



## تولید همزمان آب و سرما با به کارگیری سیستم تبرید فوق بحرانی دی اکسید کربن در آب شیرین کن های تقطیر چند مرحله ای

آیدا فارسی<sup>1</sup>، مهران عامری<sup>2\*</sup>، سید محمدحجت محمدی<sup>3</sup>

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی انرژی های تجدیدپذیر، دانشگاه تحصیلات تکمیلی صنعتی و فناوری پیشرفته کرمان، کرمان

2- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان، کرمان

3- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تحصیلات تکمیلی صنعتی و فناوری پیشرفته کرمان، کرمان

\* کرمان، صندوق پستی 7618868366، ameri\_mm@uk.ac.ir

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 20 تیر 1395

پذیرش: 19 شهریور 1395

ارائه در سایت: 05 دی 1395

کلید واژگان:

تبرید فوق بحرانی دی اکسید کربن

آب شیرین کن تقطیر چند مرحله ای

تولید همزمان

آنالیز انرژی

منبسط کننده

### چکیده

یکی از سیستم های طراحی شده برای سرمایش تا دماهای بسیار پایین، سیستم تبرید تراکمی فوق بحرانی دی اکسید کربن است. حرارت دورریز از این سیستم مقدار قابل توجهی است. این امر انگیزه ای برای بازیابی و استفاده از این حرارت اتلافی در سایر سیستم ها از جمله منبع حرارتی آب شیرین کن تقطیر چند مرحله ای، به منظور تولید همزمان آب و سرما و نیز کاهش مصرف انرژی است. در این پژوهش آنالیز انرژی و مقایسه ای دو سیستم ترکیبی نوین، شامل سیستم تبرید دی اکسید کربن فوق بحرانی و دو مدل آب شیرین کن تقطیر چند مرحله ای، شامل مدل موازی ارتقا یافته و مدل موازی به همراه چندین پیش گرم کن آب، انجام شده است. همچنین اثر پارامترهای مهم از جمله دمای اواپراتور، دمای محیط و فشار مبرد خروجی از کمپرسور، بر ضریب عملکرد سیستم تبرید و میزان آب شیرین تولیدی بررسی شده است. نتایج نشان داد در هر دو سیستم ترکیبی، با کاهش دمای اواپراتور یا افزایش دمای محیط، ضریب عملکرد سیستم تبرید کاهش و میزان آب شیرین شده افزایش می یابد. از سوی دیگر، با افزایش فشار خروجی کمپرسور تا رسیدن به نقطه ی بهینه، افزایش ضریب عملکرد سیستم تبرید و کاهش میزان آب شیرین شده مشاهده می گردد. نیز می توان گفت که مدل آب شیرین کن تقویت یافته توانایی تولید آب شیرین بیشتری نسبت به مدل پیش گرم کن دارد. همچنین به منظور بهبود عملکرد سیستم ترکیبی و کاهش انرژی الکتریسته مصرفی، دو روش استفاده از کمپرسور دو مرحله ای و منبسط کننده مورد بررسی و مقایسه قرار گرفته است. در یک شرایط کاری مشخص، در روش کمپرسور دو مرحله ای گرچه ضریب عملکرد سیستم تبرید 6.2% نسبت به سیستم پایه (شامل یک کمپرسور و شیر فشارشکن) افزایش می یابد اما دی آب شیرین شده 60% کاهش می یابد. این در حالیست که در روش به کارگیری منبسط کننده، ضریب عملکرد 23.5% افزایش می یابد و دی آب شیرین شده تنها کمتر از 8% کاهش می یابد.

## Combined production of distilled water and cooling by application of Supercritical carbon dioxide refrigeration in multi-effect-desalination systems

Aida Farsi<sup>1</sup>, Mehran Ameri<sup>2\*</sup>, Seyed Mohammad Hojjat Mohammadi<sup>3</sup>

1- Department of Energy, Institute of Science and High Technology and Environmental Sciences, Graduate University of Advanced Technology of Kerman, Kerman, Iran

2- Department of Mechanical Engineering, Shahid Bahonar University of Kerman, Kerman, Iran

3- Department of Energy, Institute of Science and High Technology and Environmental Sciences, Graduate University of Advanced Technology of Kerman, Kerman, Iran

\* P.O.B. 7618868366, Kerman, Iran, ameri\_mm@uk.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 10 July 2016

Accepted 09 September 2016

Available Online 25 December 2016

### Keywords:

Supercritical carbon dioxide refrigeration  
multi-effect-desalination  
cogeneration  
energy analysis  
expander

### ABSTRACT

Supercritical carbon dioxide refrigeration is one of the proposed systems to provide extremely low temperatures. The waste heat from the gas-cooler of such systems is noticeable. So, it can be used as a promising heat source in other systems like multi-effect-desalination system (MED), in order to provide cooling and fresh water, simultaneously, as well as noticeable reduction of power consumption. In this paper, the energy analysis and comparison of two novel combined systems are carried out. The combined systems consist of CO<sub>2</sub> refrigeration system and two MED's models, the Boosted model and the water pre-heaters (PH) model. The effect of operating parameters such as evaporator temperature, ambient temperature and compressor outlet pressure on system performances are studied as well. Results showed that for both combined systems, by decreasing the evaporator temperature or increasing the ambient temperature, the coefficient of performance (COP) and the distilled water flow rate, decreases and increases, respectively. On the other hand, increasing the compressor outlet pressure would increase COP and decrease distilled water flow rate up to an optimum point. Also, MED-Boosted could produce more fresh water compared to MED-PH. In order to decrease the power consumption of the combined system two methods are presented. In two compressors method the COP enhances 6.2% compared to the base system (consisting of one compressor and an expansion valve). However, the produced fresh water would be reduced by 60%. On the other hand, the expander method could improve the COP by 23.4%, compared to the base system, while the amount of distilled water decreases less than 8%.

## 1- مقدمه

انرژی نقش کلیدی در تمام فعالیت‌های زندگی بشر دارد. تقاضای روزافزون انرژی، منابع رو به پایان سوخت‌های فسیلی و استفاده از مبردهای صنعتی منجر به انتشار کنترل نشده گازهای گلخانه‌ای، گرم شدن کره زمین و کاهش لایه‌ی اوزون می‌شود. به همین دلایل محققان به دنبال روش‌های گوناگون کاهش و بهینه‌سازی مصرف انرژی و استفاده از مواد دوستدار محیط زیست هستند. ترکیب چند سیکل با یکدیگر به منظور کاهش مصرف انرژی و تولید همزمان، یکی از راهکارهای مناسب و موثر می‌باشد. از سوی دیگر، بحران کمبود آب در همی کشورهای به ویژه مناطق گرمسیری، مسئله‌ی بسیار مهم و حیاتی می‌باشد که منجر به به‌کارگیری انواع روش‌های شیرین‌سازی آب گردیده است.

در سال‌های اخیر سیکل تبرید تراکمی دی‌اکسید کربن فوق بحرانی به علت استفاده از مبرد طبیعی و دوستدار محیط زیست در مقابل اثرات سوء مبردهای صنعتی بر لایه‌ی اوزون و شرایط آب و هوایی، به‌طور چشمگیری مورد توجه قرار گرفته و استفاده از آن‌ها تجاری شده است. این سیستم‌ها توانایی ایجاد سرما را تا دماهای بسیار پایین ( $-30^{\circ}\text{C}$  تا  $-40^{\circ}\text{C}$ ) دارند. دی‌اکسید کربن به‌عنوان یک سیال غیرسمی، دوستدار محیط زیست و دارای خواص منحصر به فرد و ویژه‌ای از جمله ضریب انتقال حرارت بالا، توجه بسیاری از محققان را در اوایل دهه‌ی 1990 برای استفاده در سیکل‌های مختلف مانند سیکل تبرید، به خود جلب کرده است. به‌علت این‌که سیکل تبرید فوق بحرانی دی‌اکسید کربن در فشارهای بالا کار می‌کند، مقاومت مصالح اجزای به‌کار رفته افزایش می‌یابد، از طرف دیگر حرارت دفع شده از خنک‌کن گاز آن مقدار قابل توجهی است.

