



تحلیل ترمودینامیکی یک سامانه آب‌شیرین‌کن HDH با چرخه تبرید جذبی خورشیدی

مرتضی حدادی^۱، روزبه شافغات^{۲*} و امیرحسین آقاجانی افغان^۳^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، مازندران، ایران^۲ استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، مازندران، ایران^۳ دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، تهران، ایران

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۴۰۲/۰۶/۲۳؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۲/۱۰/۱۱؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۲/۱۱/۲۵

چکیده

در این مقاله، یک چرخه رطوبت‌زن-رطوبت‌زداي HDH با رطوبت‌زداي تماس مستقیم با سامانه تبرید جذبی (ARS) تک اثره خورشیدی مورد مطالعه قرار می‌گیرد. سامانه‌های تبرید جذبی که از طرحی سازگار با محیط زیست تشکیل شده‌اند، توجه زیادی را به خود جلب کرده‌اند، زیرا می‌توانند از زیست توده، انرژی خورشیدی و انرژی زمین گرمایی استفاده کنند و اثرات تغییرات آب و هوایی را کاهش دهند. بعد با پیاده‌سازی یک مدل ریاضی، عملکرد سامانه تحت شرایط کاری مختلف بررسی می‌شود. برای گنجاندن اثر واحدهای رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدايي در مدل‌سازی نظری، از همبستگی $\epsilon - NTU$ دستگاہ انتقال گرما و جرم استفاده می‌شود. پارامترهای عملکردی مانند، نسبت بازبایی (RR) و ضریب عملکرد (COP) برای ارزیابی عملکرد سامانه به کار گرفته می‌شوند. وضعیت کامل سامانه HDH بدون سناریوهای سرمایه‌ش یا گرمایش اضافی بررسی می‌شود. نشان داده شده‌است که دمای آب شور و آب شیرین معین و داده شده به یک سامانه HDH همراه شده با سامانه تبرید جذبی تک اثره خورشیدی بدون افزودن اضافی بار سرمایه‌ش را می‌توان با نسبت نرخ جریان جرم متناوب آب دریا به آب شیرین یا آب دریا به هوای خشک به‌دست آورد.

کلمات کلیدی: جذب تک اثره؛ رطوبت‌زداي تماس مستقیم؛ رطوبت‌زن، رطوبت‌زدا؛ HDH ترکیبی؛ چرخه تبرید جذبی.

Thermodynamic analysis of an HDH water desalination system with a solar-driven absorption refrigeration cycle

Morteza Haddadi¹, Rouzbeh Shafaghat², Amirhossein Aghajani afghan³¹ M.Sc. Student, Mech. Eng., Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran² Prof., Mech. Eng., Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran³ Ph.D. Student, Mech. Eng., Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

Abstract

In this article, an HDH desalination system with a single-effect solar-powered absorption refrigeration system (ARS) with direct-contact evaporative cooling is looked at. The utilization of biomass, solar energy, and geothermal energy in absorption refrigeration systems that are environmentally benign has garnered significant attention, primarily because of their potential to mitigate the impacts of climate change. The performance of the system is examined by employing a mathematical model across various operating situations. The $\epsilon - NTU$ correlation is used to take into account the effects of the humidification and dehumidification units in the theoretical modeling of heat and mass transfer devices. The evaluation of a system's performance often involves the consideration of performance characteristics, such as the recovery ratio (RR) and the coefficient of performance (COP). This study investigates the comprehensive state of the HDH system under normal operating conditions without the inclusion of additional cooling or heating situations. The achievement of the desired temperature for the saline and freshwater streams in a single-effect solar-driven adsorption refrigeration cycle within an HDH system can be demonstrated without the need for additional cooling loads. This can be accomplished by employing an alternating mass flow rate ratio between seawater and freshwater or between seawater and dry air.

Keywords: Single effect absorption; Direct contact; Humidifier; Dehumidifier; hybrid HDH; absorption refrigeration system.

