



## مطالعه پارامتری، تجزیه و تحلیل عملکرد یک آب شیرین کن تقطیر چند اثره مجهز به ترموکمپرسور

**چکیده:** در مطالعه حاضر، تحلیل پارامتری، تجزیه و تحلیل عملکرد یک آب شیرین کن تقطیر چند مرحله ای مجهز به ترموکمپرسور مورد بررسی قرار گرفته شده است. معادلات جرم، غلظت نمک، انرژی و انرژی و انرژی برای تک تک اجزای آب شیرین کن نوشته شده و در ادامه بررسی و تحلیل این آب شیرین کن با کمک نرم افزار EES انجام شده است. در این مطالعه، تأثیر دمای TBT، میزان غلظت آب و تعداد اثرات بر دبی آب خنک کننده کندانسور، دبی آب شیرین، نسبت عملکرد، مساحت مخصوص، میزان تخریب انرژی و راندمان انرژی مورد بررسی و تحلیل قرار گرفته است. نتایج نشان داد که آب شیرین کن ۸ مرحله‌ای بیشترین نسبت عملکرد را با توجه به شرایط ورودی سیستم دارا می باشد. همچنین با توجه به تحلیل انرژی، انرژی تخریبی اواپراتورها (اثرات)، کندانسور، ترموکمپرسور و پمپ ها به ترتیب برابر ۵۱۴۶، ۳۲۶۶، ۱۵۶۸ و ۳۶۶ کیلووات است که بیشترین و کمترین میزان تخریب انرژی به ترتیب متعلق به اواپراتورها و پمپ ها می باشند.

**واژه‌های راهنما:** آب شیرین کن، تقطیر چند اثره، تحلیل انرژی، تحلیل انرژی، نسبت عملکرد

عرفان عبادتی

کارشناسی ارشد

جاماسب پیرکندی\*

دانشیار

امیر عابدی

کارشناسی ارشد

محمداحسان مصلحی

کارشناسی ارشد،

مجتمع دانشگاهی هوافضا،

دانشگاه صنعتی مالک اشتر،

تهران

مقاله علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۲/۰۹/۱۶

بازنگری: ۱۴۰۲/۱۱/۰۷

پذیرش: ۱۴۰۲/۱۱/۱۱

Erfan Ebadati

M.Sc.

Jamasb Pirkandi\*

Associate Professor

Amir Abedy

M.Sc.

Mohammad  
Ehsan Moslehi

M.Sc.,

Faculty of Aerospace,

Malek Ashtar

University of

Technology, Tehran

## Parametric study, performance analysis of a multi-effect distillation with thermo vapor compression

**Abstract:** This study conducts a parametric analysis as well as performance evaluation of a multiple effect distillation system equipped with a thermocompressor. Equations for mass, salt concentration, energy, and exergy for each component of the desalination system are established. The study proceeds with an investigation and analysis of this system using the EES (Engineering Equation Solver) software. This research examines the effects of Top Brine Temperature (TBT), water concentration, and the number of effects on the flow rate of the cooling water in the condenser, the flow rate of produced fresh water, the performance ratio, specific area, the rate of exergy destruction, and the efficiency of exergy. The findings show that the eight-stage desalination system achieves the highest performance ratio under specific system input conditions. Additionally, the exergy analysis reveals that the exergy destruction rates for the evaporators (effects), the condenser, the thermocompressor, and the pumps are 5146, 3266, 1568 and 366 kW respectively, with the highest to the lowest exergy destruction correspondingly attributed to the evaporators and the pumps.

**Keywords:** Desalination, Multiple effect distillation, Energy analysis, Exergy analysis, Performance ratio

## ۱- مقدمه

سیستم هیبریدی آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای را با فرآیند شیرین‌سازی چندمرحله‌ای پیشنهاد دادند و نتایج مؤثری نسبت به سیستم غیرهیبریدی رسیدند.

السید و همکاران [۹] تجزیه و تحلیل عملکرد پایدار بر روی آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای که دو حالت جریان موازی و جریان موازی - متقاطع را بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که آب شیرین‌کن موردنظر در جریان موازی - متقاطع عملکرد بهتری دارد ولی جریان موازی طراحی و ساخت ساده‌تری دارد. شکیب و همکاران [۱۰] مطالعاتی راجع به تجزیه و تحلیل حرارتی آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای با کمپرسور بخار حرارتی و آب شیرین‌کن اسمز معکوس در واحد آب شیرین‌کن نیروگاهی داشتند و به این نتیجه رسیدند که آب شیرین‌کن اسمز معکوس نقش مهمی در رشد راندمان و تولید آب شیرین دارد و همچنین آب شیرین‌کن هیبریدی باعث کاهش ۴۰ درصدی مصرف برق می‌شود.

فارسی و روزن [۱۱] یک سیستم ترکیبی زمین‌گرمایی با چرخه رانکین آلی و فرآیند تبخیر چندگانه برای تصفیه آب نمک تحلیل کردند و تأثیرات زیست محیطی استفاده از انرژی زمین‌گرمایی و تصفیه آب نمک بر مصرف منابع طبیعی و انتشار گازهای گلخانه‌ای را نشان دادند.

پراجاپاتی و همکاران [۱۲] به بررسی جامع و پیشرفت‌های تصفیه آب دریایی با استفاده از فرآیند تبخیر چندگانه و ادغام آن با انرژی زمین‌گرمایی پرداختند و به این نتیجه رسیدند که بهره‌برداری از انرژی زمین‌گرمایی، هزینه‌های انرژی در این فرآیند کاهش می‌یابد و صرفه‌جویی در مصرف انرژی ایجاد می‌شود.

لین و مالمالی [۱۳] به بررسی تجزیه و تحلیل انرژی و انرژی فرآیند تبخیر غشایی چند مرحله‌ای به همراه فشرده‌سازی مکانیکی بخار پرداختند و با تحلیل انرژی و انرژی به این نتیجه رسیدند که فشرده‌سازی مکانیکی بخار به منظور افزایش دما و فشار بخار، تأثیر قابل توجهی بر بهبود کارایی انرژی دارد.

هیلا ریوس [۱۴] به بررسی ارزیابی فنی، زیست محیطی و اقتصادی یک نوع نوین از آب شیرین‌کن خورشیدی برای تقطیر پایدار آب پرداخت. این سیستم اجازه می‌دهد تا انرژی خورشیدی به طور بهینه برای تقطیر آب استفاده شود و بازدهی بالاتری در مقایسه با سیستم‌های آب شیرین‌کن خورشیدی سنتی دارد.

خان محمدی و همکاران [۱۵] به مدل‌سازی ترمودینامیکی و بهینه‌سازی چند هدفه یک سیستم تولید هم‌زمان، محرک به انرژی خورشیدی برای تولید برق و آب پرداختند. این سیستم

با بیش از ۵/۲ میلیارد نفر افزایش جمعیت جهان طی سال‌های ۱۹۵۰ تا ۲۰۲۳، تأمین انرژی و آب شیرین به یک چالش جهانی تبدیل شده است [۱]. حدود ۹۷ درصد از آب روی زمین شور است و در اقیانوس‌ها ذخیره شده است. علاوه بر این، تنها ۳ درصد (۳۶ میلیون کیلومتر مکعب) از این آب شیرین است و ۷۰ درصد از آب شیرین (۲۴ میلیون کیلومتر مکعب) به دلیل یخ زدگی قابل دسترس نیست. بر اساس برآوردها، تنها ۰/۷۷ درصد از کل آب زمین به صورت آب‌های زیرزمینی، سطحی و ... ذخیره می‌شود. نیمی از جمعیت جهان در بیش از ۸۰ کشور در حال توسعه با کمبود آب مواجه هستند که ۸۰ تا ۹۰ درصد از بیماری‌ها و ۳۰ درصد از کل مرگ و میرها ناشی از کیفیت پایین آب است. علاوه بر کمبود آب، توزیع نامتوازن منابع آب شیرین یک نگرانی عمده است. پیش‌بینی می‌شود که تمام جمعیت جهان در ۴۰ سال آینده در مناطق شهری ساکن شوند. اکثریت قریب به اتفاق این افراد با منابع آب کمیاب و اغلب ناموجود مواجه خواهند شد [۲]. پیش‌بینی می‌شود که عدم دسترسی به آب در سال ۲۰۵۰ به حدود ۴۰ درصد برسد زیرا مصرف انرژی و آب به ترتیب میزان ۳۳ و ۵۵ درصد افزایش می‌یابد [۳]. کمبود آب می‌تواند ناشی از دلایل و عوامل مختلفی از جمله ویژگی‌های جغرافیایی، شکست مدیریت، تغییرات آب و هوایی، موانع اقتصادی و یا حتی اختلافات سیاسی باشد [۴]. فناوری‌های شیرین‌کردن آب شور مهم‌ترین روش جهت غلبه بر این مشکل است [۵]. تا سال ۲۰۰۹، بیش از ۱۲۰۰۰ کارخانه آب شیرین‌کن در جهان وجود داشت ولی امروزه حدود ۲۱۰۰۰ نیروگاه تأسیس شده‌اند که افزایش ۷۵ درصدی آن را نشان می‌دهد [۲]. این امر به تنهایی برای شیرین کردن آب، مشکلات زیادی همچون هزینه و آلودگی زیست‌محیطی دارد و با هیبریدی شدن آن بازده انرژی و انرژی افزایش می‌یابد و انتشار آلاینده‌ها و هزینه‌های عملیاتی و نگهداری کاهش می‌یابد [۶].

نتایج مطالعه فرانتز و سیفرت [۷] نشان داد که اگر برای سیستم آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای به جای دمای کارکرد ۶۵ درجه سانتی‌گراد از دمای ۹۵ درجه سانتی‌گراد استفاده شود، تولید سالانه آب شیرین این سیستم را می‌توان به دو برابر تبدیل کرد. همچنین نتایج نشان داد که درجه حرارت بالا باعث پوسته پوسته شدن و خوردگی و در نتیجه باعث پایین آوردن طول عمر سیستم می‌شود.

الدن و سلیمان [۸] با بررسی و مطالعه بر روی گازهای ناشی از سوزاندن زباله‌ها جهت گرم کردن آب شیرین‌کن حرارتی،

در شکل (۱) نمونه‌ای از یک آب شیرین کن تقطیر چند اثره مجهز به ترموکمپرسور نمایش داده شده است.

سیستم نمک‌زدایی چند اثره از دو قسمت اصلی یعنی تعدادی اواپراتور و یک کندانسور تشکیل شده است. این سیستم شامل تجهیزات جانبی مانند محفظه‌های تبخیر، سیستم تغذیه آب شور و سیستم دفع آب شور می‌باشد. آب شیرین از تبخیر آب شور دریا در محفظه اواپراتور تولید می‌شود. کندانسور انتهایی وظیفه حذف گرمای اضافی از سیستم را بر عهده دارد. این فرآیند شامل یکسری مراحل (معمولاً ۲ تا ۱۶) است که در سطوح کاهشی، فشار حفظ می‌شود [۱۹]. ابتدا آب با دبی و دمای معین وارد کندانسور می‌شود. آب تغذیه در یک لایه نازک روی سطح اواپراتور پخش می‌شود. بخشی از آن به دلیل هدایت حرارتی ناشی از بخار داخل لوله‌ها که از منبع حرارت خارجی تأمین می‌شود، تبخیر می‌شود، بخشی از آن به عنوان آب خنک‌کننده از سیستم خارج می‌شود و بقیه به عنوان آب تغذیه به اثرات بعدی آب شیرین کن تزریق می‌شود. بخار تولید شده به اثر دوم هدایت می‌شود و از طریق لوله‌های تبخیری دوم به عنوان بخار گرم‌کننده اثر دوم جریان می‌یابد و این فرآیند در تمام اثرات دائماً تکرار می‌شود [۲۰]. هر اثر باید فشار کمتری نسبت به قبل داشته باشد. گرادیان فشار در امتداد اثرات تقطیر چند مرحله‌ای توسط فشار اشباع جریان تغذیه و فشار اشباع بخار متراکم خروجی از آخرین مرحله تغذیه می‌شود. بخار تولید شده در آخرین اثر در یک مبدل حرارتی جداگانه به نام کندانسور نهایی متراکم می‌شود که توسط آب ورودی دریا خنک می‌شود و سپس به عنوان آب تغذیه از قبل گرم شده برای فرآیند نمک زدایی استفاده می‌شود. از یک پمپ خلاء/کمپرسور برای حفظ گرادیان فشار تدریجی با حذف گازهای تراکم‌ناپذیر انباشته شده همراه با بخار آب باقی‌مانده پس از مرحله تراکم نهایی استفاده می‌شود [۲۱]، [۲۲].