ونگ و همکاران [1] سیستمی را پیشنهاد داده‌اند که با به‌کارگیری دو سیکل برایتون و تبرید فوق بحرانی دی‌اکسید کربن به‌طور همزمان سرمایش، گرمایش و توان تولید کند. در این تحقیق از یک مدل ریاضی برای شبیه‌سازی این سیستم تولید سه‌گانه استفاده شده و بازده انرژی و اگزرژی آن بررسی شده است. مرتضی یاری و همکاران [2] یک مدل جدید سیکل تبرید را که دارای دو اواپراتور به منظور ایجاد دو دمای سرمایشی، یکی دمای متوسط ( $5^{\circ}\text{C}$  تا  $10^{\circ}\text{C}$ ) توسط سیستم تبرید جذبی و دیگری دمای بسیار پایین ( $-25^{\circ}\text{C}$  تا  $-45^{\circ}\text{C}$ ) توسط سیکل تبرید تراکمی دی‌اکسید کربن فوق بحرانی را ارائه کرده‌اند که این سیستم از چهار سیکل تشکیل شده است. آن‌ها همچنین اظهار کرده‌اند که از حرارت خروجی خنک‌کن گاز سیکل تبرید تراکمی دی‌اکسید کربن فوق بحرانی در قسمت‌های مختلف سیستم ترکیبی از جمله بخش اواپراتور (بویلر) سیکل ارگانیک رانکین، ژنراتور سیستم تبرید جذبی استفاده گردد. ای‌تای ما و همکاران [3] در یک مقاله‌ی مروری جامع روش‌های مختلف افزایش ضریب عملکرد سیستم‌های تبرید فوق بحرانی دی‌اکسید کربن، طراحی‌های مختلف و پارامترهای عملیاتی موثر بر بهبود عملکرد سیستم را مورد مطالعه قرار داده‌اند. شریعت‌زاده و همکاران [4] چهار ترکیب بندی متفاوت سیستم تبرید دی‌اکسید کربن را از دیدگاه ضریب عملکرد و بازده اگزرژی با یکدیگر مقایسه کرده‌اند و نشان داده‌اند که سیستم به همراه منبسط‌کننده بدون بازپایب بیشترین ضریب عملکرد و کمترین تخریب اگزرژی را دارد.

روش‌هایی که به‌صورت گسترده برای شیرین‌سازی آب به‌کار می‌روند، اسمز معکوس و آب شیرین‌کن‌های حرارتی هستند که در این نوع سیستم‌ها، نمک توسط فرآیند تبخیر و چگالش از آب دریا جدا می‌شود، درحالی‌که در

روش اسمز معکوس نمک در فرآیند عبور پرفشار آب دریا از غشاهای نیمه تراوا، با مصرف قابل توجه الکتریسیته جدا می‌شود [5,6]. علی‌رغم این‌که آب شیرین‌کن‌های حرارتی انرژی بیشتری مصرف می‌کنند، به‌دلیل این‌که منبع انرژی آن‌ها گرما با کیفیت پایین‌تر است، قابلیت استفاده در صنایع مختلف را دارند. از میان آب شیرین‌کن‌های حرارتی، نوع تقطیر چند مرحله‌ای به دلیل کمتر بودن فرآیند رسوب‌گیری لوله‌های اواپراتور، مصرف انرژی کمتر و تولید ارزان‌تر آب نسبت به نوع تبخیر ناگهانی<sup>1</sup>، بیشتر مورد توجه قرار گرفته است [5,6]. شارون و ردی [7]، در یک مقاله‌ی مروری جامع به معرفی انواع سیستم‌های آب شیرین‌کن پرداخته‌اند. در این مقاله بیان شده که ترکیب پمپ‌های حرارتی دو اثره‌ی لیتیوم برمایدی، با سیستم آب شیرین‌کن تقطیر چندمرحله‌ای بسیار مورد توجه قرار گرفته است که در این سیستم هیبریدی آب شیرین‌کن از حرارت دورریز کندانسور و جاذب پمپ حرارتی به‌عنوان منبع انرژی استفاده می‌کند. جانتقربان اصفهانی و همکاران [6] ترکیب آب شیرین‌کن تبخیری-پمپ گرمایی جذبی با سیکل تبرید تراکمی بخار را ارائه کرده‌اند که به‌طور همزمان آب شیرین و سرما تولید می‌کند. همچنین مباحث انرژی، هزینه‌ها و عملکرد سیستم ترکیبی را بررسی کرده‌اند.

کریست و همکاران [8,9] مدل جدیدی از سیستم‌های آب شیرین‌کن تحت عنوان تقطیر چند مرحله‌ای<sup>2</sup> ارتقا یافته<sup>3</sup> که با منبع حرارتی محسوس (استفاده از حرارت‌های اتلافی سیستم‌ها یا منابع انرژی تجدیدپذیر) راه‌اندازی می‌شود را مطرح کرده‌اند و مقایسه‌ای بین آن، آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای موازی به همراه چندین پیش گرمکن آب<sup>4</sup> و همچنین نوع موازی ساده، انجام داده‌اند. نتایج نشان داد که برای منابع حرارتی محسوس با محدوده دمایی متوسط (حدود  $80^{\circ}\text{C}$ )، مدل ارتقا یافته عملکرد بهتری را نسبت به آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای موازی به همراه چندین پیش گرمکن و نوع موازی ساده دارد، به طوری که بیش‌تر از 20% می‌تواند آب شیرین تولید کند، در حالی که تنها کمتر از 2% افزایش در سطح تبادل مخصوص را خواهد داشت. کریست و همکاران [10] به‌صورت آزمایشگاهی، نمونه‌ای از آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای ارتقا یافته با منبع حرارتی محسوس را در مرکز تحقیقاتی استرالیا ساخته‌اند. همچنین این سیستم را با در نظر گرفتن تمامی پارامترهای تأثیرگذار، شبیه‌سازی و با مقادیر واقعی بدست آمده از نمونه‌ی ساخته شده مقایسه و اعتبارسنجی کرده‌اند.

در این مقاله ترکیب نوین دو نوع سیستم آب شیرین‌کن، تقطیر چند مرحله‌ای ارتقا یافته و تقطیر چند مرحله‌ای به همراه پیش گرمکن با سیستم تبرید فوق بحرانی دی‌اکسید کربن ارائه شده است. به منظور بررسی و مقایسه‌ی نحوه‌ی عملکرد دو سیستم هیبریدی، آنالیز انرژی انجام شده است. همچنین تأثیر پارامترهای کلیدی دمای اواپراتور، دمای محیط و فشار خروجی مبرد از کمپرسور بر ضریب عملکرد و میزان دبی آب شیرین شده در سیستم ترکیبی مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین به منظور بهبود عملکرد سیستم ترکیبی و کاهش انرژی مصرفی آن، دو روش استفاده از دو کمپرسور سری و بکارگیری منبسط‌کننده ارائه و مورد بررسی و مقایسه قرار گرفته و سیستم با عملکرد بهتر نشان داده شده است.

## 2- عملکرد سیستم و معادلات حاکم

## 2-1- سیستم ترکیبی تبرید فوق بحرانی دی‌اکسید کربن و آب

<sup>1</sup> Multi-Stage-Flash desalination<sup>2</sup> Multi-Effect-Desalination<sup>3</sup> Boosted<sup>4</sup> MED-Pre Heaters

## شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای

"شکل 1" شماتیکی از سیستم پیشنهاد شده را نشان می‌دهد که در آن سیستم آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای با 6 طبقه، به همراه طبقه‌ای ارتقا دهنده، جایگزین بخشی از خنک‌کن گاز، در سیستم تبرید فوق بحرانی دی‌اکسید کربن شده‌است، تا بخشی از حرارت اتلافی در خنک‌کن گاز به‌عنوان منبع حرارتی محسوس آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای، بازیابی شود (فرآیند 2 تا 3). لازم به ذکر است، با توجه به غیرسمی بودن دی‌اکسید کربن، در صورت نشت مبرد مشکلی برای شیرین‌سازی آب ایجاد نمی‌شود و به‌علت خواص حرارتی مناسب آن، انتقال حرارت مناسبی بین آب پاشیده شده در طبقه‌ای اول و دی‌اکسید کربن فوق بحرانی با دما و فشار بالا، صورت می‌گیرد. از آنجایی که دمای مبرد خروجی از طبقه‌ای اول همچنان بالا است (بین 55 تا 70°C)، می‌توان از آن به‌عنوان منبع حرارتی در طبقه‌ای دیگر تحت عنوان طبقه‌ای ارتقا دهنده<sup>1</sup> استفاده کرد تا آب شیرین بیشتر تولید شود (فرآیند 3 تا 4). بخار آب تولید شده توسط این طبقه در طبقه‌ای از آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای پایه با دمای کمتر از دمای طبقه‌ای ارتقا دهنده، تقطیر می‌شود. سپس مبرد دی‌اکسید کربن وارد خنک‌کن گاز شده و ادامه‌ی فرآیند سیکل تبرید را طی می‌کند.

"شکل 2" سیستم پیشنهاد شده را در ترکیب‌بندی دیگر نشان می‌دهد که در آن به‌جای طبقه‌ای ارتقا دهنده چندین پیش گرم‌کن آب (5 عدد) قرار گرفته است (آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای به همراه پیش گرم‌کن). مبرد خارج شده از طبقه‌ای اول وارد این پیش گرم‌کن‌ها می‌شود و آب دریا را حداکثر تا دمای طبقه‌ای مربوطه بالا می‌برد و سپس وارد خنک‌کن گاز می‌شود و ادامه‌ی سیکل تبرید را طی می‌کند. لازم به ذکر است که تجهیزات بکار گرفته شده و طول لوله کشی‌ها در این مدل نسبت مدل ارتقا یافته بیشتر است و بنابر این تلفات و افت فشار این مدل هم بیشتر است.