مقدمه

روش‌های رایج شیرین‌سازی، MSF^۱ و RO^۲ انرژی بر هستند و به شدت به سوخت‌های فسیلی متکی می‌باشند. با نزدیک شدن یا عبور از پیک تولید نفت و با کاهش منابع، قیمت سوخت‌های فسیلی افزایش می‌یابد؛ در نتیجه انرژی خورشیدی به گزینه جذاب‌تری برای دستیابی به آب‌شیرین و داشتن آب‌شیرین‌کن صنعتی بر این مبنای تبدیل خواهد شد. آب‌شیرین یکی از نیازهای حیاتی جوامع در سراسر جهان است. انواع مختلفی از روش‌های شیرین‌سازی توسط محققان پیشنهاد و توسعه یافته‌اند و می‌توانند به روش‌های مبتنی بر غشا یا حرارتی دسته‌بندی شوند [۱-۳].

گسترده‌ترین فرایندهای تجاری‌سازی شیرین‌سازی آب بر اساس تکنیک تبخیر، تقطیر ناگهانی چند مرحله‌ای، تقطیر چند اثره و فشرده‌سازی بخار هستند. دسته دوم فرایندهای شیرین‌سازی از فناوری‌های غشایی شامل اسمز معکوس، الکترودیالیز و تقطیر غشایی استفاده می‌کنند [۴، ۵].

در روش‌های متداول به دلیل اینکه دمای کاری واحدها نسبتاً بالا است؛ هزینه بیشتری باید صرف تأمین این دما گردد، اما در سامانه HDH که از نوع آب‌شیرین‌کن‌های خورشیدی مستقیم است، به علت پایین بودن میزان مصرف انرژی حرارتی نیاز به دمای بالایی ندارد و کل انرژی حرارتی مورد نیاز آن را می‌توان از طریق انرژی خورشید تأمین نمود. مزیت اصلی چرخه HDH کاربرد مقیاس کوچک آن است که باعث می‌شود، یک جایگزین رقابتی در میان دیگر فناوری‌های شیرین‌سازی برای تأمین آب مناطق دورافتاده باشد؛ همچنین، اجزای سامانه HDH معمولاً در بازار مقرون به صرفه است و نگهداری سامانه از نظر نیروی کار و ابزار پیچیده نیست [۶-۸].

در ادبیات موجود، اطلاعات متعددی برای کندانسورهای غیرمستقیم برای فرایند رطوبت‌زدایی در چرخه HDH وجود دارد. همچنین در این زمینه مطالعات متعددی برای جایگزینی منابع انرژی حرارتی فرایند از سوخت‌های فسیلی با سوخت‌های تجدیدپذیر، به ویژه انرژی خورشیدی [۹-۱۱] انجام شده است. در مطالعات دیگر، یک منبع گرمایی جایگزین با درجه پایین مانند گرمای زباله‌های صنعتی یا زمین‌گرمایی [۱۲-۱۵] برای تأمین تقاضای انرژی حرارتی چرخه در نظر گرفته شد. راه حلی کارآمد و ارزان برای رطوبت‌زدایی در چرخه HDH می‌تواند

ارائه شود که بخار آب را از جریان هوا خارج و به حالت مایع تبدیل کند. چگالش مستقیم با تماس مستقیم بین بخار و مایع مخصوصاً در نسبت‌های بالایی از هوا و بخار که غیر قابل تراکم نیز هستند، به میزان قابل توجهی از سایر روش‌ها کارآمدتر است [۱۶].