یکی از مهم‌ترین مزایای این نوع سیستم آب شیرین کن پایین تر بودن ماکزیمم دمای آب دریا در اولین اثر است. در میان واحدهای حرارتی معمولی، تقطیر چند اثره دارای هزینه سرمایه گذاری اولیه کمتر، نرخ خوردگی کمتر، طول عمر بیشتر و مصرف برق کمتر است. یکی از موانع اصلی در نصب واحدهای تقطیر چند اثره، تقاضای زیاد آن‌ها برای انرژی حرارتی و دبی جرمی بخار است که می‌تواند با برداشت گرمای اتلاف موجود مانند گازهای خروجی از توربین یا منابع تجدیدپذیر مانند انرژی خورشیدی، انرژی باد، گرمای حرارتی زمین و ... برطرف شود [۴]. با بکارگیری ترموکمپرسور در آب شیرین کن تقطیر چند اثره می‌توان عملکرد این نوع آب شیرین کن را افزایش داد. آنچه

قادر به تولید برق و آب با بازدهی بالا و هزینه کمتر است. بهره‌برداری هم‌زمان از منابع خورشیدی به منظور تولید چندین فرآیند می‌تواند بهبود قابل توجهی در بهره‌وری انرژی و مدیریت منابع منجر شود.

الفضلی و همکاران [۱۶] به بهینه‌سازی نیروگاه‌های هم‌زمان تولید و تصفیه آب شور با استفاده از انرژی خورشیدی پرداختند و به این نتیجه رسیدند که استفاده از انرژی خورشیدی در نیروگاه‌های هم‌زمان تولید و تصفیه آب شور می‌تواند بهبود قابل توجهی در عملکرد و بهره‌وری این نیروگاه‌ها به همراه داشته باشد.

خیر و همکاران [۱۷] تحلیل انرژی و انرژی یک سیستم ترکیبی خورشیدی - زمین‌گرمایی برای تصفیه آب دریاچه پرداختند. تحلیل انرژی و انرژی سیستم ترکیبی خورشیدی - زمین‌گرمایی نشان می‌دهد که این سیستم قابلیت کاهش مصرف انرژی و افزایش بهره‌وری انرژی را دارد که در نتیجه منجر به افزایش کارایی و پایداری در تصفیه آب دریاچه می‌شود.

نوآوری این مقاله به این صورت است که در تمامی مقالات، اغلب این سیستم آب شیرین کن به صورت یک سیستم هیبریدی مورد مطالعه و ارزیابی قرار گرفته شده است و به عنوان یک سیستم مجزا به طور جزئی مورد بررسی واقع نشده است. همچنین در اکثر مقالات، این نوع آب شیرین کن به صورت پارامتریک مورد مطالعه قرار نگرفته است. در این مقاله، سیستم آب شیرین کن مجهز به ترموکمپرسور به صورت کاملاً جزئی، پارامتریک و ترمودینامیکی مورد مطالعه قرار گرفته است.

## ۲- معرفی سیستم آب شیرین کن تقطیر چند مرحله‌ای

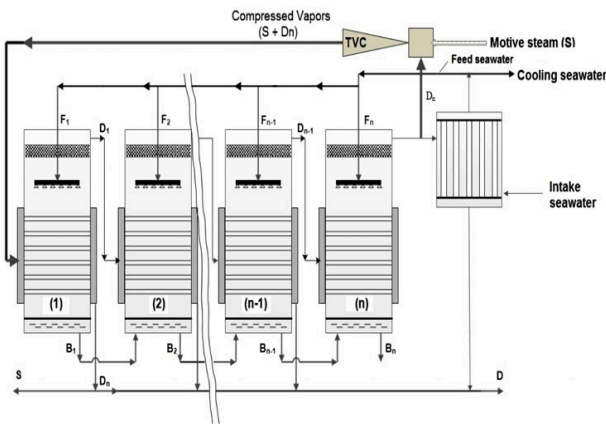
روش تقطیر چند اثره به عنوان مهم‌ترین فرآیند تقطیری است که به کمک آن می‌توان حجم آب شیرین زیادی تولید کرد. واحدهای تقطیر چند اثره عموماً در ظرفیت‌های ۵۰۰۰ تا ۱۵۰۰۰ مترمکعب در روز ساخته می‌شوند.



شکل ۱ آب شیرین کن تقطیر چند مرحله‌ای [۱۸]

فرآیند تبخیر و فشرده‌سازی بخار و تأمین آب شور جهت شیرین‌سازی می‌باشد [۲۳].

در جدول (۱) مقایسه عملکردی انواع آب شیرین‌کن‌ها آورده شده است. در شکل (۲) دیاگرام آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای مجهز به ترموکمپرسور قابل مشاهده است.



شکل ۲ آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای مجهز به ترموکمپرسور [۲۳]

تقطیر چند مرحله‌ای ترموکمپرسور را متمایز می‌کند، ادغام فشار بخار حرارتی است. در این مرحله، بخار تولید شده در هر اثر با استفاده از یک کمپرسور یا اجکتور بخار فشرده می‌شود که دما و فشار آن را افزایش می‌دهد. با استفاده از حرارت پسماند مراحل قبلی و فشردن بخار، تقطیر چند مرحله‌ای ترموکمپرسور باعث افزایش بهره‌وری انرژی فرآیند تصفیه می‌شود همچنین، این روش قابلیت سازگاری با تغییرات غلظت آب شور و آب دریا را دارا است و می‌تواند نرخ بازیابی آب شیرین را افزایش دهد و به‌عنوان یک روش پایدار و با کارایی انرژی بالا نسبت به روش‌های سنتی تصفیه حرارتی آب شور محسوب می‌شود.

تقطیر چند مرحله‌ای ترموکمپرسور در کارخانه‌های آب شیرین‌کن بزرگ به‌طور گسترده استفاده شده است، به‌ویژه در مناطقی که حرارت پسماند در دسترس وجود دارد یا کارایی انرژی اولویت دارد. با توجه به تجهیزات و فرآیند پیچیده، پیاده‌سازی روش تقطیر چند مرحله‌ای ترموکمپرسور نیازمند سرمایه‌گذاری نسبتاً بالا، نیاز به تأمین منابع حرارتی مناسب برای

جدول ۱ مقایسه عملکردی فرآیندهای اصلی شیرین‌سازی آب [۲۴]

پارامتر	تقطیر ناگهانی	تقطیر چند مرحله‌ای	تراکمی چند مرحله‌ای	ترمو کمپرسوری	غشایی - اسمز معکوس غلیظ	غشایی - اسمز معکوس رقیق	غشایی - الکترو دیالیز
ظرفیت تولیدی آب شیرین‌کن (m <sup>3</sup> /day)	۵۰۰۰۰-۷۰۰۰۰	۵۰۰۰-۱۵۰۰۰	۱۰۰-۳۰۰	۱۰۰۰۰-۳۰۰۰۰	بیشتر از ۱۲۸۰۰۰	بیشتر از ۹۸۰۰۰	۲-۱۴۵۰۰۰
مصرف انرژی الکتریکی (KWh/m <sup>3</sup> )	۲/۵-۵	۲-۲/۵	۱۲-۷	۱/۱-۸/۶	۴-۶ با بازیابی انرژی	۱/۲-۵/۵	۲/۵-۶۴/۵
مصرف انرژی حرارتی (MJ/m <sup>3</sup> )	۲۸۲-۱۹۰	۲۳۰-۱۴۵	×	۲۲۷	×	×	×
معادل انرژی الکتریکی حرارتی (KWh/m <sup>3</sup> )	۱۵/۸۳-۲۳/۵	۱۲/۱۹-۲/۱	×	۱۴/۵	×	×	×
مصرف کل انرژی الکتریکی (KWh/m <sup>3</sup> )	۱۹/۵۸-۲۷/۲۵	۱۴/۴۵-۲۱/۳۵	۱۲-۷	۱۶/۲۶	۶-۴	۱/۲-۵/۵	۲/۵-۶۴/۵ ۰/۲-۷/۵
کیفیت آب شیرین تولید شده (ppm)	≈۱۰	≈۱۰	≈۱۰	≈۱۰	۵۰۰-۴۰۰	۵۰۰-۲۰۰	۵۰۰-۱۵۰

## ۳- فرضیات و مدل سازی ترمودینامیکی

## ۳-۱- فرضیات و ورودی سیستم

معادلات آب شیرین کن تقطیر چند اثره مجهز به ترموکمپرسور بر اساس فرضیات زیر ساده سازی شده اند:

- سیستم در حالت پایا کار می کند.
- جریان در تمامی اجزاء به صورت یکنواخت در نظر گرفته شده اند.
- تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل در تمامی اجزاء ناچیز در نظر گرفته شده اند.
- جریان آب تغذیه به طور یکنواخت بین اواپراتورها توزیع می شود.
- افت دما در هر اواپراتور یکسان فرض شده است.
- بخار تولید شده توسط سیستم آب شیرین کن کاملاً بدون نمک می باشد.
- برای تحلیل انرژی سیستم آب شیرین کن مورد نظر، دما و فشار محیط به عنوان دما و فشار مرجع در نظر گرفته شده است.

همچنین در جدول (۲) مقادیر ورودی جهت شبیه سازی سیستم آب شیرین کن مجهز به ترموکمپرسور نیز نمایش داده شده است.