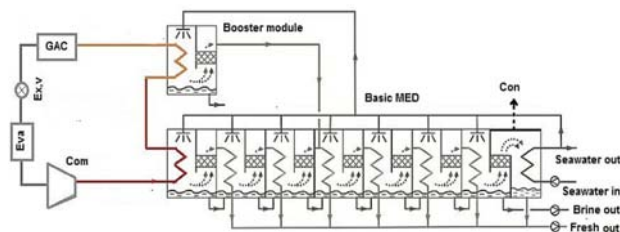


Fig. 1 Schematic diagram of the combined MED-Boosted system with Trans-critical carbon dioxide refrigeration system

شکل 1 شماتیک ترکیب آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای ارتقا یافته با سیستم تبرید دی‌اکسید کربن

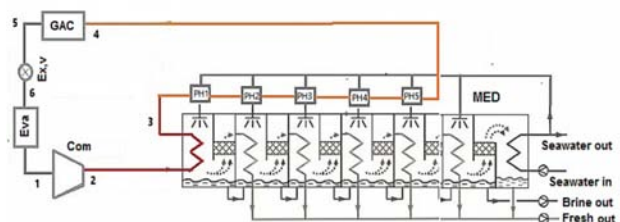


Fig. 2 Schematic diagram of the combined MED-PH system with Trans-critical carbon dioxide refrigeration system

شکل 2 شماتیک ترکیب آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای به همراه پیش گرم‌کن با سیستم تبرید دی‌اکسید

## 2-2- مدل سازی ترمودینامیکی سیستم ترکیبی:

خواص ترمودینامیکی سیال‌های عامل در دو سیستم (دی‌اکسید کربن در سیستم تبرید و آب شور، بخار و آب خالص در آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای) بایستی مشخص شود تا آنالیز انرژی سیستم هیبریدی انجام شود و میزان دبی آب شیرین شده و ضریب عملکرد سیستم تبرید مورد بررسی و محاسبه قرار گیرند. برای تحلیل انرژی سیستم هیبریدی چندین فرض در نظر گرفته شده است:

## فرضیات مدل سازی

- سیستم در شرایط پایا کار می‌کند.
- دما و فشار محیط به ترتیب برابر 35°C و 101.325kPa است.
- غلظت نمک برای آب دریا (w یا X)، آب شور نهایی و آب شیرین شده به ترتیب 32000ppm، 70000 ppm و صفر است [11,8].
- آب شیرین تقطیر شده از هر طبقه به صورت مایع اشباع (کیفیت صفر) خارج می‌شود [8].
- از تبادل حرارت سیستم با محیط صرف‌نظر شده است (سیستم آدیاباتیک است).
- از افت فشار در پیکربندی و لوله‌کشی‌ها در سیستم صرف‌نظر شده است.
- بیشینه دمای آب شور خروجی از اثر اول<sup>2</sup> برابر 70°C و تعداد طبقه‌ها (n)، 6 فرض شده است.
- کمترین مقدار اختلاف دمای بین هر دو طبقه 3°C است [9,8].
- دمای خروجی مبرد دی‌اکسید کربن از خنک‌کن گاز (شکل 1 و 2- نقطه 5) 5°C بیشتر از دمای محیط است.
- دمای آب دریا ورودی به سیستم آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای برابر دمای محیط در نظر گرفته شده است.
- نوع کمپرسور به کار رفته در سیستم تبرید، رفت و برگشتی است و بازده آیزنتروپیک آن از رابطه‌ی زیر حاصل می‌گردد [12]:

$$\eta_{isen} = 0.75 - 0.0335 \times PR \quad (1)$$

که در آن نسبت فشار خروجی به ورودی کمپرسور است.

- بازده پمپ‌ها 85% است.
- در آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای آب به میزان یکسان به تمامی طبقه‌ها پاشیده می‌شود.
- میزان سرمایش یا حرارت ورودی به اواپراتور ( $\dot{Q}_{eva}$ ) برابر 200kW در نظر گرفته شده است.

## 2-3- آنالیز ترمودینامیکی

معادلات مربوط به آنالیز ترمودینامیکی را می‌توان به موازنه‌ی جرم و انرژی خلاصه کرد. موازنه‌ی کلی جرم و انرژی (قانون اول ترمودینامیک) برای شرایط پایا به ترتیب برابر است با:

$$\sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} = 0 \quad (2)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m} \times h - \sum \dot{m} \times h \quad (3)$$

معادلات انرژی سیستم‌ها توجه به "شکل 1 و 2":

## 2-3-1- سیستم تبرید تراکمی دی‌اکسید کربن

<sup>2</sup> Top Brine Temperature

<sup>1</sup> Booster

اوپراتور سیکل تبرید دی‌اکسید کربن:

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{co2}(h_6 - h_5) \quad (4)$$

کمپرسور سیکل تبرید دی‌اکسید کربن:

$$\dot{W}_{com} = \dot{m}_{co2}(h_{1co2} - h_{2co2}) \quad (5)$$

خنک‌کن گاز سیکل تبرید دی‌اکسید کربن در تبادل با محیط:

$$\dot{Q}_{GAC} = \dot{m}_{co2}(h_{4co2} - h_{5co2}) \quad (6)$$

شیر فشار شکن سیکل تبرید دی‌اکسید کربن (فرآیند آنتالپی ثابت):

$$h_{5co2} = h_{6co2} \quad (7)$$

### 2-3-2- سیستم آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای

با توجه به این‌که آب شور در هر طبقه، وارد طبقه‌ی بعد خود می‌شود و به‌عنوان منبع حرارتی کمکی، در آن طبقه گرما آزاد می‌کند (به شکل 1 و 2 توجه شود). در نتیجه موازنه‌ی جرم آب در حال جریان در طبقه‌ی اول و دوم به بعد به ترتیب به صورت معادلات (8) و (9) خواهد بود:

$$W_{sw} \cdot \dot{m}_{f1} = W_{Br,1} \cdot (\dot{m}_{f1} - D_1) \quad (8)$$

$$W_{sw} \cdot \dot{m}_{f1} + W_{Br(i-1)} \cdot \dot{m}_{Br(i-1)} = W_{Br(i)} \cdot \dot{m}_{Br(i)} \quad (9)$$

برخلاف تحلیل‌های مربوط به آب شیرین‌کن‌های تقطیر چند مرحله‌ای موازی با منبع بخار که در آن‌ها بخار آب طی فرآیند تک‌دما چگالیده می‌شود، در آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای با منبع حرارتی محسوس منبع حرارتی طی فرآیند انتقال حرارت دستخوش تغییر دما می‌گردد. بنابراین بایستی دمای منبع حرارتی بعد از رسیدن آب تغذیه به دمای منبع و شروع فرآیند جوشش، حداقل به میزان  $\Delta T$  (معمولاً برابر 3 درجه در نظر گرفته می‌شود [9,8]) بیش‌تر از دمای جوشش آب تغذیه باشد تا فرآیند انتقال حرارت از مبرد به آب ادامه یابد. به دمای منبع حرارتی در این دما نقطه‌ی پینچ گفته می‌شود. "شکل 3" نحوه‌ی کلی تغییرات دمایی منبع حرارتی محسوس و آب تغذیه و همچنین نقطه‌ی پینچ را نشان می‌دهد.

بنابراین معادله انرژی در تاثیر اول که در آن منبع حرارتی وارد می‌شود توسط معادلات (10) تا (13) نوشته می‌شود. در واقع بخشی از خنک‌کن گاز سیکل تبرید دی‌اکسید کربن جایگزین طبقه‌ی اول آب شیرین‌کن به عنوان منبع حرارتی شده است. "شکل 4" نمایی از نحوه‌ی ورود دی‌اکسید کربن فوق بحرانی به طبقه‌ی اول آب شیرین‌کن و تغییرات دمایی آن را به عنوان

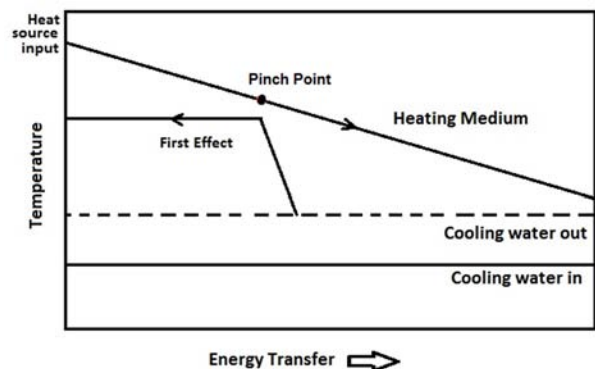


Fig. 3 Temperature profile of the Booster module and first effect of a MED vs. that of the sensible heat source.