مطالعات متعددی در این زمینه انجام شده است. بهاراتان و همکاران [۱۷] در ابتدا یک رویکرد کندانسور تماس مستقیم را برای افزایش نرخ انتقال گرما در حضور گاز غیرمترکم معرفی کردند. کلاوسنر و همکاران [۱۸] یک کندانسور تماس مستقیم در مقیاس آزمایشگاهی ساختند تا تنوع دما، رطوبت و میزان تراکم را از طریق کندانسور مطالعه کنند. آن‌ها نتیجه خود را با در نظر گرفتن یک روش حجم محدود برای تجزیه و تحلیل پکینگ کندانسور تماس مستقیم ارزیابی کردند. پی لی و همکاران [۱۹] ویژگی‌های عملکرد آب‌شیرین‌کن HDH را با یک فرایند شیرین‌سازی در رطوبت‌زدای تماس مستقیم با استفاده از تجزیه و تحلیل انتقال گرما و جرم مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها همچنین عملکرد یک رطوبت‌زدای تماس مستقیم را با استفاده از راه‌اندازی تشکیلات با مقیاس آزمایشگاهی [۲۰] در شرایط مختلف مورد مطالعه قرار دادند. النعیمات و همکاران [۲۱-۲۳] با همان روش یک تجزیه و تحلیل گذرا از سامانه HDH با رطوبت‌زدای تماس مستقیم با استفاده از یک حل عددی یک‌بعدی [۲۱] و همچنین پاسخ دینامیکی گذرا [۲۳] انجام دادند. آن‌ها بیشتر عملکرد سامانه HDH خورشیدی خود را تحت شرایط طراحی و عملیات مختلف مورد بررسی قرار دادند [۲۲].

اسلامی منش و حاتمی پور [۲۴، ۲۵] تحلیل نظری برای چرخه HDH آب باز و هوا باز انجام دادند، تا تاثیر پارامترهای کاری بر میزان تولید آب را مطالعه کنند و همچنین مطالعه اقتصادی سیستم را انجام دادند. نیرومند و همکاران [۲۶] تولید آب شیرین، کارایی و اثرات پارامترهای مختلف از جمله دبی جریان هوا، شرایط آب سرد و گرم داخلی و دبی و قطر قطرات بر عملکرد چرخه HDH هوای باز با سامانه رطوبت‌زدای تماس مستقیم را مورد بررسی قرار دادند. مهرگو و امیدپور [۲۷] با بهره‌گیری از نظریه طراحی ساختاری برای یک سامانه HDH با اندازه ثابت میزان دبی تولید مطلوب آب را بررسی کردند. اتونی [۲۸] انواع مختلفی از رطوبت‌زدا را از جمله

² Reverse Osmosis¹ Multi stage flashing

های تبرید جذبی^۲ (ARSS) جایگزین خوبی برای VCRSها هستند. فن‌آوری تبرید جذبی که توسط انرژی خورشیدی هدایت می‌شود به دلیل سازگاری با محیط زیست و پایداری به یک رویکرد محبوب تبدیل شده است [۳۵-۳۸]. حدود ۸۲ درصد سامانه‌های دارای فرآیند جذب^۳ و ۱۱ درصد سامانه‌های جذب سطحی^۴ فن‌آوری‌های جذب خورشیدی را در بازار ارائه می‌دهند [۳۹]. اکثر چیلرهای جذبی نصب شده در سرتاسر جهان مبتنی بر ARSهای تک اثره هستند که با یک کلکتور لوله خلا^۵ (ETC) یا یک کلکتور صفحه تخت^۶ (FPC) کار می‌کنند. به دلیل مطالعه کمتر در این موضوع، در این مطالعه یک تحلیل نظری جامع از چرخه HDH با سامانه تبرید جذبی تک اثره خورشیدی با رطوبت‌زدای تماس مستقیم به‌منظور بررسی اثر پارامترهای عملیاتی و تولید آب سامانه انجام شده است.

شرح سامانه

شکل ۱ نمای کلی سامانه HDH همراه شده با سامانه تبرید جذبی تک اثره خورشیدی با رطوبت‌زدای تماس مستقیم را نشان می‌دهد. این سامانه از دو دستگاه تبادل گرما و جرم برای تولید آب مقطر بهره می‌گیرد که رطوبت‌زن و رطوبت‌زدا هستند. انتقال گرما و جرم هم‌زمان در دستگاه‌های تبادل گرما و جرم^۷ (HME) به دلیل گرادیان دما و غلظت بین آب و هوا وجود دارد. این دستگاه‌های HME از پکینگ‌هایی پر شده‌اند که سطح بالایی را برای حرارت موثر و انتقال جرم فراهم می‌کند. برای تامین سرمایش مورد نیاز در رطوبت‌زدا یک سامانه تبرید جذبی تک اثره که با منبع حرارتی تجدیدپذیر فعال است، در نظر گرفته شده است. از آن به منظور خنک کردن آب شیرین پس از فرایند رطوبت‌زدایی با انتقال گرمای به‌دست آمده‌اش به سیال عامل ARS استفاده می‌شود.