جدول ۲ پارامترهای ورودی جهت شبیه سازی آب شیرین کن تقطیر چند اثره مجهز به ترموکمپرسور

مقدار	نماد (واحد)	پارامتر
۲۹۸/۱۵	$T_{am} (K)$	دمای محیط
۱۰۱	$P_0 (kPa)$	فشار محیط
۴۶۰۰۰	$X_f (ppm)$	شوری آب دریا
۷۰۰۰۰	$X_n (ppm)$	شوری آب در آخرین اثر
۶	N	تعداد اثرات
۲۲۵	$T_S (°C)$	دمای بخار محرک
۲۵۰۰	$P_S (kPa)$	فشار بخار محرک
۶۸	$T_{BT} (°C)$	دمای بالای آب دریا
۴۰	$T_n (°C)$	دمای آب در آخرین اثر
۳۵	$T_f (°C)$	دمای آب تغذیه
۲۵	$T_{cw} (°C)$	دمای آب خنک کن کندانسور
۲/۸۵	$\Delta T_{loss} (°C)$	افت دما در هر اثر
۲	$C_r$	نسبت تراکم ترموکمپرسور

## ۳-۲- معادلات ترمودینامیکی

معادلات (۱) و (۲) تعادل کلی جرم و نمک را برای اولین اثر (اولین مرحله) نشان می دهد. این معادلات برای سایر اثرات با معادلات (۳) و (۴) نشان داده می شود زیرا آب شور هر مرحله وارد مرحله بعدی می شود [۴]، [۲۵].

$$X_{f,i} \times F_i = X_{b,i} \times B_i \quad (1)$$

$$X_{f,i} \times F_i + X_{b,i-1} \times B_{i-1} = X_{b,i} \times B_i \quad (2)$$

$i = 2, 3, 4, \dots, n$

$$F_i = B_i + D_i \quad (3)$$

$$F_i + B_{i-1} = B_i + D_i \quad i = 2, 3, 4, \dots, n \quad (4)$$

$F$ ،  $D$ ،  $B$  و  $X$  به ترتیب به نرخ جریان آب تغذیه، سرعت جریان آب شور دریا، سرعت جریان آب مقطر و شوری اشاره دارد. اندیس های  $f$ ،  $b$ ،  $i$  و  $n$  به ترتیب نشان دهنده آب تغذیه، آب شور، عدد اثر و اولین اثر هستند. مقادیر آب تغذیه و آب مقطر وارد شده و تولید شده در اولین اثر از معادله بقای انرژی بیان شده در رابطه (۵) و نرخ جریان آب تغذیه و آب مقطر با استفاده از معادله (۷) و (۸) محاسبه می شود [۴]، [۲۶].

$$Q_1 = M_s \times \lambda_s \quad (5)$$

$$Q_1 = D_1 \times \lambda_1 + F_1 \times C_p \times (T_1 - T_f) \quad (6)$$

$$F_1 = \frac{M_s \times \lambda_s}{C_p \times (T_1 - T_f) + \left( \left( 1 - \frac{X_{f,1}}{X_{b,1}} \right) \times \lambda_1 \right)} \quad (7)$$

$$D_1 = \frac{M_s \times \lambda_s - F_1 \times C_p \times (T_1 - T_f)}{\lambda_1} \quad (8)$$

که در آن  $Q_1$ ،  $\lambda_s$  و  $\lambda_1$  به ترتیب نرخ انتقال حرارت از طریق اولین اثر، گرمای نهان تبخیر در دمای بخار گرمایش و بالاترین دمای آب دریا هستند. توزیع کل دبی آب تغذیه در بین اثرات یکنواخت است، دبی آب تغذیه در سایر اثرات به صورت زیر بدست می آید [۲۵]، [۲۷].

که در آن  $\lambda'$  و  $T_{fb,i-1}$  گرمای نهان در  $T'$  و دمای محفظه‌ی تبخیر در اثر  $(i-1)$  هستند. معادله (۱۸) از مشتق‌گیری معادلات (۱۶) و (۱۷) بدست آمده است [۲۷].

$$T_i'' = \frac{T_{v,i}^2 + 0.33 \times T_{fb,i-1}}{T_{v,i} + 0.33} \quad (18)$$

روابط (۱۹) و (۲۰) تعادل انرژی حاصل از اثر دوم تا اثر آخر را نشان می‌دهد [۲۷].

$$Q_i = D_{i-1} \times \lambda_{i-1} + d_{i-1} \times \lambda_{i-1} + d_{i-1}' \times \lambda_{i-1}' + B_{i-1} \times C_p \times (T_{i-1} - T_i) \quad i=2, 3, \dots, n \quad (19)$$

$$Q_i = F_i \times C_p \times (T_i - T_f) + D_{ti} \times \lambda_i \quad (20)$$

که در آن  $D_{ti}$  مقدار کل بخار تشکیل شده در اثر  $i$  است و به صورت زیر محاسبه می‌شود [۲۷].

$$D_{ti} = D_i + d_i \quad i=2, 3, 4, \dots, n \quad (21)$$

مقدار بخار آزاد شده از اثر دوم تا آخرین اثر را می‌توان به صورت زیر نوشت [۳۰]:

$$D_{ti} = [D_{i,i-1} \times \lambda_{i-1} + d_{i-1}' \times \lambda_{i-1}' + B_{i-1} \times C_p \times (T_{i-1} - T_i) - F_i \times C_p \times (T_i - T_f)] / \lambda_i \quad i=2, 3, \dots, n \quad (22)$$

دبی کل آب مقطر ( $D_{total}$ ) به صورت زیر بدست می‌آید [۳۰]:

$$D_{total} = D_1 \sum_{i=2}^n D_i \quad (23)$$

تعادل انرژی در کندانسور مطابق روابط (۲۴) و (۲۵) است که در آن  $Q_c$ ،  $M_{cw}$  و  $T_{cw}$  نرخ انتقال حرارت در کندانسور و دما و سرعت جریان جرمی آب خنک کننده با استفاده از معادله (۲۶) محاسبه می‌شود [۳۱].

$$Q_c = (d_n' + D_n - M_{ev} \times \lambda_n) \quad (24)$$

$$Q_c = (M_{cw} + M_f) \times C_p \times (T_f - T_{cw}) \quad (25)$$

$$M_{cw} = \frac{(d_n' + D_n - M_{ev}) \times \lambda_n}{C_p \times (T_f - T_{cw})} - M_f \quad (26)$$

$$F_i = F_1 \quad i=2, 3, 4, \dots, n \quad (9)$$

$$M_f = F_{hrsg} + \sum_{i=1}^n F_i \quad (10)$$

که در آن  $M_f$  کل نرخ جریان جرمی آب تغذیه است. در سیستم‌های تقطیر چند اثره با پیکربندی متقابل موازی، تبخیر با دو فرآیند انجام می‌شود: جذب حرارت بخار تولید شده در اثر قبلی و تبخیر هنگام اضافه شدن آب شور اثر قبلی. بخار خارج شده از آب شور دریا وارد اثرات  $d_i$ ، به صورت زیر بدست می‌آید [۲۸].

$$d_i = \frac{B_{i-1} \times C_p \times (T_{i-1} - T_i')}{\lambda_i} \quad i=2, 3, 4, \dots, n \quad (11)$$

که در آن  $T'$  دمای آب شور دریا است که در اثر قبلی هنگام خنک شدن با ورود به اواپراتور بعدی جمع شده است. حد غیرتعادلی (NEA) به صورت زیر بیان می‌شود که  $T_v$  دمای بخار است [۲۹].

$$T_i' = T_i + NEA_i \quad i = 2, 3, 4, \dots, n \quad (12)$$

$$NEA_i = 33 \times (T_{i-1} - T_i)^{0.55} / T_{v,i} \quad (13)$$

$$T_{v,i} = T_i - BPE \quad (14)$$

اختلاف نقطه جوش (BPE) افزایش دمای جوش در یک فشار معین به دلیل نمک‌های محلول در آب است. سرعت جریان بخار خارج شده در محفظه‌های تبخیر تقطیر شده ( $d_i'$ ) در معادله بیان می‌شود که در آن  $T''$  دمای آب مقطر انباشته شده تشکیل شده در اثرات قبلی است که با ورود به محفظه‌ی تبخیر ( $i$ ) سرد می‌شود [۳۰].

$$d_i' = D_{i-1} \times C_p \times \frac{T_{fb,i-1} - T_i''}{\lambda_i'} \quad i=2, 3, 4, \dots, n \quad (15)$$

$$T_i'' = T_{v,i} + NEA_i \quad (16)$$

$$NEA_i = 0.33 \times \frac{T_{fb,i-1} - T_i''}{T_{v,i}} \quad (17)$$

راندمان آگزرژی، عملکرد یک سیستم نیروگاه حرارتی را از منظر ترمودینامیکی اندازه‌گیری می‌کند. شناسایی انواع محصول و سوخت ضروری است زیرا تجزیه و تحلیل آگزرژی به کیفیت انرژی بستگی دارد. در سیستم نیروگاه حرارتی با تولید واحد، راندمان حرارتی و آگزرژی به یکدیگر نزدیک است، در حالی که در سیستم نیروگاه حرارتی تولید هم‌زمان، تفاوت بین آن‌ها قابل توجه است. راندمان آگزرژی نشان می‌دهد که چقدر می‌توان از حداکثر کار موجود استخراج کرد، در حالی که راندمان حرارتی نشان می‌دهد که چه مقدار خروجی کار می‌تواند از یک سوخت ورودی مشخص استخراج شود. راندمان آگزرژی به عنوان نسبت نرخ آگزرژی خروجی کل به نرخ آگزرژی ورودی کل یا نسبت نرخ آگزرژی تولید شده به نرخ آگزرژی سوخت عرضه شده به سیستم تعریف می‌شود که در رابطه‌ی زیر قابل مشاهده است [۳۲]:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_p}{\dot{E}_f} = 1 - \frac{\dot{E}_d - \dot{E}_l}{\dot{E}_f} \quad (32)$$

که در آن  $\dot{E}_l$  و  $\dot{E}_d$  به ترتیب نشان‌دهنده میزان تخریب آگزرژی و اتلاف آگزرژی هستند. تخریب آگزرژی در طول یک فرآیند متناسب با تولید آنتروپی به دلیل برگشت‌ناپذیری در هر جزء در فرآیند است [۳۳]. در فرآیندهای حالت پایدار، تخریب آگزرژی را می‌توان از تفاوت در مقادیر آگزرژی در یک جزء آدیباتیک محاسبه کرد [۳۲]:

$$\dot{E}_d = T_0 \Delta \dot{S} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} \quad (33)$$

که در آن  $T_0$  به دمای مرجع بر حسب کلونین اشاره دارد و  $\Delta \dot{S}$  نرخ افزایش آنتروپی است، در حالی که  $\dot{E}_{in}$  و  $\dot{E}_{out}$  به ترتیب آگزرژی ورودی و خروجی یک جزء را نشان می‌دهند [۳۲].

در واحد نمک‌زدایی، یک ورودی کار برای فرآیند جداسازی مورد نیاز است. حداقل کار جداسازی به آگزرژی محصول در فرآیند نمک‌زدایی اشاره دارد در حالی که گرمای ورودی نشان دهنده آگزرژی سوخت است. بنابراین، راندمان آگزرژی نشان دهنده نسبت حداقل کار جداسازی مورد نیاز به کل آگزرژی سوخت عرضه شده به سیستم است که در رابطه‌ی زیر قابل مشاهده می‌باشد [۳۲]:

$$\eta_{ex} = \frac{W_{min}}{\dot{E}_f} \quad (34)$$

اثر بازده آگزرژی عاملی حیاتی در ارزیابی عملکرد واحد نمک‌زدایی به منظور بررسی رفتار آگزرژی جریان در یک سیستم

پارامترهای نسبت عملکرد و مصرف گرمای ویژه به عنوان پارامترهای طراحی در سیستم‌های آب شیرین‌کن تقطیر چند اثره در نظر گرفته می‌شوند. در واحدهای نمک‌زدایی، نسبت بهره‌وری خروجی به عنوان نسبت آب مقطر تولید شده به دبی جرمی بخار تأمین شده توسط یک منبع حرارت خارجی تعریف می‌شود [۲۷].

$$PR = \frac{D_{total}}{M_m} \quad (27)$$

### ۳-۳- معادلات آگزرژی

آگزرژی حداکثر مقدار کار مفیدی است که هنگام وارد کردن یک سیستم به حالت تعادل با وضعیت محیطی آن می‌توان به دست آورد. با صرف نظر کردن از اثرات الکتریکی، هسته‌ای، مغناطیسی و کشش سطحی، آگزرژی کل شامل چهار جزء است: آگزرژی‌های فیزیکی، شیمیایی، جنبشی و پتانسیل. تعادل کلی آگزرژی یک سیستم را می‌توان به صورت زیر نوشت [۳۲]:

$$\dot{E}_x = \dot{E}_{ph} + \dot{E}_{ch} + \dot{E}_{ke} + \dot{E}_{pe} \quad (28)$$