شکل 3 پروفیل تغییرات دمای منبع حرارتی محسوس در طبقه‌ی اول آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای

منبع حرارتی نشان می‌دهد. بنابراین معادلات موازنه‌ی انرژی در اثر اول با توجه به "شکل 4" برابر است با:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{source} &= \dot{m}_{co2}(h_{2co2} - h_{3co2}) \\ &= \dot{m}_{f1}cp_w(T_1 - T_f) + D_1h_{fg1} \end{aligned} \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{source} = \dot{Q}_{sensible,1} + \dot{Q}_{latent,1} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{sensible,1} &= \dot{m}_{f1}cp_w(T_1 - T_{f1}) \\ &= \dot{m}_{co2}(h_{co2,prim,3} - h_{co2,3}) \end{aligned} \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{latent,1} = D_1h_{fg1} = \dot{m}_{co2}(h_{co2,2} - h_{co2,prim,3}) \quad (13)$$

که در آن دمای آب شور خروجی از طبقه‌ی اول است. دمای این طبقه و طبقه‌های بعدی برابر است با:

$$T_i = T_{vs,i} + BPE_i \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (14)$$

$BPE$  افزایش دمای جوشش آب به دلیل نمک و ناخالصی‌های درون آب دریا است و رابطه‌ی آن برابر است با [14,13]:

$$\begin{aligned} BPE &= AX + BX^2 + CX^3 \\ A &= 8.325 \times 10^{-2} + 1.883 \times 10^{-4}T + 4.02 \times 10^{-5}T^2 \\ B &= -7.625 \times 10^{-4} + 9.02 \times 10^{-3}T - 5.2 \times 10^{-7}T^2 \\ C &= 1.522 \times 10^{-4} - 3 \times 10^{-6}T - 3 \times 10^{-8}T^2 \end{aligned} \quad (15)$$

که در آن دما برحسب درجه‌ی سلسیوس است.

طبقه‌ی دوم تا  $n$ م آب شیرین‌کن:

$$D_i h_{fgi} = D_{i+1} h_{fgi+1} + \dot{m}_{fi} cp_w (T_i - T_f) \quad (16)$$

کندانسور آب شیرین‌کن:

$$D_n h_{fg,n} = (\dot{m}_f + \dot{m}_{cw}) cp_w (T_{sea} - T_f) \quad (17)$$

کار مصرفی پمپ‌ها به ازای واحد جرم برای رساندن فشار آب شیرین تولید شده و آب شور خروجی از طبقه‌ها به فشار محیط برابر است با:

$$\dot{W}_{pump} = \frac{v_w(P_{amb} - P_w)}{\eta_{pump}} \quad (18)$$

### 3-2-3- سیستم آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای ارتقا یافته

موازنه انرژی برای طبقه‌ی ارتقا دهنده:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{source,B} &= \dot{m}_{co2}(h_{3co2} - h_{4co2}) = \dot{m}_{fB} cp_w (T_B \\ &\quad - T_f) + D_B h_{fgB} \end{aligned} \quad (19)$$

طبقه‌ای که بخار حاصل از طبقه‌ی ارتقا دهنده وارد و به‌صورت کندانس از آن خارج می‌شود:

$$D_i h_{fgi} + D_B h_{fgB} = D_{i+1} h_{fgi+1} + \dot{m}_{fi} cp_w (T_i - T_f) \quad (20)$$

### 4-3-2- سیستم آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای به همراه پیش گرم‌کن موازنه انرژی مبدل‌های حرارتی (شکل 2):

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{PHi} &= \dot{m}_{co2}(h_{3,i(in)co2} - h_{3,i(out)co2}) \\ &= \dot{m}_{fi} cp_w (T_f - T_{f'}) \end{aligned} \quad (21)$$

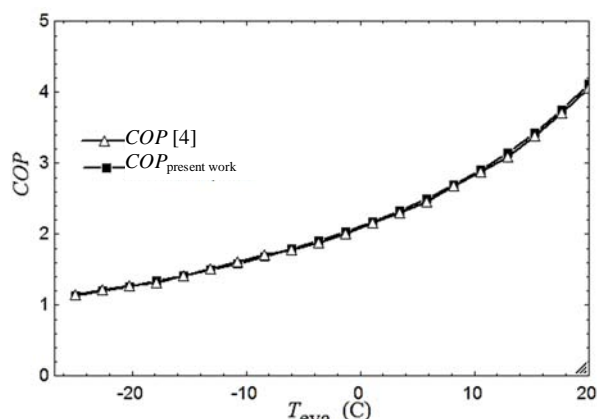
که دمای خروجی آب از پیش گرم‌کن است. رابطه‌ی ضریب عملکرد مبدل حرارتی با جریان ناهمسو برابر است با:

$$\frac{\dot{Q}_{PH}}{\dot{Q}_{max}} = \varepsilon \quad (22)$$

$$\dot{Q}_{max} = Cp_{min}(T_{co2i} - T_f) \quad (23)$$

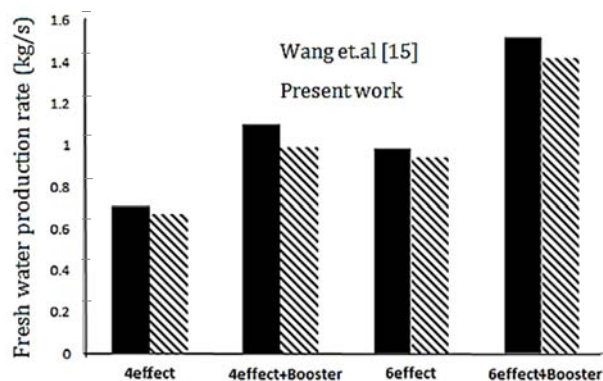
$$Cp_{min} = \min(cp_w \dot{m}_f, cp_{co2} \dot{m}_{co2}) \quad (24)$$

<sup>1</sup> Boiling point elevation



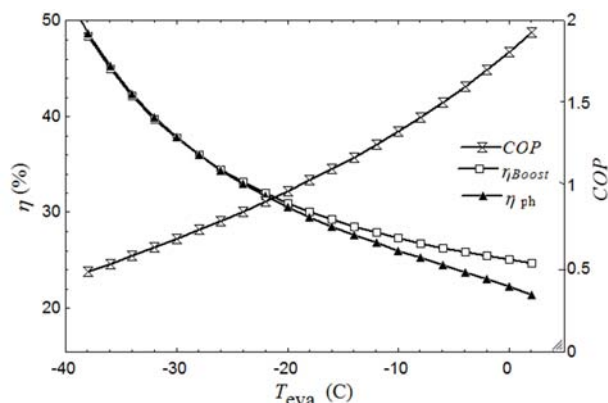
**Fig. 5** Comparison of  $COP$  vs. evaporator temperature of the present simulation with those reported by Joneydi shariatzadeh [4] ( $T_{amb}=40^{\circ}C$ ,  $P_{com}=10270$  kPa)

شکل 5 مقایسه‌ی ضریب عملکرد پژوهش فعلی با نتایج جنیدی شریعت زاده [4] برحسب دمای اواپراتور ( $T_{amb}=40^{\circ}C$ ,  $P_{com}=10270$  kPa)



**Fig. 6** Comparison of the MED's fresh water production rate of the present work with that of Wang [15] for similar working conditions

شکل 6 مقایسه میزان دبی آب شیرین شده پژوهش فعلی با ونگ و کریست [15] در آب شیرین‌کن آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای موازی با منبع حرارتی محسوس



**Fig. 7** Effect of the evaporator temperature on  $COP$  and Recovery ratio ( $\eta$  (%)) ( $T_{amb}=35^{\circ}C$ ,  $P_{com}=10570$  kPa)

شکل 7 نمودار تغییرات ضریب عملکرد و نسبت دبی آب شیرین شده برحسب دمای اواپراتور برای دو مدل ارتقا یافته و پیش گرم‌کن ( $T_{amb}=35^{\circ}C$ ,  $P_{com}=10570$  kPa)

از آن توسط آب شیرین‌کن مورد استفاده قرار می‌گیرد، افزایش می‌یابد. بنابراین ضریب عملکرد سیستم تبرید کاهش اما میزان نسبت دبی آب شیرین شده افزایش می‌یابد. در دماهای پایین اواپراتور ( $-40^{\circ}C$  تا  $-10^{\circ}C$ ) که به تبع آن دمای منبع حرارتی آب شیرین‌کن بالاتر است، دو مدل تقریباً میزان آب

### 5-3-2- راندمان سیستم

ضریب عملکرد سیستم تبرید دی‌اکسید کربن:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{W}_{com}} \quad (25)$$

نسبت دبی آب شیرین شده ( $\eta$  (%)):

$$\eta(\%) = \frac{D_t}{\dot{m}_f} \times 100 \quad (26)$$

که در آن  $D_t$ ، دبی کل آب شیرین شده است.