فشرده‌ساز بخار، خشک‌کننده جذبی هوا و خشک‌کننده هوای غشایی معرفی کرد. هی و همکاران [۲۹] یک سامانه آب‌شیرین‌کن HDH تماس مستقیم را از طریق یک مدل ریاضی مبتنی بر ترمودینامیک مورد مطالعه قرار داد. آن‌ها از مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای برای بازیابی گرمای تلف شده برای انرژی مصرفی و نیازهای سامانه استفاده کردند. در مطالعه ای دیگر، هی و همکارانش [۳۰] از یک دستگاه فشرده‌سازی مکانیکی برای مطالعه عملکرد HDH گرم‌شده با آب با رطوبت‌زدای غیرمستقیم استفاده کردند. آن‌ها حداکثر GOR برابر ۵ و تولید آب ۸۵ کیلوگرم در ساعت را گزارش کردند. لاول [۳۱، ۳۲] عملکرد سیکل حرارتی کمکی با هوای گرم و آب گرم HDH را برای رطوبت‌زدای غیرمستقیم مقایسه کرد. با به کارگیری یک مدل ریاضی به بررسی تأثیر پارامترهای عملیاتی بر عملکرد سامانه پرداختند. آن‌ها حداکثر نسبت بازیابی و GOR را به ترتیب ۴ درصد و ۱۰ درصد را برای سامانه گزارش کردند. کوئیروز و همکاران [۳۳] یک دستگاه فشرده‌سازی بخار را مستقیماً به یک رطوبت‌زن آدیاباتیک برای تولید آب تصفیه‌شده توسط هوای چرخشی همراه کردند. ژو و همکاران [۳۴] به طور تجربی یک سامانه HDH با آب گرم شده به کمک یک سیکل حرارتی را با سامانه رطوبت‌زدا غیرمستقیم مورد مطالعه قرار داد. آن‌ها یک اواپراتور بعد از رطوبت‌زدا برای خنک کردن بیشتر هوا و یک کلکتور خورشیدی بعد از کندانسور برای گرم کردن بیشتر آب دریا اضافه کردند. آن‌ها حداکثر بهره‌وری ۱۲/۳۸ کیلوگرم در کیلووات ساعت را گزارش کردند.

فقدان دانش و تجزیه و تحلیل برای سامانه HDH با تماس مستقیم و سامانه تبرید جذبی تک اثره خورشیدی برای تامین انرژی مورد نیاز را می‌توان به وضوح از ادبیات مشاهده کرد. پیش‌بینی می‌شود که تقاضا برای کاربردهای تبرید و تهویه مطبوع در ۵۰ سال آینده افزایش یابد [۳۵]. سامانه‌های تبرید فشرده سازی بخار^۱ (VCRSS) به مقدار قابل توجهی انرژی الکتریکی برای این نوع کاربردها نیاز دارند [۳۵]. سامانه

می‌چسبند. به عبارتی این فرآیند یک جذب سطحی است که فیلمی از ماده جذب شده (Adsorbate) روی سطح تشکیل می‌دهد و این در حالی است که فرآیند جذب Absorption حاوی تمام ماده جذب شونده است.