که در آن  $\dot{E}_{ph}$ ،  $\dot{E}_{ch}$ ،  $\dot{E}_{ke}$  و  $\dot{E}_{pe}$  به ترتیب آگزرژی‌های فیزیکی، شیمیایی، جنبشی و پتانسیل هستند. آگزرژی مخصوص یک جریان برابر است با کل آگزرژی سیستم تقسیم بر دبی جرمی [۳۲]:

$$e_x = \frac{\dot{E}_x}{\dot{m}} \quad (29)$$

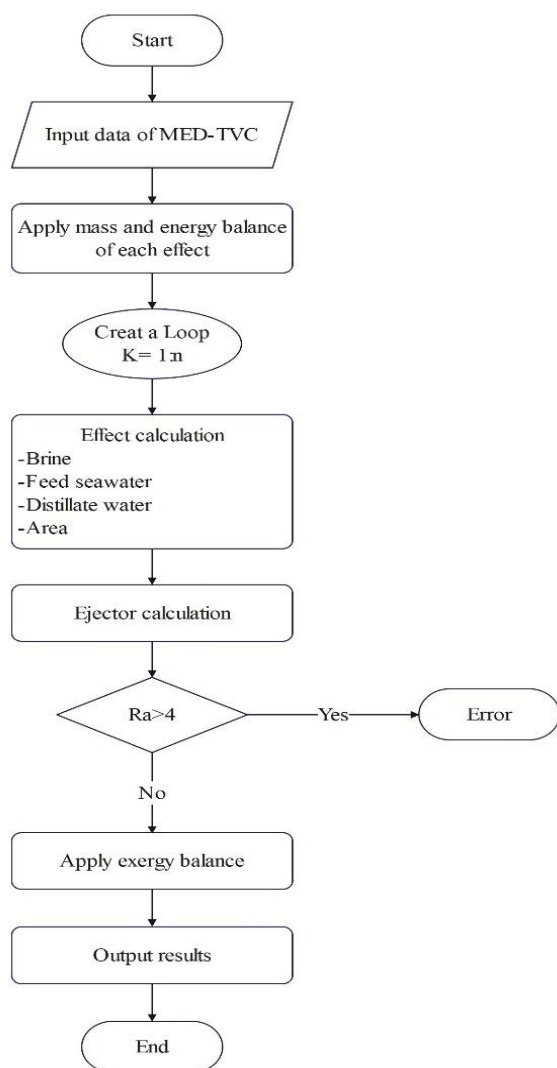
به عبارت دیگر، آگزرژی مخصوص یک جریان به صورت زیر قابل محاسبه است [۳۲]:

$$e_x = e_{ph} + e_{ch} + e_{ke} + e_{pe} \quad (30)$$

در مطالعه حاضر، آگزرژی جنبشی مخصوص،  $e_{ke}$  و آگزرژی پتانسیل مخصوص،  $e_{pe}$  به دلیل اثرات ناچیز نادیده گرفته شده است. بنابراین، آگزرژی فیزیکی که شامل آگزرژی‌های مکانیکی و حرارتی است، یک فرآیند کاملاً فیزیکی است و با معادله (۳۱) قابل محاسبه است که در آن زیر نویس‌های  $s$  و  $0$  به ترتیب نشان دهنده حالت‌های مشخص شده نسبت به حالت‌های محیطی و مرجع هستند [۳۲].

$$\dot{E}_{ph} = \dot{m} [ (h_s - h_0) - T_0 (s_s - s_0) ] \quad (31)$$

محرك، دمای ورودی، دمای آب تغذیه، نرخ دبی جرمی بخار محرك و میزان افت دما در هر اثر وارد می‌گردند. در مرحله بعد معادلات توازن جرم، انرژی و انرژی و انرژی به طور هم‌زمان حل شده و نتایج مطلوب شامل نرخ دبی جرمی سیال خنک‌کننده کندانسور، مساحت کندانسور، نرخ انتقال حرارت در کندانسور، نسبت عملکرد، مساحت مخصوص، میزان دبی آب شیرین تولیدی، نرخ تخریب انرژی و راندمان انرژی حاصل می‌شود. نرم‌افزار EES با توجه به قابلیت بالای خود در یک زمان واحد می‌تواند تعداد زیادی معادلات خطی و غیرخطی را تحلیل نماید. نکته مهم در این کد نوشته شده، محاسبه دقیق خواص ترموفیزیکی ترکیب آب دریا در تمام نقاط سیکل می‌باشد که این مسئله سبب دقت نتایج سیکل خواهد شد. در شکل (۳) فلوجارت طراحی سیکل آب شیرین‌کن به همراه ترموکمپرسور نمایش داده شده است.



شکل ۳ فلوجارت طراحی سیکل آب شیرین‌کن چند اثره مجهز به ترموکمپرسور

است. براساس حجم کنترل یک اثر، راندمان انرژی اثر در یک واحد نمک‌زدایی چند اثره، نسبت انرژی محصول به انرژی سوخت است و می‌تواند به صورت زیر بیان شود [۳۲]:

$$\eta_{effect} = \frac{(\dot{E}_{out} - \dot{E}_{in})_{Brine} + (\dot{E}_{in})_{Distillate}}{(\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out})_{steam} + (\dot{E}_{in})_{Feed}} \quad (35)$$

پتانسیل شیمیایی یک عامل مهم در ارزیابی سیستم‌های انرژی است، به ویژه زمانی که غلظت سیال عامل توسط یک فرآیند اختلاط یا یک فرآیند نمک‌زدایی تغییر می‌کند. پتانسیل شیمیایی یک خاصیت فشرده است که معیاری از تمایل جریان به رهاسازی ذرات به سمت جریان دیگر است. ممکن است پتانسیل شیمیایی برای هدایت ذرات از سطوح بالا به پایین در نظر گرفته شود. عمدتاً به ترکیب شیمیایی بستگی دارد و در حالت تعادل، همه اجزا دارای مقادیر یکسانی هستند. پتانسیل های شیمیایی آب و نمک در آب دریا با استفاده از مشتقات تابع انرژی کل گیبس به ترتیب در معادلات زیر به دست می‌آید [۳۲]:

$$\mu_w = \frac{\partial G_{sw}}{\partial m_w} = g_{sw} - W_s \frac{\partial g_{sw}}{\partial W_s} \quad (36)$$

$$\mu_s = \frac{\partial G_{sw}}{\partial m_w} = g_{sw} + (1 - W_s) \frac{\partial g_{sw}}{\partial W_s} \quad (37)$$

که در آن  $g_{sw}$  انرژی مخصوص گیبس آب دریا است و به صورت زیر بیان می‌شود [۳۲]:

$$g_{sw} = h_{sw} - (T + 273.15) S_{sw} \quad (38)$$

تمایز انرژی مخصوص گیبس با توجه به شوری که در معادلات (۳۶) و (۳۷) نشان داده شده است را می‌توان با استفاده از مشتقات همبستگی آنتالپی و آنتروپی به صورت زیر محاسبه کرد [۳۲]:

$$\frac{\partial g_{sw}}{\partial W_w} = \frac{\partial h_{sw}}{\partial W_s} - (T + 273.15) \frac{\partial S_{sw}}{\partial W_s} \quad (39)$$

#### ۴- روش حل

با توجه به معادلات ذکر شده در بخش‌های قبلی، جهت تحلیل این مسئله یک برنامه رایانه‌ای در نرم‌افزار EES نوشته شده است. در بخش اول این کد، اطلاعات ورودی سیستم شامل نسبت تراکم ترموکمپرسور، شوری آب دریا، تعداد اثرات، فشار بخار



## ۵- بحث و نتایج

در این بخش، نتایج مربوط به سیکل آب شیرین کن چند اثره MED-TVC مورد بررسی و تحلیل قرار گرفته شده است. در شکل (۵) نمودار تغییرات نرخ دبی جرمی بخار و آب خنک کننده کندانسور سیکل آب شیرین کن MED-TVC بر اساس دمای TBT نمایش داده شده است. همان طور که در شکل قابل مشاهده است، با افزایش دمای TBT میزان نرخ دبی جرمی بخار محرک افزایش یافته ولی میزان نرخ دبی جرمی آب خنک کننده کندانسور کاهش می یابد. با افزایش دمای اثر اول، به وضوح باید میزان نرخ دبی جرمی بخار محرک افزایش یابد. همچنین با افزایش دمای اثر اول، به دلیل کاهش بار حرارتی کندانسور، نرخ دبی جرمی سیال خنک کننده کاهش می یابد. کمترین نرخ دبی جرمی بخار محرک و بیشترین نرخ دبی جرمی سیال خنک کننده کندانسور در دمای TBT ۶۰ درجه سانتی گراد رخ داده و به ترتیب برابر ۱۱/۷۹ کیلوگرم بر ثانیه و ۴۸۷/۳ کیلوگرم بر ثانیه می باشند. همچنین بیشترین نرخ دبی جرمی بخار محرک و کمترین نرخ دبی جرمی سیال خنک کننده کندانسور در دمای TBT ۱۲۰ درجه سانتی گراد رخ داده و به ترتیب برابر ۱۲/۲۷ کیلوگرم بر ثانیه و ۴۶۸/۳ کیلوگرم بر ثانیه می باشند.

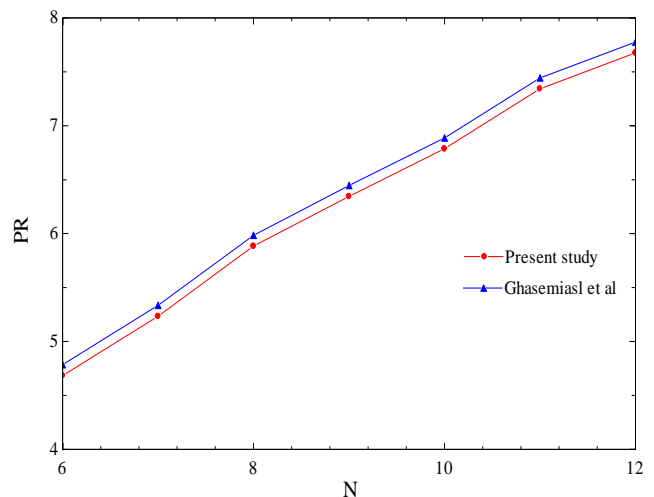
در شکل (۶) نمودار تغییرات نرخ انتقال حرارت و مساحت کندانسور سیکل آب شیرین کن چند اثره MED-TVC بر اساس دمای TBT آورده شده است. همان طور که در شکل قابل مشاهده است، می توان نتیجه گرفت که با افزایش دمای TBT نرخ انتقال حرارت و مساحت کندانسور سیکل آب شیرین کن چند اثره کاهش می یابند. باید توجه داشت که تغییرات بار حرارتی و مساحت در یک مبدل حرارتی مانند کندانسور، همسو می باشد که این امر کاملاً در نتایج رعایت گردیده است. با افزایش دمای اثر اول و به تبع آن افزایش دمای اثرات دیگر و همچنین کاهش دبی جرمی بخار محرک، باعث می شود که میزان انتقال حرارت جهت خنک سازی بخار اثر آخر و به تبع آن مساحت کندانسور کاهش پیدا کند. همان طور که در شکل قابل مشاهده است، بیشترین بار حرارتی و مساحت کندانسور در دمای TBT ۶۰ درجه سانتی گراد رخ داده و به ترتیب برابر ۲۷۸۱۸ کیلوژول بر کیلوگرم و ۱۲۸۹ مترمربع می باشند. همچنین، کمترین بار حرارتی و مساحت کندانسور در دمای TBT ۱۲۰ درجه سانتی گراد رخ داده و به ترتیب برابر ۲۷۰۱۹ کیلوژول بر کیلوگرم و ۱۲۵۲ مترمربع می باشند.