### 3- روش حل و صحت آزمایی

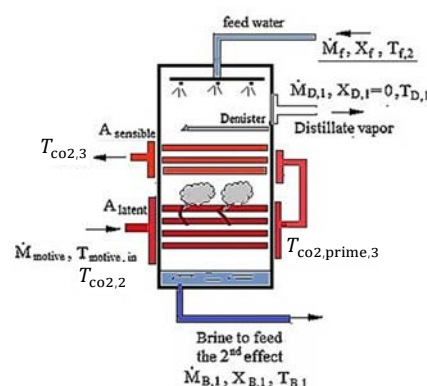
با توجه به پیچیدگی آنالیز سیستم که شامل چندین جریان و حجم کنترل است، نرم‌افزار EES<sup>1</sup> برای حل معادلات به‌کار گرفته شده است. به‌منظور بررسی صحت کدنویسی و نتایج و با توجه به این‌که چنین سیستم ترکیبی تا کنون مورد تحلیل قرار نگرفته است، جواب‌های به‌دست آمده از عملکرد دو سیستم به‌صورت مجزا اعتبارسنجی شده‌اند. برای سیستم تبرید فوق بحرانی دی‌اکسید کربن نتایج با جنیدی شریعت‌زاده و همکاران [4] مقایسه شده است. برای سیستم آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای نتایج با ونگ، کریست و همکاران [15] مقایسه گردیده است. نتایج مقایسه در "شکل‌های 5 و 6" آورده شده است.

"شکل 5" مقایسه‌ای بین ضریب عملکرد سیستم به‌دست آمده از پژوهش فعلی و [4] را نشان می‌دهد که حداکثر 8.6% خطا مشاهده شده است. همچنین در "شکل 6" بیشترین میزان خطا در دبی به‌دست آمده در شرایط یکسان کاری در پژوهش فعلی و [15]، 3% مشاهده گردید.

### 4- نتایج و بحث بر روی نتایج

از آنجایی که پارامترهایی از قبیل دمای اواپراتور ( $T_{eva}$ )، دمای محیط ( $T_{amb}$ ) و فشار خروجی از کمپرسور ( $P_{com}$ ) بیش‌ترین تاثیر را بر عملکرد سیستم هیبریدی دارند، بنابراین در یک مطالعه پارامتری میزان تاثیر هر کدام از این عوامل بر عملکرد سیستم مورد مطالعه قرار گرفته است.

"شکل 7" تغییرات ضریب عملکرد و نسبت آب شیرین شده ( $\eta$ ) با توجه به دمای اواپراتور را نشان می‌دهد. با توجه به معادلات (3) و (8-11) و به ازای مقدار مشخص سرمایش ( $\dot{Q}_{eva}=200$  kw)، با کاهش دمای اواپراتور میزان توان مصرفی کمپرسور افزایش و در نتیجه حرارت اتلافی سیستم تبرید، که بخشی



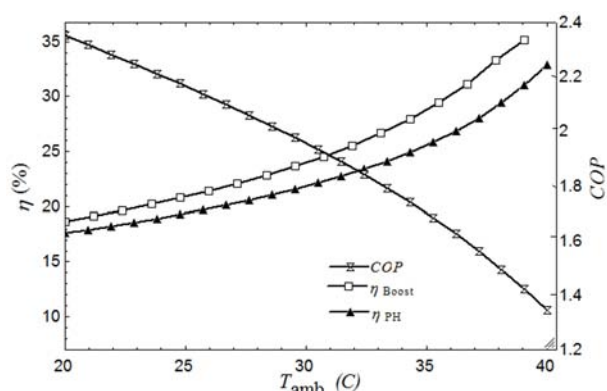
**Fig. 4** schematic diagram of first effect with hot supercritical  $CO_2$  as sensible heat source

شکل 4 شماتیکی از ورود منبع حرارتی محسوس (دی‌اکسید کربن فوق بحرانی) به طبقه‌ی اول آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای

<sup>1</sup> Equation Engineering Solver

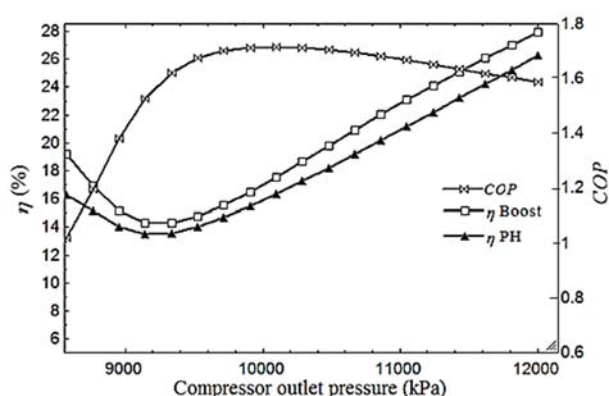


از گازهای آلاینده و گلخانه‌ای مانند دی‌اکسید کربن (به ترتیب به میزان 33032.2 و 28267 تن) وارد محیط زیست می‌شود. بنابراین سیستم‌های ارائه شده‌ی تولید همزمان آب و سرما، نقش مهمی در کاهش آلودگی‌های زیست محیطی خواهند داشت.



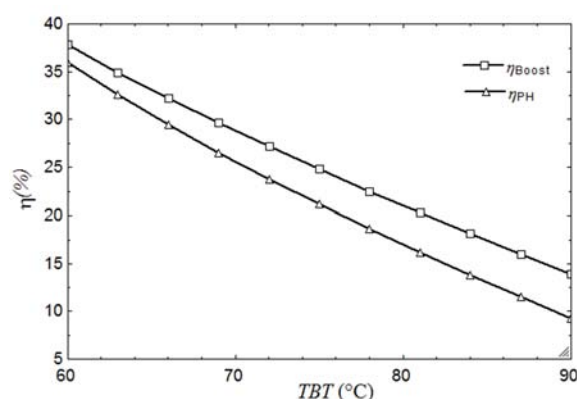
**Fig. 8** Effect of ambient temperature on *COP* and Recovery ratio ( $\eta$  (%)) ( $T_{eva} = -2^\circ\text{C}$ ,  $P_{com} = 10570\text{ kPa}$ )

شکل 8 نمودار تغییرات ضریب عملکرد و نسبت دبی آب شیرین شده برحسب دمای محیط برای دو مدل ارتقا یافته و پیش گرم‌کن ( $T_{eva} = -2^\circ\text{C}$ ,  $P_{com} = 10570\text{ kPa}$ )



**Fig. 9** Effect of the compressor outlet pressure on *COP* and Recovery ratio ( $\eta$  (%)) ( $T_{eva} = -2^\circ\text{C}$ ,  $T_{amb} = 35^\circ\text{C}$ )

شکل 9 نمودار تغییرات ضریب عملکرد و نسبت دبی آب شیرین شده برحسب فشار خروجی از کمپرسور دو مدل ارتقا یافته و پیش گرم‌کن ( $T_{eva} = -2^\circ\text{C}$ ,  $T_{amb} = 35^\circ\text{C}$ )



**Fig. 10** Effect of TBT on Recovery ratio ( $\eta$ ) for combined MED-Boosted and MED-PH systems in specific operating condition ( $T_{eva} = -2^\circ\text{C}$ ,  $T_{amb} = 35^\circ\text{C}$ ,  $P_{com} = 10570\text{ kPa}$ )

شکل 10 اثر تغییر دمای آب شورخروجی از طبقه اول بر میزان نسبت دبی آب شیرین شده ( $\eta$  (%)) در دو مدل ارتقا یافته و پیش گرم‌کن در شرایط کاری مشخص سیستم تبرید ( $T_{eva} = -2^\circ\text{C}$ ,  $T_{amb} = 35^\circ\text{C}$ ,  $P_{com} = 10570\text{ kPa}$ )

شیرین یکسانی را تولید می‌کنند ولی با افزایش دماهای اواپراتور ( $-10^\circ\text{C}$  تا  $2^\circ\text{C}$ ) که به تبع آن دبی آب ورودی کمتر است، مدل ارتقا یافته قادر به تولید آب شیرین بیش‌تری است. چرا که در شرایطی که میزان منبع حرارتی کم است، مدل ارتقا یافته توانایی بیش‌تری در استفاده از پتانسیل منبع حرارتی دارد. لازم به ذکر است که که ضریب عملکرد در دو سیستم ترکیبی به‌دلیل شرایط مشابه، روند همسانی دارد.