^۵ evacuated tube collector (ETC)

^۶ flat plate collector

^۷ heat and mass exchanger

^۱ Vapor compression refrigeration systems

^۲ Absorption refrigeration systems

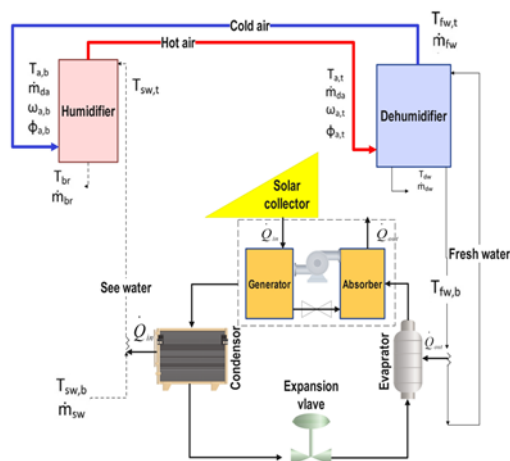
Absorption: فرآیندی است که طی آن یک سیال با دخالت یک سیال مایع یا جامد دیگر حل می‌شود که به آن جاذب (absorbent) می‌گوییم.

Adsorption: فرآیندی که طی آن اتم‌ها، یون‌ها، یا مولکول‌ها از یک ماده (که این ماده می‌تواند گاز، مایع یا جامد محلول باشد) به سطح جاذب

مدل سازی ریاضی

۱- چرخه HDH

به منظور به دست آوردن عملکرد نظری سامانه، یک تحلیل ترمودینامیکی و همچنین تجزیه و تحلیل انتقال گرما و جرم انجام می شود. شکل ۲ نمودار شماتیک سامانه را با متغیرهای مورد استفاده در مدل سازی ریاضی نشان می دهد.



شکل ۲- سامانه تحت بررسی با رطوبت زدای تماس مستقیم

معادلات مربوط به تعادل جرم و انرژی برای اجزای مختلف چرخه HDH به صورت زیر مورد بررسی قرار گرفت:

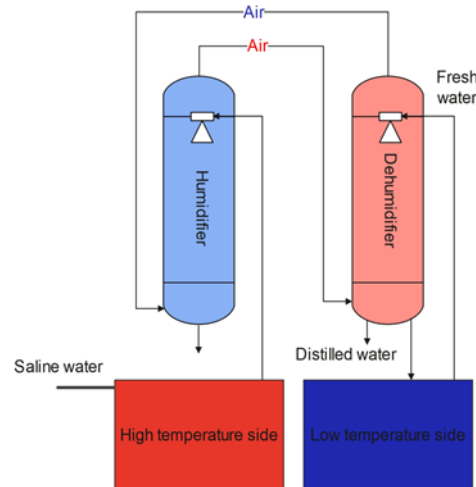
رطوبت زن:

$$\dot{m}_{sw} + \dot{m}_{da}\omega_{a,b} = \dot{m}_{br} + \dot{m}_{da}\omega_{a,t} \quad (1)$$

$$\dot{m}_{sw}h_{sw,t} + \dot{m}_{da}h_{a,b} = \dot{m}_{br}h_{br} + \dot{m}_{da}h_{a,t} \quad (2)$$

بار گرمایشی که باید به جریان آب شور اضافه شود را می توان به صورت زیر در نظر گرفت:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{sw}c_{p,sw}(T_{sw,t} - T_{br}) \quad (3)$$



شکل ۱- نمای کلی سامانه تحت بررسی

در رطوبت زن، آب شور پس از گرم شدن توسط گرمای دفع شده از کندانسور، روی پکینگ اسپری می شود. این کار برای افزایش محتوای بخار در هوا انجام می شود. سپس هوای مرطوب گرم به رطوبت زدا منتقل می شود که در آن آب شیرین سرد روی آن پاشیده می شود.

این امر باعث تراکم بخار در هوای مرطوب می شود. رطوبت زدایی هوای مرطوب با خنک کردن آن تا دمای نقطه شبنم در امتداد ستون رطوبت زدا اتفاق می افتد که منجر به تشکیل قطرات آب مقطر در سطح پکینگ و جریان آب شیرین می شود. پس از جمع آوری آب تولیدی از بخش رطوبت زدا در مخزن، مقداری از آن توسط چرخه تبرید جذبی خنک می شود تا دوباره در چرخه HDH استفاده شود.

