانسور	CS,C	E نرخ انرژی ( $W$ )
افت فشار ناشی از اختلاف چگالی در بخش آب سرد	CS, $\rho$	$\dot{E}_{xq}$ نرخ انرژی ناشی از انتقال حرارت ( $W$ )
افت فشار اصطکاکی بخش آب سرد	CS,t	$\dot{E}_{xw}$ نرخ انرژی ناشی از کار ( $W$ )
گرم کن بسته	cth	emf نسبت دبی جرمی آب گرم عبوری در اوپراتور LP
آب سرد دریا	cw	$e_x$ انرژی ویژه مخصوص ( $kJ/kg$ )
آب شیرین	D	$f$ ضریب اصطکاک
کندانسور آب شیرین کن	DC	$g$ شتاب گرانش ( $m/s^2$ )
اوپراتور	E	h آنتالپی مخصوص ( $kJ/kg$ )
خروجی	e	i تخریب انرژی ( $W$ )
صفحات اوپراتور	E,plt	K نسبت گرماهای ویژه
معادل	eq	$L$ طول (m)
انرژی	ex	$\dot{m}$ دبی جرمی ( $kg/s$ )
زیرکش توربین	ext	mf دبی جرمی بخار زیرکش شده
فلاش اوپراتور	FE	N تعداد
نهان تبخیر	fg	$P$ فشار (Pa)
ژنراتور	G	$\dot{Q}$ نرخ انتقال حرارت ( $W$ )
اوپراتور HP	HPE	R ثابت گازها ( $J/mol.K$ )
توربین HP	HPT	$Re$ عدد رینولدز
ورودی	i	s انرژی ویژه مخصوص ( $kJ/kg$ )
تلفات خروجی	loss	T درجه حرارت ( $^{\circ}C$ )
اوپراتور LP	LPE	U ضریب انتقال حرارت کلی ( $kW/m^2.K$ )
توربین LP	LPT	V سرعت ( $m/s$ )
محفظه اختلاط	MCH	w عرض صفحات مبدل (m)
خالص	net	$\dot{W}$ توان الکتریکی ( $W$ )
شرایط مرجع محیط	0	<b>علائم یونانی</b>
گرم کن باز	oth	$\eta$ راندمان
حرارتی	P	$\rho$ چگالی سیال ( $kg/m^3$ )
		$v$ حجم مخصوص ( $m^3/kg$ )
		$\varepsilon$ زبری داخلی لوله (m)

- Temperature Geothermal Fluids”, *Geothermics*, Vol.33, No.5, pp.565-586, 2004.
- [10] J.I. Yoon, C.H. Son, S.M. Baek, H.J. Kim, H.S. Lee, “Efficiency Comparison of Subcritical OTEC Power Cycle using Various Working Fluids”, *Heat and Mass Transfer*, Vol.50, No.7, pp.985-996, 2014.
- [11] F. Sun, Y. Ikegami, B. Jia, H. Arima, “Optimization Design and Exergy Analysis of Organic Rankine Cycle in Ocean Thermal Energy Conversion”, *Applied Ocean Research*, Vol.35, pp.38-46, 2012.
- [12] J.Y. Jung, H.S. Lee, H.J. Kim, Y. Yoo, W.Y. Choi, H.Y. Kwak, “Thermoeconomic Analysis of an Ocean Thermal Energy Conversion Plant”, *Renewable Energy*, Vol.86, pp.1086-1094, 2016.
- [13] P. Ahmadi, I. Dincer, M.A. Rosen, “Energy and Exergy Analyses of Hydrogen Production via Solar-Boosted Ocean Thermal Energy Conversion and PEM Electrolysis”, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol.38, No.4, pp.1795-1805, 2013.
- [14] A. Khosravi, S. Syri, M.E.H. Assad, M. Malekan, “Thermodynamic and Economic Analysis of a Hybrid Ocean Thermal Energy Conversion/Photovoltaic System with Hydrogen-based Energy Storage System”, *Energy*, Vol.172, pp.304-319, 2019.
- [15] N. Yamada, A. Hoshi, Y. Ikegami, “Thermal Efficiency Enhancement of Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) using Solar thermal Energy”, 4th International Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit (IECEC), pp.4130, 2006.
- [16] H. Aydin, H.S. Lee, H.J. Kim, S.K. Shin, K. Park, “Off-Design Performance Analysis of a Closed-Cycle Ocean Thermal Energy Conversion System with Solar Thermal Preheating and Superheating”, *Renewable Energy*, Vol.72, pp.154-163, 2014.
- [17] N.J. Kim, K.C. Ng, W. Chun, “Using the Condenser Effluent from a Nuclear Power Plant for Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC)”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol.36, No.10, pp.1008-1013, 2009.
- [18] C. Bernardoni, M. Binotti, A. Giostri, “Techno-Economic Analysis of Closed OTEC Cycles for Power Generation”, *Renewable Energy*, Vol.132, pp.1018-1033, 2019.
- [19] H. Uehara, A. Miyara, Y. Ikegami, T. Nakaoka, “Performance Analysis of an OTEC Plant and a Desalination Plant using an Integrated Hybrid Cycle”, *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol.118, No.2, pp.115-122, 1996.
- [20] A.S. Kim, H.J. Kim, H.S. Lee, S. Cha, “Dual-use Open Cycle Ocean Thermal Energy Conversion (OC-OTEC) using Multiple Condensers for Adjustable Power Generation and Seawater Desalination”, *Renewable Energy*, Vol.85, pp.344-358, 2016.
- فشار فلاش اواپراتور P<sub>FE</sub>
- فیزیکی Ph
- صفحه مبدل plt
- توان مصرفی پمپها PP
- اشباع sat
- عمق مکش آب سرد suc
- پمپ خلا VP
- آب گرم دریا W
- سیال عامل WF
- پمپ سیال عامل WFP
- آب گرم عبوری از اواپراتور HP WHP
- آب گرم عبوری از اواپراتور LP WLP
- پمپ آب گرم دریا WP
- بخش آب گرم دریا WS
- افت فشار در اواپراتور WS,E