باید توجه داشت که فعالیت دمایی سیکل آب شیرین کن چند اثره اغلب زیر ۷۰ درجه سانتی گراد می باشد و دمای مطلوب بخار جهت ورود به اثر اول این نوع آب شیرین کن، ۶۸ درجه

برای اعتبارسنجی سیکل آب شیرین کن چند اثره از دو مطالعه مجزا نیز استفاده شده است. در جدول (۳) اطلاعات ورودی سیستم آب شیرین کن جهت اعتبارسنجی قابل مشاهده است. در شکل (۴) مقایسه نمودار ضریب عملکرد آب شیرین کن چند اثره نسبت به تعداد اثرات با مطالعه قاسمی اصل و همکاران [۳۴] نمایش داده شده است. باید توجه داشت که با افزایش تعداد اثرات به دلیل افزایش آب شیرین تولیدی، ضریب عملکرد افزایش می یابد که در نمودار صحت آن کاملاً مشهود می باشد. درصد خطای محاسباتی برای اعتبارسنجی این نمودار حدود ۲ درصد می باشد و با دقت محاسباتی مناسبی مدل سازی شده است. همان طور که در این نمودار قابل مشاهده است، نتایج به دست آمده با استفاده از روش مطالعه حاضر مطابقت خوبی با نتایج مطالعه قاسمی اصل و همکاران دارد و می توان روش مدل سازی سیکل آب شیرین کن چند اثره مجهز به ترموکمپرسور مورد استفاده در این پژوهش را قابل اعتماد و دقیق اعلام کرد.

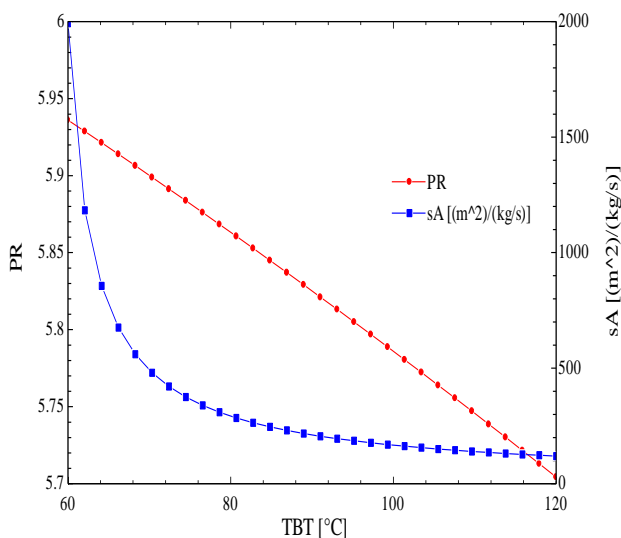
جدول ۳ اطلاعات ورودی سیستم آب شیرین کن جهت اعتبارسنجی

پارامتر	نماد (واحد)	مقدار
شوری آب دریا	$X_f$ (ppm)	۴۶۰۰۰
شوری آب در آخرین اثر	$X_n$ (ppm)	۷۰۰۰۰
تعداد اثرات	N	۶
دمای بخار محرک	$T_S$ (°C)	۱۰۰
فشار بخار محرک	$P_S$ (kPa)	۲۵۰۰
دمای بالای آب دریا	TBT (°C)	۷۰



شکل ۴ مقایسه نمودار ضریب عملکرد آب شیرین کن چند اثره MED-TVC نسبت به تعداد اثرات با مطالعه قاسمی اصل و همکاران

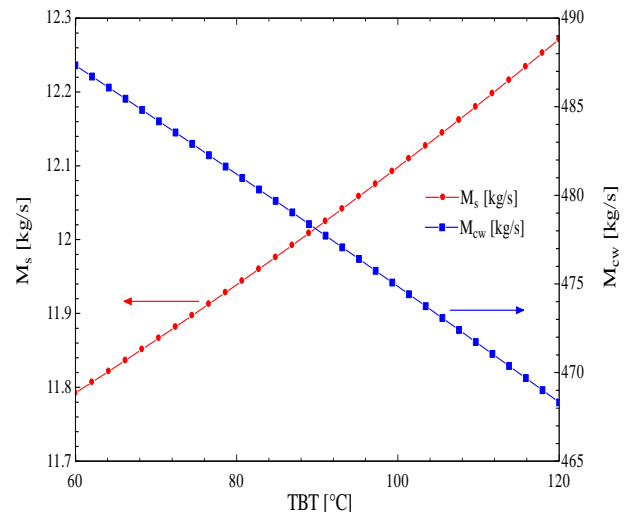
افزایش دمای TBT و به دنبال آن کاهش کلی مساحت کندانسور و اثرات سیکل آب شیرین کن چند اثره MED-TVC نیز مساحت ویژه این سیکل کاهش پیدا می‌کند. باید توجه داشت که مساحت ویژه به عنوان کل مساحت انتقال حرارت در واحد تقطیر تعریف می‌گردد. بیشترین ضریب عملکرد و مساحت ویژه در دمای TBT ۶۰ درجه سانتی‌گراد رخ داده و به ترتیب برابر ۵/۹۳۶ و ۱۹۹۳ مترمربع بر کیلوگرم بر ثانیه می‌باشند. همچنین، کمترین ضریب عملکرد و مساحت ویژه در دمای TBT ۱۲۰ درجه سانتی‌گراد رخ داده و به ترتیب برابر ۵/۷۰۴ و ۱۱۹/۷ مترمربع بر کیلوگرم بر ثانیه می‌باشند. همچنین از این نمودار می‌توان نتیجه گرفت که در بازه دمای TBT بین ۶۰ تا ۸۰ درجه سانتی‌گراد افت شدید مساحت ویژه مشاهده می‌گردد و بعد از ۸۰ درجه سانتی‌گراد روند نزولی با شیب بسیار ملایمی ادامه پیدا کرده و در نهایت تقریباً ثابت می‌شود.



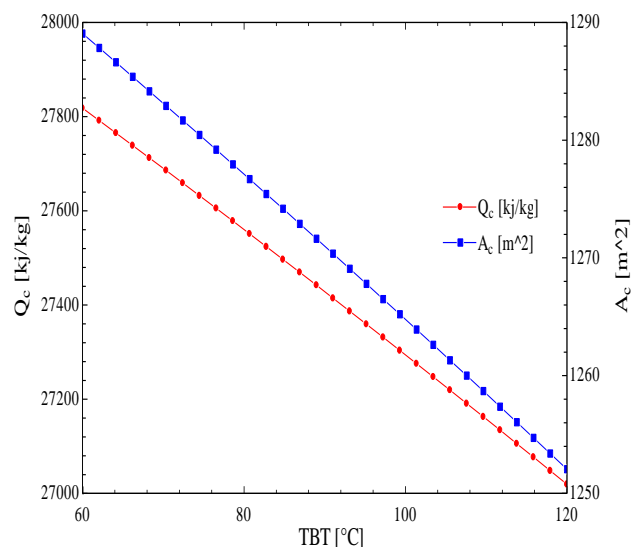
شکل ۷ تغییرات نسبت عملکرد و مساحت ویژه سیکل آب شیرین کن MED-TVC بر اساس دمای TBT

در شکل (۸) نمودار تغییرات نسبت عملکرد آب شیرین کن MED-TVC بر اساس دمای TBT در دماهای اتلافی ترمودینامیکی مختلف در اثرات ارائه گردیده است. همان‌طور که در این شکل قابل مشاهده است، با افزایش دمای TBT نسبت عملکرد سیکل آب شیرین کن چند اثره کاهش پیدا می‌کند و همچنین با افزایش اتلافات حرارتی در اثرات، نسبت عملکرد کاهش پیدا می‌کند. افزایش اتلافات حرارتی در اثرات به دلیل کاهش دمای مؤثر اثرات و کاهش نرخ دبی جرمی آب شیرین تولیدی توسط اثرات، نسبت عملکرد را کاهش می‌دهد. همان‌طور که قابل مشاهده است، بیشترین و کمترین نسبت عملکرد سیکل آب شیرین کن در تلفات دمایی ۱ درجه سانتی‌گراد به ترتیب برابر

سانتی‌گراد می‌باشد. دماهای بالاتر می‌تواند وارد اثرات این نوع آب شیرین کن گردد ولی در کل باعث کاهش نسبت عملکرد سیستم می‌شود.



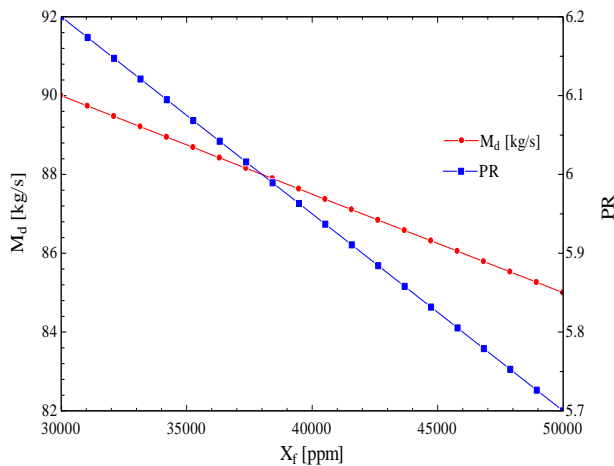
شکل ۵ تغییرات نرخ دبی جرمی بخار و آب خنک‌کننده کندانسور سیکل MED-TVC بر اساس دمای TBT



شکل ۶ تغییرات نرخ انتقال حرارت و مساحت کندانسور سیکل آب شیرین کن MED-TVC بر اساس دمای TBT

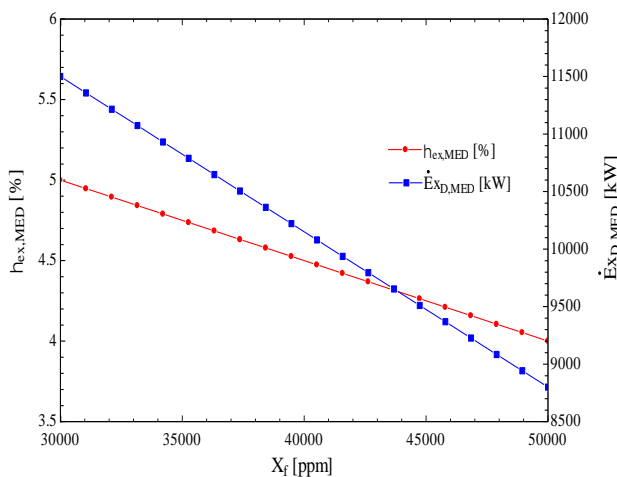
در شکل (۷) نمودار تغییرات نسبت عملکرد و مساحت ویژه سیکل آب شیرین کن چند اثره MED-TVC بر اساس دمای TBT نمایش داده شده است. همان‌طور که در شکل قابل مشاهده است، با افزایش دمای TBT، نسبت عملکرد و مساحت ویژه سیکل آب شیرین کن موردنظر کاهش پیدا می‌کند. با افزایش دمای TBT همان‌طور که اشاره شد، نرخ دبی جرمی بخار محرک افزایش پیدا می‌کند و با افزایش نرخ دبی جرمی بخار محرک، نسبت عملکرد کاهش پیدا می‌کند. همچنین با

نرخ دبی جرمی آب شیرین تولیدی و نسبت عملکرد در میزان شوری ppm ۳۰۰۰۰ رخ داده و به ترتیب برابر ۹۰ کیلوگرم بر ثانیه و ۶/۲ می‌باشد. کمترین نرخ دبی جرمی آب شیرین تولیدی و نسبت عملکرد در میزان شوری ppm ۵۰۰۰۰ رخ داده و به ترتیب برابر ۸۵ کیلوگرم بر ثانیه و ۵/۷ می‌باشد.