ساختارهای مختلفی از چرخه های HDH بر اساس نحوه گرمایش یا باز و بسته بودن نوع جریان وجود دارد. در چرخه های هوا یا آب بسته، یک سیال در یک مدار بسته بین رطوبت زن و رطوبت زدا گردش می کند، در حالی که سیال دیگر مجدد به سامانه برنمی گردد. به عنوان مثال، چرخه آب گرم و هوا بسته و آب باز در شکل ۱ نشان داده شده است. انواع مختلفی از چرخه HDH را می توان برای کاربردهای مختلف در نظر گرفت، مانند چرخه هوای گرم هوا بسته و آب باز^۱، چرخه آب گرم آب بسته و هوا باز^۲ (CWOA) و چرخه هوای گرم آب بسته و هوا باز^۳ [۴۰، ۴۱].

³ CWOA

¹ CAOW

² CWOA

رطوبت زدا:

$$\dot{m}_{da}\omega_{a,t} = \dot{m}_{dw} + \dot{m}_{da}\omega_{a,b} \quad (۴)$$

$$\dot{m}_{fw}h_{fw,t} + \dot{m}_{da}h_{a,t} = \dot{m}_{fw}h_{fw,b} + \dot{m}_{da}h_{a,b} + \dot{m}_{dw}h_{dw} \quad (۵)$$

نظر گرفتن برخی تخمین‌ها یا با استفاده از راه‌حل‌های عددی بتوان به آن‌ها دست‌یافت. راه‌حل عددی را می‌توان با استفاده از روش المان محدود روی دستگاه HME و حل عددی معادلات دیفرانسیل به‌دست آورد.

مرکل از روش دیفرانسیلی حجم کنترل برای برج‌های خنک‌کننده استفاده کرد و معادلات حاکم را به صورت سه معادله دیفرانسیلی به‌دست آورد [۴۲]. جابر و وب [۴۳]، با در نظر گرفتن برخی از تقریب‌ها، این معادلات را حل کردند و همبستگی تحلیلی را برای اثربخشی برج‌های خنک‌کننده ارائه کردند. در این کار عملکرد یک برج خنک‌کننده شبیه به یک رطوبت‌زن در نظر گرفته شده‌است؛ بنابراین با پیاده‌سازی همان روش مورد استفاده جابر و وب می‌توان همبستگی اثربخشی رطوبت‌زن را به‌صورت زیر به‌دست آورد [۴۴]:

$$\varepsilon_h = \frac{1 - \exp(-NTU_h(1 - CR_h))}{1 - CR_h \exp(-NTU_h(1 - CR_h))} \quad (۹)$$

که در آن NTU_h تعداد واحدهای انتقال در فرایند رطوبت است [۴۳].

$$NTU_h = \frac{Me f_h}{c_p s_w} \quad (۱۰)$$

$$NTU_h = Me_h Mr_h \quad (۱۱)$$

که در آن f شیب متوسط آنتالپی هوای اشباع در مقابل دما است. این امر شیب را به عنوان یک گرمای خاص مؤثر برای جریان هوای مرطوب در نظر می‌گیرد؛ همچنین، Me عدد مرکل است که تابعی از مشخصه‌های پکینگ است [۴۲]:

$$Me = \frac{KVa}{\dot{m}_w} \quad (۱۲)$$

تولید کنندگان پکینگ آکنده این همبستگی را فراهم می‌کنند. پکینگ به مساحت $226 \text{ m}^2/\text{m}^3$ با رابطه زیر مطالعه شد [۴۵]:

$$Me_h = 2.409 mr_h^{(-0.779)} H_h^{0.632} \quad (۱۳)$$

لازم به ذکر است که جریان جرم خشک هوا از طریق رطوبت‌زن و رطوبت‌زدا ثابت است؛ همچنین آنتالپی هوای مرطوب مخلوط دوتایی از هوای خشک و بخار آب در نظر گرفته می‌شود، به عبارت دیگر: $h_a = h_{da} + \omega h_v$ گرمایی که برای خنک کردن آب شیرین خارج‌شده از دستگاه رطوبت‌زدا باید عبور کند، به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_{fw} c_{p, fw} (T_{fw,b} - T_{fw,t}) \quad (۶)$$

برای به‌دست‌آوردن شرایط جریان خروجی در رطوبت‌زن و رطوبت‌زدا، معادله کارایی نیاز به تعریف دارد.