"شکل 8" تغییرات ضریب عملکرد و نسبت آب شیرین شده ( $\eta$ ) برحسب تغییرات دمای محیط نشان می‌دهد. با افزایش دمای محیط برای تولید سرمایش مشخص ( $200\text{ kW}$ )، میزان دبی مبرد افزایش و در نتیجه توان مصرفی کمپرسور بیش‌تر می‌شود. بنابراین حرارت اتلافی سیستم تبرید و مقدار دبی آب شیرین شده، افزایش می‌یابد و ضریب عملکرد سیستم تبرید دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی کاهش می‌یابد. همچنین عملکرد آب شیرین‌کن ارتقا دهنده با افزایش دمای محیط بهتر است و نسبت دبی آب شیرین بیش‌تری تولید می‌کند.

"شکل 9" اثر تغییر فشار خروجی کمپرسور را بر دبی آب شیرین شده و ضریب عملکرد سیستم تبرید نشان می‌دهد. با توجه به این که در دمای اواپراتور  $-2^\circ\text{C}$  و دمای محیط  $35^\circ\text{C}$  فشار بهینه حدود  $10000\text{ kPa}$  است، میزان توان مصرفی کمپرسور کمترین مقدار است که بیش‌ترین ضریب عملکرد در این شرایط حاصل می‌شود. بنابراین با افزایش فشار تا فشار بهینه علی‌رغم افزایش دمای خروجی از کمپرسور، به‌دلیل کاهش محسوس دبی مبرد دی‌اکسیدکربن، میزان حرارت اتلافی از سیستم تبرید کاهش می‌یابد، بنابراین در فشار بهینه خروجی از کمپرسور کمترین میزان آب شیرین و بیش‌ترین ضریب عملکرد را خواهیم داشت. همچنین با افزایش فشار خروجی کمپرسور، مدل ارتقا یافته همواره درصد آب بیش‌تری نسبت به مدل پیش گرم‌کن، تولید می‌کند.

"شکل 10" تاثیر تغییر دمای طبقه اول تحت شرایط کاری مشخص سیستم تبرید (ضریب عملکرد ثابت و برابر  $1.42$ )، برای دو مدل آب شیرین‌کن ارتقا یافته و پیش گرم‌کن آب در سیستم ترکیبی را نشان می‌دهد. در دمای ثابت مبرد دی‌اکسیدکربن ورودی به طبقه اول، با افزایش دمای این طبقه، اختلاف دمای بین منبع حرارتی و دمای آب شور خروجی از طبقه اول و به تبع آن میزان حرارت تولید شده در طبقه اول کاهش می‌یابد، در نتیجه میزان دبی آب شیرین تولیدی کاهش می‌یابد.

از آن‌جا که در این تحقیق مبرد دی‌اکسیدکربن به‌عنوان منبع حرارتی غیرسمی نوین وارد آب شیرین‌کن می‌گردد، با توجه به "شکل‌های 7 تا 9"، نسبت دبی آب شیرین شده ( $\eta$ ) مناسبی (بین  $15\%$  تا  $50\%$ ) را ارائه نموده است. به‌گونه‌ای که در سیستم‌های آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای مشابه که با بخار راه اندازی می‌شوند، نسبت دبی آب‌شیرین شده ( $\eta$ ) بین  $25\%$  تا  $60\%$  تغییر می‌کند [16].

جدول 1 میزان مصرف انرژی در دو سیستم تبرید دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی و آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای ارتقا یافته و آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای به همراه پیش گرم‌کن به‌صورت تولید یگانه و ترکیب این دو سیستم (سیستم دوگانه) را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود سیستم‌های ترکیبی مذکور به‌ترتیب باعث صرفه‌جویی در مصرف انرژی به میزان  $56.1\%$  و  $59\%$  می‌گردد. همچنین با توجه به این که در درسیستم‌های دوم و سوم جدول 1، سوخت بی‌ودیزل (مانند متان) به‌منظور تولید بخار برای راه‌اندازی آب شیرین‌کن مصرف می‌شود، میزان قابل توجهی

"شکل 12" نمودار تغییرات دما برحسب آنترپی دو ترکیب‌بندی سیستم تبرید دی‌اکسیدکربن با دو کمپرسور به همراه آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای ارتقایافته و تبرید دی‌اکسیدکربن با منبسط کننده با همان نوع آب شیرین‌کن را نشان می‌دهد. با توجه به "شکل 12"، گرچه روش تراکم دو مرحله‌ای باعث کاهش توان مصرفی کمپرسور و به تبع آن بهبود ضریب عملکرد سیستم ترکیبی می‌شود، اما به دلیل کاهش قابل توجه دماهای خروجی از کمپرسورها (کمپرسور فشار بالا و فشار پایین)، مقدار آب شیرین تولیدی به میزان زیادی کاهش می‌یابد. اما با به‌کارگیری منبسط کننده، علاوه بر این که درصدی از توان مصرفی کمپرسور تامین می‌گردد و ضریب عملکرد ارتقا می‌یابد، تأثیری بر دمای خروجی مبرد از کمپرسور ندارد. بنابراین آب شیرین تولید شده دستخوش تغییرات قابل توجهی نمی‌شود.

"شکل 13" نمودار تغییرات فشار خروجی از کمپرسور در دو سیستم بهبود یافته (نقطه‌ای 2 در "شکل (11-a)" و نقطه‌ای 4 در "شکل (11-b)" و همچنین سیستم پایه (سیستم ترکیبی به همراه یک کمپرسور و شیر فشارشکن - "شکل 1") را برحسب ضریب عملکرد و نسبت دبی آب شیرین شده ( $\eta(\%)$ ) نشان می‌دهد. همان‌گونه که گفته شد، استفاده از دو کمپرسور سری (سیستم a) باعث کاهش مصرف الکتریسیته می‌گردد در نتیجه به ازای میزان سرمایش معین (200kPa)، ضریب عملکرد در سیستم a به‌طور میانگین 6.2% نسبت به سیستم پایه افزایش می‌یابد. اما به دلیل کاهش محسوس دمای خروجی از دو کمپرسور فشار بالا و پایین، میزان نسبت دبی آب شیرین تولید شده ( $\eta(\%)$ )، به‌طور متوسط 60% نسبت به سیستم پایه کاهش می‌یابد. این در حالیست که در سیستم b (منبسط‌کننده)، ضریب عملکرد به‌طور متوسط 23.5% نسبت به سیستم پایه افزایش می‌یابد و  $\eta$  تنها کمتر از 8% نسبت به سیستم پایه کاهش می‌یابد.

"شکل 14" اثر دمای اواپراتور بر ضریب عملکرد سیستم تبرید و نسبت دبی آب شیرین شده در آب شیرین‌کن موازی ارتقا یافته را در سه ترکیب‌بندی متفاوت نشان می‌دهد. با افزایش دمای اواپراتور در سیستم تراکم دو مرحله‌ای (سیستم 11-a)، منجر به افزایش ضریب عملکرد سیستم پایه تا حداکثر 9.2% و کاهش نسبت دبی آب شیرین‌شده تا حداکثر 42% می‌شود. همان‌گونه که در "شکل 14" مشاهده می‌شود، ضمن این که میزان کاهش نسبت دبی آب شیرین شده در دماهای به نسبت بالاتر اواپراتور (جایی که دمای ورودی به طبقه‌ای اول و میزان حرارت اتلافی بسیار کاهش می‌یابد)،

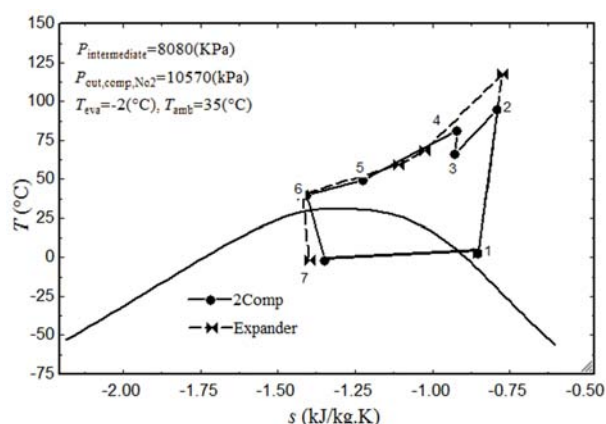


Fig. 12 T-S diagram of two improved method, 2 compressors with expansion valve and 1 compressor with the expander

شکل 12 تغییرات دما برحسب آنترپی (T-S) در دو مدل بهبود یافته (دو کمپرسور و منبسط کننده)

جدول 1 انرژی مصرفی در سیستم‌ها (ظرفیت سرمایش 200kW، دمای اواپراتور  $-2^{\circ}\text{C}$ ، دمای محیط  $35^{\circ}\text{C}$  و فشار خروجی از کمپرسور 20570kPa)