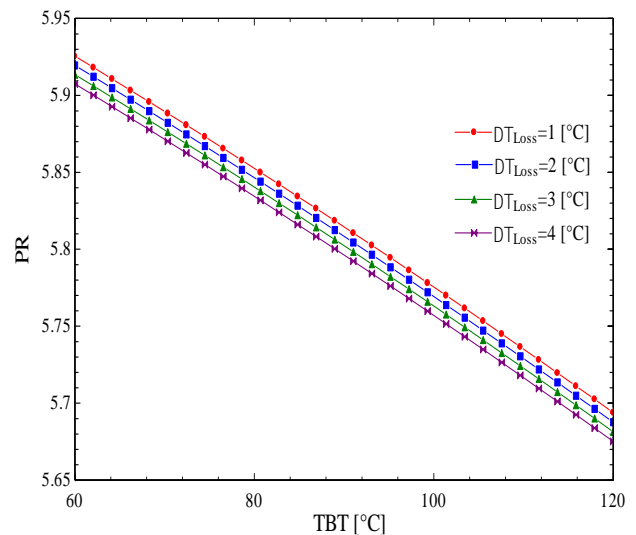
شکل ۹ تغییرات نرخ دبی جرمی آب شیرین تولیدی و نسبت عملکرد آب شیرین کن MED-TVC بر اساس میزان شوری آب تغذیه

در شکل (۱۰) نمودار تغییرات راندمان اگزرژی و نرخ تخریب اگزرژی آب شیرین کن MED-TVC بر اساس میزان شوری آب تغذیه نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل قابل مشاهده است، با افزایش میزان شوری آب تغذیه، راندمان اگزرژی و نرخ تخریب اگزرژی سیکل آب شیرین کن کاهش پیدا می‌کند. هر گونه افزایش در شوری آب دریا باعث افزایش نرخ جریان جرمی آب ورودی می‌شود و تولید بخار را در اثر جذب گرما، کاهش می‌دهد. علاوه بر این، کاهش تولید آب شیرین منجر به راندمان اگزرژی کمتر می‌گردد. همچنین، تخریب اگزرژی کمتری در نرخ جریان جرمی کمتر آب ورودی مشاهده می‌شود.



شکل ۱۰ تغییرات راندمان اگزرژی و نرخ تخریب اگزرژی آب شیرین کن MED-TVC بر اساس میزان شوری آب تغذیه

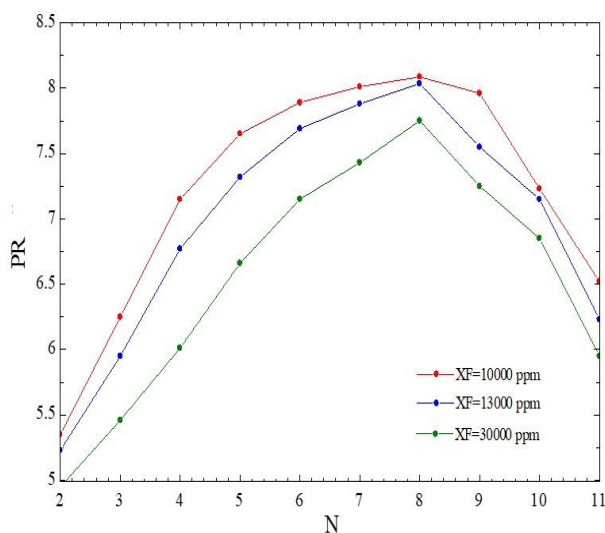
۵/۷۱۱ و ۵/۹۴۲، بیشترین و کمترین نسبت عملکرد سیکل آب شیرین کن در تلفات دمایی ۲ درجه سانتی‌گراد به ترتیب برابر ۵/۷۰۴ و ۵/۹۳۶، بیشترین و کمترین نسبت عملکرد آب شیرین کن در تلفات دمایی ۳ درجه سانتی‌گراد به ترتیب برابر ۵/۶۹۸ و ۵/۹۳، در نهایت، بیشترین و کمترین نسبت عملکرد آب شیرین کن در تلفات دمایی ۴ درجه سانتی‌گراد به ترتیب برابر ۵/۶۹۲ و ۵/۹۲۴ می‌باشد. همچنین، بیشترین نسبت عملکرد سیستم در حالت تلفات دمایی ۱ درجه سانتی‌گراد و دمایی TBT ۶۰ درجه سانتی‌گراد و کمترین نسبت عملکرد سیستم در حالت تلفات دمایی ۴ درجه سانتی‌گراد و دمایی TBT ۱۲۰ درجه سانتی‌گراد رخ داده است. باید توجه داشت که تلفات دمایی استاندارد در سیکل آب شیرین کن چند اثره MED-TVC در بازه بین ۲ تا ۳ درجه سانتی‌گراد می‌باشد.



شکل ۸ تغییرات نسبت عملکرد آب شیرین کن MED-TVC بر اساس دمایی TBT در دماهای اتلافی ترمودینامیکی مختلف در اثرات

در شکل (۹) نمودار تغییرات نرخ دبی جرمی آب شیرین تولیدی و نسبت عملکرد آب شیرین کن چند اثره MED-TVC بر اساس میزان شوری آب تغذیه نمایش داده شده است. همان‌طور که در شکل قابل مشاهده است، با افزایش میزان شوری آب تغذیه، نرخ دبی جرمی آب شیرین تولیدی و همچنین نسبت عملکرد آب شیرین کن کاهش پیدا می‌کنند. می‌توان بدین صورت تعبیر نمود که با افزایش میزان شوری آب تغذیه ورودی به آب شیرین کن، به دلیل وجود نمک بالاتر در ابتدای فرآیند شیرین‌سازی و غلظت نمک بالاتر، به دلیل کاهش میزان نرخ آب تولیدی در هر اثر، میزان آب شیرین تولیدی کاهش پیدا می‌کند. همچنین به دلیل کاهش میزان آب شیرین تولیدی توسط آب شیرین کن نیز نسبت عملکرد سیستم کاهش می‌یابد. بیشترین

آب شیرین کن افزایش پیدا می‌کند. باید توجه داشت که برای افزایش نسبت عملکرد آب شیرین کن، هم می‌توان میزان آب شیرین تولیدی را افزایش یا میزان دبی جرمی بخار ورودی به سیستم آب شیرین کن را کاهش داد. همچنین با افزایش تعداد اثرات، به دلیل افزایش اواپراتورها و ظرفیت کندانسور و ترموکمپرسور نیز نرخ تخریب اگزرژی سیکل آب شیرین کن افزایش پیدا کرده و به دلیل افزایش آب شیرین تولیدی، راندمان اگزرژی افزایش پیدا می‌کند. بنابراین با افزایش تعداد اثرات، نرخ آب شیرین تولیدی، نسبت عملکرد، راندمان اگزرژی و تخریب اگزرژی افزایش می‌یابند در شکل (۱۳) نمودار تغییرات پارامتر نسبت عملکرد برای آب شیرین کن‌هایی با تعداد مراحل مختلف، در حالتی که غلظت نمک موجود در آب دریا متغیر می‌باشد، نشان داده شده است. برای رسم این نمودار، اختلاف دمای بین مراحل ۴/۵ درجه سانتی‌گراد، فشار بخار محرک ۱۰ بار، دمای آب دریا ۲۵ درجه سانتی‌گراد و دمای آب تغذیه، خروجی از کندانسور، ۴۰ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است. همان طور که از این نمودار مشخص است، اگر سیستم شیرین‌سازی حرارتی برای شیرین‌سازی آب شور دریا که غلظت نمک موجود در آن نیز ۱۰۰۰۰ ppm می‌باشد، به کار رود، آب شیرین کن ۸ مرحله‌ای با نسبت عملکرد ۸/۰۸۵ عملکردی نزدیک به حالت بهینه دارد و چون تعداد اواپراتورهای آن کمتر است، می‌توان به عنوان شرایط بهینه از نظر فنی و اقتصادی نیز انتخاب شود.

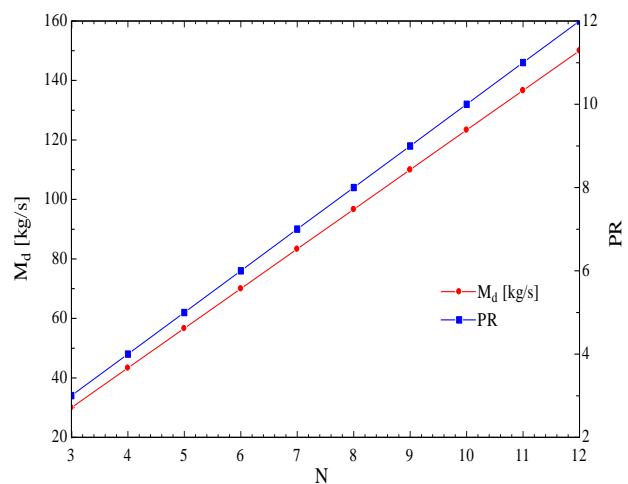


شکل ۱۳ تغییرات پارامتر نسبت عملکرد با تغییرات غلظت آب دریا برای آب شیرین کن‌هایی با تعداد مراحل مختلف

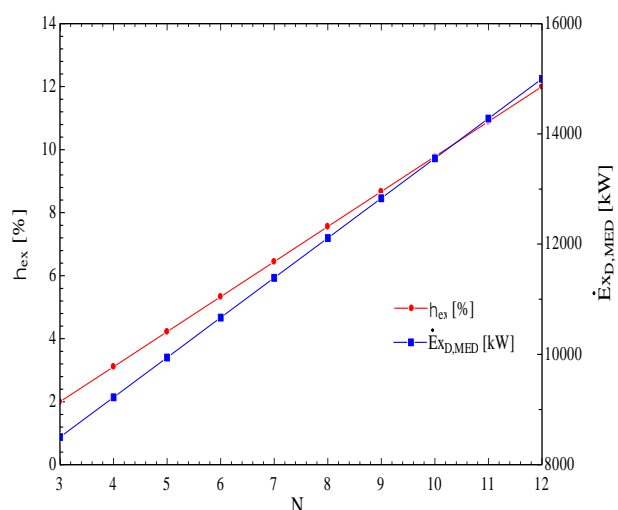
همان طور که از نمودار مشخص است با بالا رفتن غلظت املاح موجود در آب شرایط ماکزیمم نسبت عملکرد نیز تغییر می‌کند و پارامتر نسبت عملکرد تمامی سیستم‌ها کاهش پیدا کرده و

بیشترین راندمان اگزرژی و نرخ تخریب اگزرژی سیکل آب شیرین کن در شوری آب ۳۰۰۰۰ ppm رخ داده و به ترتیب برابر ۵ درصد و ۱۱۵۰۰ کیلووات می‌باشد. همچنین، کمترین راندمان اگزرژی و نرخ تخریب اگزرژی سیکل آب شیرین کن در شوری آب ۵۰۰۰۰ ppm رخ داده به ترتیب برابر ۴ درصد و ۸۸۰۰ کیلووات می‌باشد.

در شکل (۱۱) نمودار تغییرات نرخ دبی جرمی آب شیرین تولیدی و نسبت عملکرد سیکل آب شیرین کن MED-TVC بر اساس اثرات مختلف و همچنین در شکل (۱۲) نمودار تغییرات راندمان اگزرژی و نرخ تخریب اگزرژی سیکل آب شیرین کن MED-TVC بر اساس اثرات مختلف نمایش داده شده است.