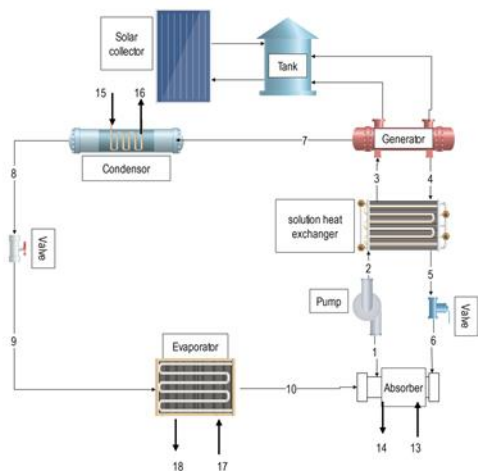
معادله مربوط به کارایی، انرژی حرارتی واقعی منتقل شده در مقابل انرژی حرارتی ایده‌آل منتقل شده از هر جریان را مقایسه می‌کند و به‌عنوان تغییر نرخ آنتالپی واقعی به حداکثر تغییر نرخ آنتالپی ممکن تعریف می‌شود، به عبارت دیگر: $\varepsilon = \frac{\Delta H}{\Delta H_{max}}$ بنابراین، کارایی رطوبت‌زن و رطوبت‌زدا به این‌صورت خواهد بود:

$$\varepsilon_h = \max\left(\frac{\dot{H}_{a,t} - \dot{H}_{a,b}}{\dot{H}_{a,t} - \dot{H}_{a,b}^{ideal}}, \frac{\dot{H}_{sw,t} - \dot{H}_{br}}{\dot{H}_{sw,t} - \dot{H}_{br}^{ideal}}\right) \quad (۷)$$

$$\varepsilon_d = \max\left(\frac{\dot{H}_{a,t} - \dot{H}_{a,b} + \dot{H}_{d,w}}{\dot{H}_{a,t} - \dot{H}_{a,b}^{ideal} + \dot{H}_{d,w}}, \frac{\dot{H}_{fw,b} - \dot{H}_{fw,t}}{\dot{H}_{fw,b} - \dot{H}_{fw,t}^{ideal}}\right) \quad (۸)$$

در رطوبت‌زن و رطوبت‌زدا، آنتالپی هوای خروجی ایده‌آل زمانی رخ می‌دهد که هوای خروجی به طور کامل در دمای ورودی آب اشباع شده باشد و آنتالپی ایده‌آل آب دریای خروجی زمانی است که دمای آن معادل دمای هوای ورودی باشد.

عبارات تحلیلی برای کارایی یک مبدل گرما و جرم به عنوان تابعی از پارامترهایی مانند توان گرمایی و ویژگی‌های گرما و انتقال جرم به طور کلی در دسترس نیستند، مگر اینکه با در



شکل ۳- نمودار چیلر جذبی خورشیدی

جدول ۱- معادلات تعادل انرژی اجزای تشکیل دهنده چیلر جذبی

اجزا	معادلات
اوپراتور	$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_9h_9$
کندانسور	$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_7h_7 - \dot{m}_8h_8$
جاذب	$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_1h_1$
ژنراتور	$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_4h_4 + \dot{m}_7h_7 - \dot{m}_3h_3$
مبدل حرارتی محلول	$\dot{Q}_{SHX} = \dot{m}_3h_3 - \dot{m}_2h_2$
پمپ محلول	$\dot{W}_{SP} = \frac{\dot{m}_2h_{2s} - \dot{m}_1h_1}{\eta_{SP}}$
شیر فشار شکن محلول	$h_5 = h_6$
شیر فشار شکن میرد	$h_8 = h_9$