سیستم	انرژی مصرفی (kW)
تبرید دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی	153.7
آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای ارتقا یافته ( $\eta = 28.8\%$ )	120
آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای به همراه پیش گرم‌کن ( $\eta = 25.6\%$ )	105.7
ترکیب تبرید دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی و آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای ارتقا یافته ( $\eta = 28.8\%$ )	153.7
ترکیب تبرید دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای به همراه پیش گرم‌کن ( $\eta = 25.6\%$ )	153.7

### 5- به‌کارگیری منبسط‌کننده<sup>1</sup> در سیستم هیبریدی ارائه شده

از آنجایی که الکتریسیته تنها انرژی مصرفی سیستم ترکیبی ارائه شده است، به‌منظور کاهش مصرف الکتریسیته در کمپرسور سیستم تبرید، بررسی‌های نظری و عملی بسیاری از جمله تراکم دو مرحله‌ای [17] و استفاده از منبسط کننده (قطعه‌ای که بخشی از توان مصرفی کمپرسور را تامین می‌نماید) [19,18] صورت گرفته است. "شکل 11" نمایی از دو ترکیب‌بندی متفاوت، یکی سیستم ترکیبی آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای ارتقا یافته و تبرید دی‌اکسیدکربن به همراه منبسط‌کننده (11-a) و دیگری همان نوع آب شیرین‌کن و تبرید دی‌اکسیدکربن به همراه دو کمپرسور فشار بالا و فشار پایین (11-b)، را نشان می‌دهد. لازم به‌ذکر است که در روش تراکم دو مرحله‌ای (شکل 11-b)، طبقه‌ای اول به‌عنوان خنک‌کن میانی است. همچنین مبرد با فشار مشابه با تراکم یک مرحله‌ای از کمپرسور دوم (فشار بالا) خارج شده و وارد طبقه‌ای ارتقا‌دهنده آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای می‌شود. ضمن این که فشار میانی توسط نرم‌افزار EES به‌گونه‌ای بهینه شده که ضریب عملکرد سیستم سرمایشی دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی به بیشینه مقدار خود برسد.

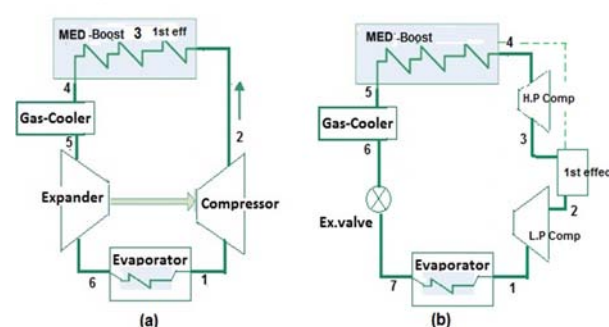


Fig. 11 Schematic diagram of MED-Boosted and  $\text{CO}_2$  refrigeration with (a) an expander (b) with two compressors

شکل 11 شماتیک دو سیستم تولید دوگانه شامل آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای ارتقایافته و (a) سیستم تبرید دی‌اکسیدکربن به همراه منبسط کننده (b) سیستم تبرید دی‌اکسیدکربن به همراه دو کمپرسور

<sup>1</sup> Expander

آب شیرین تولید شده 28.8%، بازگشت سرمایه نسبت به سیستم پایه، مدت زمان کوتاه 0.023 سال (در بیشترین ضریب عملکرد) و 0.35 سال (در کمترین ضریب عملکرد) خواهد بود، بنابراین با تامین بخشی از الکتریسیته توسط منبسط‌کننده، در مصرف برق صرفه‌جویی قابل ملاحظه‌ای حاصل می‌شود، بنابراین استفاده این قطعه بسیار اقتصادی و سودمند است.

## 6- جمع‌بندی

در این پژوهش دو سیستم ترکیبی نوین شامل تبرید دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی و دو مدل آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای ارتقا یافته و پیش‌گرم‌کن، به منظور تولید هم‌زمان آب و سرما، مورد مطالعه قرار گرفت. تحلیل و بررسی ترمودینامیکی برخی از پارامترهای موثر کمک کرد تا درک بهتری از تاثیر این پارامترها بر ضریب عملکرد سیستم تبرید و نسبت دبی شیرین شده به دست آید. نتایج نشان داد در دو سیستم ترکیبی، مدل آب شیرین‌کن ارتقا یافته نسبت به مدل پیش‌گرم‌کن، آب شیرین بیشتری تولید می‌کند و این برتری عملکرد طبقه‌ای ارتقا‌دهنده را نسبت به پیش‌گرم‌کن‌های آب نشان می‌دهد. ضمن این‌که مصرف انرژی در دو سیستم ترکیبی مذکور به ترتیب 56.1% و 59% نسبت به سیستم‌ها در حالت تولید یگانه، کاهش می‌یابد. همچنین دو روش استفاده از کمپرسور دو مرحله‌ای و منبسط‌کننده به منظور بهبود عملکرد سیستم مورد بررسی و مقایسه قرار گرفتند. خلاصه‌ی نتایج به شرح زیر است:

- با افزایش دمای اواپراتور و کاهش دمای محیط، ضریب عملکرد به ازای مقدار مشخص سرمایش، افزایش و میزان آب تولیدی به علت کاهش میزان حرارت در طبقه‌ی اول آب شیرین‌کن، کاهش می‌یابد. از آنجایی که دی‌اکسیدکربن به‌عنوان منبع حرارتی نوین و غیرسمی وارد آب شیرین‌کن می‌شود، نسبت دبی آب شیرین شده ( $\eta$ ) بسیار مناسبی (بین 15% تا 50%) نسبت به سیستم‌های آب شیرین‌کن تقطیر چند مرحله‌ای مشابه که با بخار راه‌اندازی می‌شوند (متوسط  $\eta$  بین 25% تا 60%) را ارائه نموده است.

- با افزایش فشار کمپرسور بعد از مقدار بهینه‌ی خود، مقدار آب شیرین تولید شده به‌علت افزایش میزان حرارت، با شیب زیادی افزایش و ضریب عملکرد کاهش می‌یابد. ضمن این‌که بیشترین ضریب عملکرد، در فشار بهینه 10000kPa است، جایی که دبی آب شیرین شده کمترین مقدار خود را دارد.

- در یک شرایط کاری مشخص سیستم تبرید، با افزایش دمای طبقه‌ی اول، اختلاف دمای بین منبع حرارتی و دمای آب شور خروجی از طبقه‌ی اول کاهش می‌یابد، بنابراین میزان دبی آب شیرین تولیدی کاهش می‌یابد.

- در روش کمپرسور دو مرحله‌ای با افزایش فشار کمپرسور فشار بالا، گرچه ضریب عملکرد سیستم تبرید 6.2% نسبت به سیستم پایه (شامل یک کمپرسور و شیر فشارشکن) افزایش می‌یابد اما نسبت دبی آب شیرین شده به‌دلیل کاهش زیاد دمای ورودی دی‌اکسیدکربن به آب شیرین‌کن، تا 60% کاهش می‌یابد. در حالی که در روش استفاده از منبسط‌کننده، ضریب عملکرد 23.5% افزایش می‌یابد و نسبت دبی آب شیرین شده تنها کمتر از 8% کاهش می‌یابد.

- با افزایش دمای اواپراتور ضریب عملکرد و نسبت دبی آب شیرین شده، در ترکیب‌بندی کمپرسور دو مرحله‌ای نسبت به سیستم پایه به ترتیب حداکثر 9.2% افزایش و 42% کاهش می‌یابد. در ترکیب‌بندی استفاده از

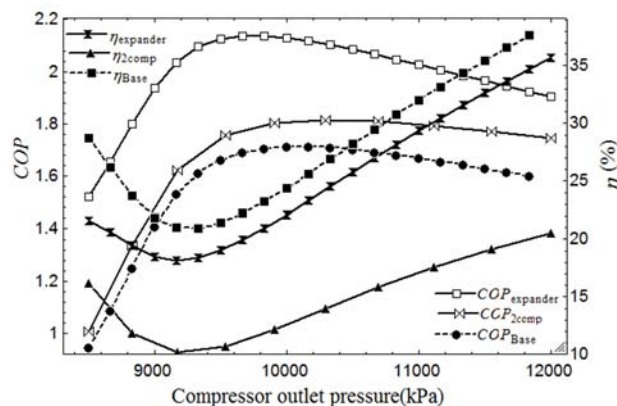


Fig.13 Effect of the compressor outlet pressure on COP and Recovery ratio ( $\eta$  (%)) in three systems

شکل 13 تغییرات فشار خروجی از کمپرسور بر حسب ضریب عملکرد و نسبت دبی آب شیرین شده ( $\eta$ (%)) در سه سیستم مختلف

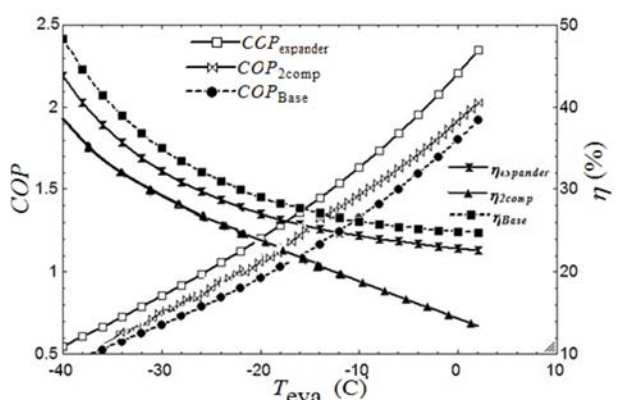


Fig. 14 Effect of the evaporator temperature on COP and Recovery ratio ( $\eta$  (%)) in three different systems

شکل 14 تغییرات ضریب عملکرد و نسبت دبی آب شیرین شده ( $\eta$ (%)) بر حسب دمای اواپراتور در سه سیستم مختلف

بیشتر است. در سیستم به‌کارگیری منبسط‌کننده (11-b) ضریب عملکرد و نسبت دبی آب شیرین شده نسبت به سیستم پایه به ترتیب 11% افزایش و 6% کاهش می‌یابد.