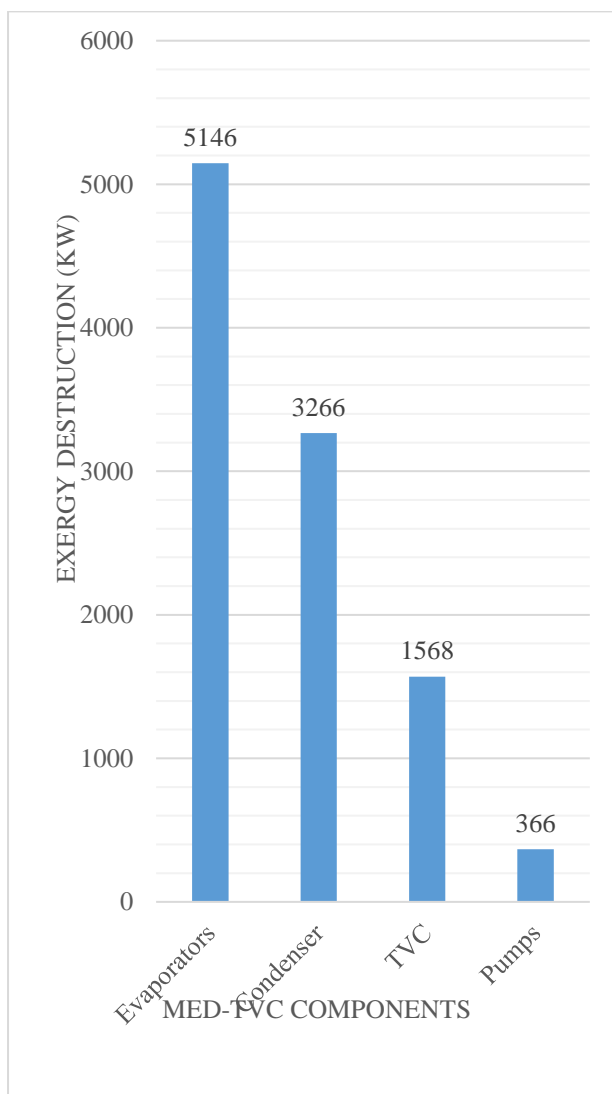
شکل ۱۱ تغییرات نرخ آب شیرین تولیدی و نسبت عملکرد سیکل آب شیرین کن MED-TVC بر اساس اثرات مختلف



شکل ۱۲ تغییرات راندمان اگزرژی و نرخ تخریب اگزرژی سیکل آب شیرین کن MED-TVC بر اساس اثرات مختلف

همان طور که قابل مشاهده است با افزایش تعداد اثرات، میزان نرخ دبی جرمی آب شیرین تولیدی و به تبع آن نسبت عملکرد

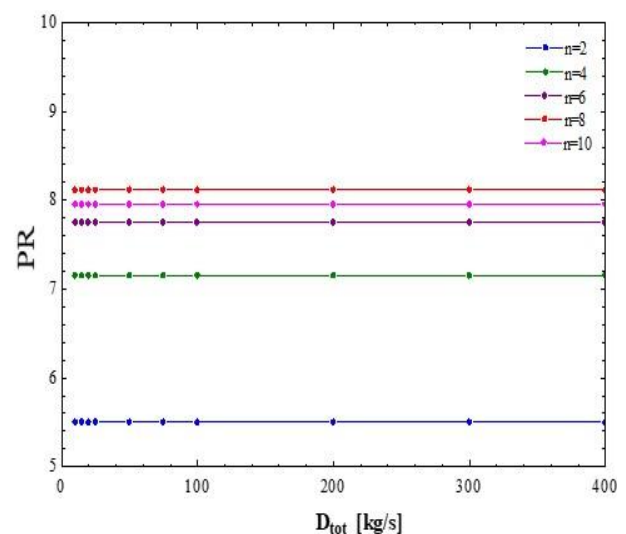
در شکل (۱۵) نمودار میزان تخریب اگزرژی اجزای مختلف سیکل آب شیرین کن چند اثره MED-TVC نمایش داده شده است. باید توجه داشت که یکی از مزایای تحلیل اگزرژی، محاسبه عددی میزان تخریب یا نابودی اگزرژی می باشد. این پارامتر به علت بازگشت ناپذیری های داخلی حجم کنترل ایجاد شده و منابع اصلی آن در سیستم های حرارتی شامل احتراق، واکنش های شیمیایی، انتقال حرارت، اختلاط مواد، انبساط ناگهانی، واکنش های هسته ای، پدیده هیستریزس در میدان های الکتریکی و مغناطیسی می باشند. همان طور که در شکل قابل مشاهده است، بیشترین نرخ اگزرژی تخریبی در سیکل آب شیرین کن چند اثره متعلق به اواپراتورها (اثرات) و کمترین نرخ اگزرژی تخریبی متعلق به پمپها می باشد. اگزرژی تخریبی اواپراتورها (اثرات)، کندانسور، ترموکمپرسور و پمپها به ترتیب برابر ۵۱۴۶، ۳۲۶۶، ۱۵۶۸ و ۳۶۶ کیلووات می باشند.



شکل ۱۵ میزان تخریب اگزرژی اجزای مختلف سیکل آب شیرین کن چند اثره MED-TVC

تعداد مراحل بهینه سیستم نیز تغییر می کند. بنابراین باید توجه داشت که سیستم آب شیرین کن تقطیر چند مرحله ای برای چه آبی بهره برداری می گردد. زیرا غلظت آب شور دریای خزر با خلیج فارس متفاوت است و حالت بهینه سیستم برای هر کدام با توجه به مقدار غلظت آب نیز متفاوت خواهد بود.

در شکل (۱۴) تغییرات نسبت بهره وری بر حسب دبی آب شیرین تولیدی برای تعداد مراحل مختلف نشان داده شده است. همان گونه که مشخص است با تغییر دبی آب شیرین تولیدی و یا به عبارت دیگر با تغییر ظرفیت تولید آب شیرین کن، به ازای شرایط ورودی ثابت، هیچ تغییری در نسبت عملکرد سیستم در تعداد مراحل یکسان دیده نمی شود. در این حالت نیز برای تعداد مراحل معین، با تغییر دبی بخار محرک که ناشی از تغییر در ظرفیت سیستم آب شیرین کن می باشد، هیچ تغییری در نسبت عملکرد سیستم صورت نمی گیرد و با توجه به رابطه بین دبی بخار محرک و ظرفیت آب شیرین کن رابطه ای کاملاً خطی است، بنابراین با توجه به رابطه نسبت عملکرد، تغییرات صورت و مخرج کسر مذکور به صورت خطی می باشد و در نتیجه کل کسر، یعنی نسبت عملکرد سیستم ثابت و بدون تغییر باقی می ماند. در نتیجه در شرایط ورودی های یکسان، با تغییر در ظرفیت، تغییری در نسبت عملکرد سیستم صورت نمی گیرد و نسبت عملکرد سیستم مستقل از ظرفیت سیستم می باشد. همچنین این نمودار، مبین این مطلب است که به ازای شرایط ورودی یکسان، سیستم آب شیرین کن ۸ مرحله ای بیشترین نسبت عملکرد را دارد و می توان به عنوان آب شیرین کن بهینه در شرایط عملکردی در نقطه طراحی نیز انتخاب شود.



شکل ۱۴ تغییرات نسبت عملکرد بر حسب دبی آب شیرین تولیدی آب شیرین کن با مراحل مختلف

## ۶- نتیجه گیری

با تغییر ظرفیت تولیدی آب شیرین کن، به ازای شرایط ورودی ثابت، هیچ تغییری در نسبت عملکرد سیستم در تعداد مراحل یکسان دیده نمی‌شود. به عبارت دیگر، می‌توان گفت که نسبت عملکرد سیستم آب شیرین کن تقطیر چند مرحله‌ای مستقل از ظرفیت سیستم باشد. همچنین، نتایج نشان داد که بیشترین نرخ آگزرژی تخریبی در سیکل آب شیرین کن چند اثره متعلق به اوپراتورها (اثرات) و کمترین نرخ آگزرژی تخریبی متعلق به پمپ‌ها می‌باشد. آگزرژی تخریبی اوپراتورها (اثرات)، کندانسور، ترموکمپرسور و پمپ‌ها به ترتیب برابر ۵۱۴۶، ۳۲۶۶، ۱۵۶۸ و ۳۶۶ کیلووات می‌باشند. در کل مجموع تخریب آگزرژی در سیکل آب شیرین کن چند اثره MED-TVC برابر ۱۰۳۴۶ کیلووات است.

## ۷- فهرست علائم و اختصارات

## علائم انگلیسی

<i>BPE</i>	اختلاف نقطه جوش °C
<i>MED</i>	آب شیرین کن تقطیر چند مرحله‌ای
<i>MED-TVC</i>	آب شیرین کن تقطیر چند اثره مجهز به ترموکمپرسور
<i>NEA</i>	حد غیر تعادلی °C
<i>PR</i>	نسبت عملکرد
<i>B</i>	نرخ جریان جرمی آب شور دریا، kg/s
<i>C<sub>p</sub></i>	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت، kJ/kg*K
<i>D</i>	نرخ جریان جرمی آب شیرین تولیدی، kg/s
<i>d</i>	نرخ جریان جرمی بخار در اثرات مختلف، kg/s
<i>Ė</i>	نرخ جریان آگزرژی، kw
<i>e<sub>x</sub></i>	نرخ جریان آگزرژی مخصوص، kJ/kg
<i>F</i>	نرخ جریان جرمی آب تغذیه، kg/s
<i>G</i>	انرژی آزاد گیبس، kw
<i>g</i>	انرژی گیبس مخصوص، kJ/kg
<i>h</i>	آنتالپی، kJ/kg
<i>M</i>	نرخ جریان جرمی، kg/s
<i>n</i>	تعداد اثرات
<i>Q</i>	نرخ انتقال حرارت، J
<i>X</i>	میزان شوری آب، ppm

## نمادهای یونانی

$\eta$	راندمان
$\mu$	پتانسیل شیمیایی
زیر نویس‌ها	
<i>b</i>	دریا
<i>ch</i>	شیمیایی
<i>cw</i>	آب خنک‌کننده کندانسور
<i>ex</i>	آگزرژی
<i>f</i>	آب تغذیه

در کل مجموع تخریب آگزرژی در سیکل آب شیرین کن چند اثره MED-TVC برابر ۱۰۳۴۶ کیلووات است. دلیل بالا بودن نرخ تخریب آگزرژی در اوپراتورها (اثرات) این است که تعداد اثرات بالا بوده و همچنین در هر اثر به دلیل نرخ انتقال حرارت بین بخار و آب شور در کل، میزان آگزرژی تخریبی اثرات بیشتر می‌باشد. همچنین بعد از اثرات، بیشترین نرخ تخریب آگزرژی متعلق به کندانسور می‌باشد. در کندانسور، به دلیل نرخ انتقال حرارت بالا بین سیال خنک‌کننده و بخار، میزان تخریب آگزرژی بالا خواهد بود. پس از کندانسور، میزان نرخ تخریب آگزرژی ترموکمپرسور یا همان چرخه اجکتور بخار در جایگاه بعدی قرار می‌گیرد و در نهایت کمترین میزان تخریب آگزرژی سیکل آب شیرین کن چند اثره موردنظر در پمپ‌ها رخ می‌دهد.