## ۸- مراجع

- [1] M.H. Yang, R.H. Yeh, “Analysis of Optimization in an OTEC Plant using Organic Rankine Cycle”, *Renewable Energy*, Vol.68, pp.25-34, 2014.
- [2] T. Wilberforce, Z. El Hassan, A. Durrant, J. Thompson, B. Soudan, A. Olabi, “Overview of Ocean Power Technology”, *Energy*, 2019.
- [3] A. Etemadi, A. Emdadi, O. AsefAfshar, Y. Emami, “Electricity Generation by the Ocean Thermal Energy”, *Energy Procedia*, Vol.12 pp.936-943, 2011.
- [4] H. Yuan, N. Mei, P. Zhou, “Performance Analysis of an Absorption Power Cycle for Ocean Thermal Energy Conversion”, *Energy Conversion and Management*, Vol.87, pp.199-207, 2014.
- [5] R. Soto, J. Vergara, “Thermal Power Plant Efficiency Enhancement with Ocean Thermal Energy Conversion”, *Applied Thermal Engineering*, Vol.62, No.1, pp.105-112, 2014.
- [6] H. Yuan, N. Mei, S. Hu, L. Wang, S. Yang, “Experimental Investigation on an Ammonia-Water based Ocean Thermal Energy Conversion System”, *Applied Thermal Engineering*, Vol.61, No.2, pp.327-333, 2013.
- [7] H. Chen, D.Y. Goswami, E.K. Stefanakos, “A Review of Thermodynamic Cycles and Working Fluids for the Conversion of Low-Grade Heat”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.14, No.9, pp.3059-3067, 2010.
- [8] E. Wang, H. Zhang, B. Fan, M. Ouyang, Y. Zhao, Q. Mu, “Study of Working Fluid Selection of Organic Rankine Cycle (ORC) for Engine Waste Heat recovery”, *Energy*, Vol.36, No.5, pp.3406-3418, 2011.
- [9] R. DiPippo, “Second Law Assessment of Binary Plants Generating Ppower From Low-

- [21] Mutair, S. and Y. Ikegami, "Design Optimization of Shore-based Low Temperature Thermal Desalination System Utilizing the Ocean Thermal Energy", *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol.136, No.4, pp.41-52, 2014.
- [22] P. Ahmadi, I. Dincer, M.A. Rosen, "Multi-Objective Optimization of an Ocean Thermal Energy Conversion System for Hydrogen Production", *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol.40, No.24, pp.7601-7608, 2015.
- [23] Z.J. Jin, H. Ye, H. Wang, H. Li, J.Y. Qian, "Thermodynamic Analysis of Siphon Flash Evaporation Desalination System using Ocean Thermal Energy", *Energy Conversion and Management*, Vol.136, pp.66-77, 2017.
- [24] F. Sinama, M. Martins, A. Journoud, O. Marc, F. Lucas, "Thermo Dynamic Analysis and Optimization of a 10 MW OTEC Rankine Cycle in Reunion Island with the Equivalent Gibbs System Method and Generic Optimization Program GenOpt", *Applied Ocean Research*, Vol.53, pp.54-66, 2015.
- [۲۵] ذبیحیان، فرشید، "امکان استفاده از انرژی‌های نهفته در دریا‌های ایران برای تولید الکتریسیته"، شانزدهمین کنفرانس بین المللی برق، تهران، ۱۳۸۰.