با توجه به عملکرد مناسب‌تر سیستم ترکیبی به همراه منبسط‌کننده نسبت به دو سیستم دیگر، از آنجایی که جزء منبسط‌کننده یک قطعه‌ی به نسبت گرانی است، گرچه ابعاد این جزء بین 2 تا 8 برابر کوچک‌تر از کمپرسور است، اما به دلیل فناوری ساخت پیچیده‌تر آن، قیمتی یکسان با کمپرسور دارد که در این تحقیق برابر 100US(\$ در نظر گرفته شده‌است [20]. در این قسمت بازگشت سرمایه این سیستم (11-a) نسبت به سیستم پایه، بررسی شده است. رابطه‌ی بازگشت سرمایه به‌کارگیری منبسط‌کننده برابر است با:

$$\text{pay back period (year)} = \frac{\text{expander retail price (US\$)}}{\text{power saving (kW)} \times 2000 (\text{hr/yr}) \times \text{tariff (US\$/\$)}} \quad (27)$$

که در آن فرض شده است که سیستم به میزان 2000 ساعت در سال کار کند. همچنین با توجه به این‌که نرخ تعرفه‌بندی الکتریسیته‌ی مصرفی در کشورهای مختلف متفاوت است، به منظور ارائه‌ی استاندارد از این بررسی، نرخ تعرفه‌بندی براساس دلار آمریکا (به‌ازای 1kW مصرف برق، 0.0965US\$)، گزارش شده است [21, 20]. بنابراین در یک شرایط مشخصی از عملکرد سیستم ترکیبی a، شامل فشار خروجی کمپرسور 10570kPa و نسبت دبی



- 2013.
- [4] O. J. Shariatzadeh, S. S. Abolhassani, M. Rahmani, M. Z. Nejad, Comparison of transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle with expander and throttling valve including/excluding internal heat exchanger: Exergy and energy points of view, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 93, pp. 779-787, 2016.
- [5] J. Wang, P. Zhao, X. Niu, Y. Dai, Parametric analysis of a new combined cooling, heating and power system with transcritical CO<sub>2</sub> driven by solar energy, *Applied Energy*, Vol. 94, pp. 58-64, 2012.
- [6] I. J. Esfahani, Y. T. Kang, C. Yoo, A high efficient combined multi-effect evaporation-absorption heat pump and vapor-compression refrigeration part 1: Energy and economic modeling and analysis, *Energy*, Vol. 75, pp. 312-326, 2014.
- [7] H. Sharon, K.S. Reddy, A review of solar energy driven desalination technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 41, No. 7, pp.1080-118, 2015.
- [8] A.Christ, K. Regenauer-Lieb, H. T. Chua, Boosted Multi-Effect Distillation for sensible low-grade heat sources: A comparison with feed pre-heating Multi-Effect Distillation. *Desalination*, Vol. 366, pp. 32-46, 2015.
- [9] A.Christ, K. Regenauer-Lieb, H. T. Chua. Thermodynamic optimisation of multi effect distillation driven by sensible heat sources, *Desalination*, Vol. 336, pp. 160-167, 2014.
- [10] A.Christ, K. Regenauer-Lieb, H. T. Chua. Application of the Boosted-MED process for low-grade heat sources—A pilot plant, *Desalination*, Vol. 366, No.17, pp. 47-5, 2015.
- [11] H. T. El-Dessouky, H. M. Ettouney, F. Mandani. Performance of parallel feed multiple effect evaporation system for seawater desalination. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 20, No.4, pp. 1679-1706, 2000.
- [12] A. S. H. R. A. E. Handbook, HVAC systems and equipment. *American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA*, 1996.
- [13] M. H. Sharqawy, J. H. Lienhard, S. M. Zubair, Thermophysical properties of seawater: a review of existing correlations and data. *Desalination and Water Treatment*, Vol. 16, No. 2, pp. 354-380, 2010.
- [14] I. S. Al-Mutaz, I. Wazeer, Comparative performance evaluation of conventional multi-effect evaporation desalination processes, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 73, pp. 1194-1203, 2014.
- [15] X. Wang, A. Christ, K. Regenauer-Lieb, K. Hooman & H. T. Chua. Low grade heat driven multi-effect distillation technology. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 54, pp. 5497-5503, 2011.
- [16] H. T. El-Dessouky, H. M. Ettouney, *Fundamentals of salt water desalination*, PP. 151-211, New York, Elsevier, 2002.
- [17] J. Sarkar, N. Agrawal, Performance optimization of transcritical CO<sub>2</sub> cycle with parallel compression economization, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 49(5), pp. 838-843, 2010.
- [18] J. L. Yang, Y. T. Ma, M. X. Li, H. Q. Guan, Exergy analysis of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander, *Energy*, Vol. 30(7), No. 5, pp. 1162-1175, 2005.
- [19] S. Singh, M. S. Dasgupta, Evaluation of research on CO<sub>2</sub> transcritical work recovery expander using multi attribute decision making methods, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 59, pp. 119-129, 2016.
- [20] A. Subiantoro, K. T. Ooi, Economic analysis of the application of expanders in medium scale air-conditioners with conventional refrigerants, R1234yf and CO<sub>2</sub>, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 36(5), No. 2, pp. 1472-1482, 2013.
- [21] Energy, U. S. Annual energy review 2009, pp. 19-53, US, *US Energy Information Administration*, 2010.

منبسط‌کننده، ضریب عملکرد و نسبت دبی آب شیرین شده نسبت به سیستم پایه به ترتیب 11% افزایش و 6% کاهش می‌یابد. بنابراین این ترکیب‌بندی نسبت به کمپرسور دو مرحله‌ای و سیستم پایه عملکرد بهتری دارد. ضمن این‌که بازگشت سرمایه‌ی این قطعه‌ی به نسبت گران با توجه به کاهش قابل توجه مصرف الکتریسیته، مدت زمان کوتاهی است و به‌کارگیری آن کاملاً اقتصادی است.

## 7- فهرست علائم

Br	دبی خروجی آب شور، kg/s
C <sub>p</sub>	ظرفیت حرارتی ویژه در فشار ثابت، kW/kg°C
D	دبی آب شیرین شده، kg/s
h	انتالپی، kJ/kg
m	دبی، kg/s
P	فشار، kPa
PH	پیش گرم‌کن
Q̇	نرخ انتقال حرارت، kW
T	دما، °C
Ẇ	توان مصرفی، kW
w	غلظت شوری آب دریا، ppm

## علائم یونانی

ν	حجم مخصوص (m <sup>3</sup> ) <sup>-1</sup>
η	نسبت دبی آب شیرین شده، %

## زیرنویس

Com	کمپرسور
Con	کندانسور آب شیرین‌کن
cw	آب خنک‌کننده در کندانسور آب شیرین‌کن
eva	اوپراتور
f	آب تغذیه پاشیده شده به طبقه‌ها
GAC	خنک‌کن گاز
i	شماره طبقه‌ی آب شیرین‌کن
SW	آب دریا
VS	بخار تولید شده در طبقه‌های آب شیرین‌کن

## 8- مراجع

- [1] J. Wang, P. Zhao, X. Niu, Y. Dai. Parametric analysis of a new combined cooling, heating and power system with transcritical CO<sub>2</sub> driven by solar energy, *Applied Energy*, Vol. 94, No. 6, pp. 58-64, 2012.
- [2] M. Yari, A. S. Mehr, S. M. S. Mahmoudi, Thermodynamic analysis and optimization of a novel dual-evaporator system powered by electrical and solar energy sources, *Energy*, Vol. 61, No. 3, pp. 646-656, 2013.
- [3] Y. Ma, Z. Liu, H. Tian, A review of transcritical carbon dioxide heat pump and refrigeration cycles, *Energy*, Vol. 55, pp. 156-172,