با توجه به اینکه کشور ایران، مرز آبی وسیعی به طول ۲۷۰۰ کیلومتر با دریاهای خزر، خلیج فارس و عمان دارد، دارای پتانسیل خوبی برای شیرین‌سازی آب دریا جهت استفاده در صنایع آب شرب می‌باشد. مشخص شده است که نیروگاه‌های حرارتی آب شیرین کن می‌تواند عملکرد بسیار مناسبی برای تولید آب شرب داشته باشد.

هدف از این مطالعه، بررسی فنی سیستم آب شیرین کن تقطیر چند مرحله‌ای می‌باشد که این امر با مدل‌سازی ترمودینامیکی سیستم و به کمک بسته نرم‌افزاری EES و با بررسی پارامترهای مختلف سیستم مذکور، حاصل گردیده است. در ادامه، نتایج مهمی که در این مطالعه استخراج شده است، بیان شده است. نتایج نشان داد که با افزایش دمای TBT میزان نرخ دبی جرمی بخار محرک افزایش یافته ولی میزان نرخ دبی جرمی آب خنک‌کننده کندانسور، نرخ انتقال حرارت کندانسور، مساحت کندانسور، نسبت عملکرد و مساحت ویژه سیکل آب شیرین کن موردنظر کاهش پیدا می‌کند. همچنین، با افزایش میزان شوری آب تغذیه، نرخ دبی جرمی آب شیرین تولیدی، نسبت عملکرد، راندمان آگزرژی و نرخ تخریب آگزرژی سیکل آب شیرین کن کاهش پیدا می‌کند. غلظت املاح محلول در آب شور یکی از پارامترهای مهم و تأثیرگذار در بازده سیستم‌های شیرین‌سازی حرارتی است که افزایش آن باعث افت شدید نسبت عملکرد سیستم می‌گردد.

در این مطالعه، مشخص گردید که حالت بهینه سیستم، آب شیرین کن ۸ مرحله‌ای خواهد بود. نشان داده شد که به ازای شرایط ورودی یکسان، آب شیرین کن ۸ مرحله‌ای دارای بیشترین نسبت عملکرد سیستم خواهد بود. در نهایت، مشخص گردید که

*Engineering*, vol. 140, pp. 814-827, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.05.092>.

[7] C. Frantz and B. Seifert, "Thermal analysis of a multi effect distillation plant powered by a solar tower plant," *Energy Procedia*, vol. 69, pp. 1928-1937, 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.03.190>.

[8] M. A. S. Eldean and A. Soliman, "A novel study of using oil refinery plants waste gases for thermal desalination and electric power generation: Energy, exergy & cost evaluations," *Applied Energy*, vol. 195, pp. 453-477, 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.03.052>.

[9] M. L. Elsayed, O. Mesalhy, R. H. Mohammed, and L. C. Chow, "Transient performance of MED processes with different feed configurations," *Desalination*, vol. 438, pp. 3753, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2018.03.016>.

[10] S. E. Shakib, M. Amidpour, M. Boghrati, M. M. Ghafurian, and A. Esmaeili, "New approaches to low production cost and low emissions through hybrid MED-TVC+ RO desalination system coupled to a gas turbine cycle," *Journal of Cleaner Production*, vol. 295, p. 126402, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.126402>.

[11] A. Farsi and M. A. Rosen, "Assessment of a geothermal combined system with an organic Rankine cycle and multi-effect distillation desalination," *Earth Systems and Environment*, vol. 6, No. 1, pp. 15-27, 2022, doi: <https://doi.org/10.1007/s41748-021-00275-w>.

[12] M. Prajapati, M. Shah, and B. Soni, "A comprehensive review of the geothermal integrated multi-effect distillation (MED) desalination and its advancements," *Groundwater for Sustainable Development*, p. 100808, 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.gsd.2022.100808>.

[13] B. Lin and M. Malmali, "Energy and exergy analysis of multi-stage vacuum membrane distillation integrated with mechanical vapor compression," *Separation and Purification Technology*, vol. 306, p. 122568, 2023, doi: <https://doi.org/10.1016/j.seppur.2022.122568>.

[14] S. Hilarydoss, "Techno-enviro-economic assessment of novel hybrid inclined-multi-effect vertical diffusion solar still for sustainable water distillation," *Environmental Science and Pollution Research*, vol. 30, No. 7, pp. 17280-17315, 2023, doi: <https://doi.org/10.1007/s11356-022-23286-0>.

fb محفظه بخار

ke جنبشی

m بخار محرک

out خروجی

θ بخار اشباع

i تعداد اثرات

in ورودی

pe پتانسیل

ph فیزیکی

s نمک

w آب

## ۸- مراجع

[1] E. Rafat and M. Babaelahi, "Recovering waste heat of a solar hybrid power plant using a Kalina cycle and desalination unit: A sustainability (emergo-economic and emergo -environmenal) approach," *Energy Conversion and Management*, vol. 224, p. 113394, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113394>.

[2] F. Hesari, F. Salimzhad, M. H. K. Manesh, and M. R. Morad, "A novel configuration for low-grade heat-driven desalination based on cascade MED," *Energy*, vol. 229, p. 120657, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.120657>.

[3] S. M. Alirahmi, S. B. Mousavi, A. R. Razmi, and P. Ahmadi, "A comprehensive techno-economic analysis and multi-criteria optimization of a compressed air energy storage (CAES) hybridized with solar and desalination units," *Energy Conversion and Management*, vol. 236, p. 114053, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114053>.

[4] H. Rostamzadeh, H. Ghiasirad, M. Amidpour, and Y. Amidpour, "Performance enhancement of a conventional multi-effect desalination (MED) system by heat pump cycles," *Desalination*, vol. 477, p. 114261, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2019.114261>.

[5] S. Sadri, M. Ameri, and R. H. Khoshkhoo, "Multi-objective optimization of MED-TVC-RO hybrid desalination system based on the irreversibility concept," *Desalination*, vol. 402, pp. 97-108, 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2016.09.029>.

[6] M. Moghimi, M. Emadi, A. M. Akbarpoor, and M. Mollaei, "Energy and exergy investigation of a combined cooling, heating, power generation, and seawater desalination system," *Applied Thermal*

- [24] M. A. Abdelkareem, M. E. H. Assad, E. T. Sayed, and B. Soudan, "Recent progress in the use of renewable energy sources to power water desalination plants," *Desalination*, vol. 435, pp. 97-113, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2017.11.018>.
- [25] H. El-Dessouky, I. Alatiqi, S. Bingulac, and H. Ettouney, "Steady-state analysis of the multiple effect evaporation desalination process," *Chemical Engineering & Technology: Industrial Chemistry-PlantEquipmen-ProcessEngineering- Biotechnology*, vol. 21, No. 5, pp. 437-451, 1998, doi: [https://doi.org/10.1002/\(SICI\)1521-4125](https://doi.org/10.1002/(SICI)1521-4125).
- [26] P. Ahmadi, S. Khanmohammadi, F. Musharavati, and M. Afrand, "Development, evaluation, and multi-objective optimization of a multi-effect desalination unit integrated with a gas turbine plant," *Applied Thermal Engineering*, vol. 176, p. 115414, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115414>.
- [27] I. S. Al-Mutaz and I. Wazeer, "Development of a steady-state mathematical model for MEE-TVC desalination plants," *Desalination*, vol. 351, pp. 9-18, 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2014.07.018>.
- [28] M. L. Elsayed, O. Mesalhy, R. H. Mohammed, and L. C. Chow, "Exergy and thermo-economic analysis for MED-TVC desalination systems," *Desalination*, vol. 447, pp. 29-42, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2018.06.008>.
- [29] N. Eshoul, A. Almutairi, R. Lamidi, H. Alhajeri, and A. Alenezi, "Energetic, exergetic, and economic analysis of MED-TVC water desalination plant with and without preheating," *Water*, vol. 10, No. 3, p. 305, 2018, doi: <https://doi.org/10.3390/w10030305>.
- [30] H. B. Harandi, A. Asadi, M. Rahnema, Z.-G. Shen, and P.-C. Sui, "Modeling and multi-objective optimization of integrated MED-TVC desalination system and gas power plant for waste heat harvesting," *Computers & Chemical Engineering*, vol. 149, p. 107294, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.compchemeng.2021.107294>.
- [31] R. Kamali, A. Abbassi, S. S. Vanini, and M. S. Avval, "Thermodynamic design and parametric study of MED-TVC," *Desalination*, vol. 222, No. 1-3, pp. 596 - 604, 2008, doi: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2007.01.120>.
- [32] A. Almutairi, P. Pilidis, N. Al-Mutawa, and M. Al-Weshahi, "Energetic and exergetic analysis of cogeneration power combined cycle and ME-TVC-MED water desalination plant: Part-1 operation and performance," *Applied Thermal Engineering*,
- [15] S. Khanmohammadi, S. Razi, M. Delpisheh, and H. Panchal, "Thermodynamic modeling and multi-objective optimization of a solar-driven multi-generation system producing power and water," *Desalination*, vol. 545, p. 116158, 2023, doi: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2022.116158>.
- [16] F. M. Al-Fadhli et al., "Optimizing cogeneration and desalination plants by incorporating solar energy," *Desalination*, vol. 549, p. 116320, 2023, doi: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2022.116320>.
- [17] T. Khir, "Energy and Exergy Analysis of a Hybrid Solar Geothermal Med Desalination System," doi: <https://dx.doi.org/10.2139/ssrn.4443982>.
- [18] S. Aly, H. Manzoor, S. Simson, A. Abotaleb, J. Lawler, and A. N. Mabrouk, "Pilot testing of a novel Multi Effect Distillation (MED) technology for seawater desalination," *Desalination*, vol. 519, p. 115221, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2021.115221>.
- [19] F. Musharavati and S. Khanmohammadi, "Design and exergy based optimization of a clean energy system with fuel Cell/MED and hydrogen storage option," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 47, No. 62, pp. 26715-26727, 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.07.214>.
- [20] S. Jehandideh, H. Hassanzade, and S. E. Shakib, "Environmental assessment of a hybrid system composed of solid oxide fuel cell, gas turbine and multiple effect evaporation desalination system," *Energy & Environment*, vol. 32, No. 5, pp. 874-901, 2021, doi: <https://doi.org/10.1177/0958305X20973575>.
- [21] M. Laissaoui, D. Nehari, A. Bouhalassa, M. Hazmoune, S. Lechehab, and A. Touil, "Thermodynamic analysis of combined CSP-MED desalination in Algeria," in *2015 3rd International Renewable and Sustainable Energy Conference*, 2015: IEEE, pp. 16, doi: <https://doi.org/10.1109/IRSEC.2015.7455096>.
- [22] C. Wen, H. Ding, and Y. Yang, "Performance of steam ejector with nonequilibrium condensation for multi-effect distillation with thermal vapour compression (MED-TVC) seawater desalination system," *Desalination*, vol. 489, p. 114531, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2020.114531>.
- [23] I. S. Al-Mutaz and I. Wazeer, "Current status and future directions of MED-TVC desalination technology," *Desalination and Water Treatment*, vol. 55, No. 1, pp. 1-9, 2015, doi: <https://doi.org/10.1080/19443994.2014.910841>.



doi:<https://doi.org/10.1140/epjp/s13360-021-01071-1>.

vol.103,pp.77.91,2016,doi:<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.02.121>.

[34] R. Ghasemiasl, M. A. Javadi, M. Nezamabadi, and M. Sharifpur, "Exergetic and economic optimization of a solar-based cogeneration system applicable for desalination and power production," *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, vol. 145, pp. 993-1003,2021, doi: <https://doi.org/10.1007/s10973-020-10242-8>.

[33] M. Yadegari and A. Bak Khoshnevis, "Investigation of entropy generation, efficiency, static and ideal pressure recovery coefficient in curved annular diffusers," *The European Physical Journal Plus*, vol. 136, pp. 1-19, 2021,