COP چیلر جذبی به صورت زیر محاسبه می شود:

همچنین نسبت نرخ ظرفیت گرما، CR_h که توسط جابر و وب تعریف شده است به این قرار است [۴۳]:

$$CR_h = \min\left(\frac{\dot{m}_{sw}c_{p,sw}}{\dot{m}_{daf}h}, \frac{\dot{m}_{daf}h}{\dot{m}_{sw}c_{p,sw}}\right) \quad (14)$$

همبستگی $\varepsilon - NTU$ با رطوبت زدای تماس مستقیم را می توان با به کارگیری همان روش مورد استفاده در یک رطوبت زن به صورت زیر به دست آورد [۴۳]:

$$\varepsilon_d = \frac{1 - \exp(-NTU_h(1 - CR_d))}{1 - CR_d \exp(-NTU_h(1 - CR_d))} \quad (15)$$

$$NTU_d = Me_d m r_d / c_{p, fw} \text{ if } m r_d c_{p, fw} < f_d \quad (16)$$

$$NTU_d = Me_d M r_d \text{ if } m r_d c_{p, fw} > f_d \quad (17)$$

$$Me_d = 2.049 m r_d^{(-0.779)} H_d^{0.632} \quad (18)$$

$$CR_d = \min\left(\frac{\dot{m}_{fw}c_{p, fw}}{\dot{m}_{daf}f_d}, \frac{\dot{m}_{daf}f_d}{\dot{m}_{fw}c_{p, fw}}\right) \quad (19)$$

برای هر دو رطوبت زن و رطوبت زدا، ارتفاع پکینگ ۲/۲۵ m برای تضمین مقادیر بالاتر از اثربخشی HME برای انواع شرایط کاری در نظر گرفته شده است. به منظور محاسبه سطح مقطع دستگاه های HME، فرض بر این است که شار آب روی مواد پکینگ دارای مقدار بین ۰٫۸ تا ۴٫۲ kg/sm² است [۴۵].

۲- سامانه تبرید جذبی تک اثره خورشیدی

چرخه تبرید طراحی شده از یک چیلر جذبی با، یک ETC و یک مخزن ذخیره حرارتی تشکیل شده است. در شکل ۳ نمودار این چرخه قابل مشاهده است.

$$mr_{sw/fw} = \frac{\dot{m}_{sw}}{\dot{m}_{fw}} \quad (22)$$

نسبت بازیابی، نسبت مقدار آب تولیدشده به آب شور ورودی، در یک بازه زمانی معین به شرح زیر است:

$$RR = \frac{\dot{m}_{dw}}{\dot{m}_{sw}} \times 100 \quad (23)$$

نسبت بهره خروجی^۱ (GOR) بازیابی حرارت در سامانه را نشان می‌دهد و به‌عنوان نسبت گرمای نهان تبخیر آب مقطر تولید شده به کل گرمای ورودی به سامانه از منبع گرما تعریف می‌شود.

$$\begin{aligned} GOR &= \frac{\dot{m}_{dw} h_{fg}}{\dot{Q}_{in}} \\ &= \frac{\dot{m}_{dw} h_{fg}}{\dot{m}_{sw} c_{p,sw} (T_{sw,t} - T_{sw,b})} \\ &= \frac{RR}{100} \times \frac{h_{fg}}{c_{p,sw} \Delta T_{sw}} \end{aligned} \quad (24)$$

برای ترکیب دقیق و مطمئن خواص ترمودینامیکی هوای مرطوب، آب و آب دریا، کتاب راهنمای ASHRAE [۴۷] و همچنین نرم‌افزار حل معادلات مهندسی (EES) [۲، ۴۸] استفاده شد. نرم افزار EES دارای یک کتابخانه کامل از خواص ترموفیزیکی برای موادی از جمله هوای مرطوب با استفاده از فرمول ارائه شده توسط هایلند و وکسلر [۴۹] و همچنین آب با استفاده از فرمول IAPWS (انجمن بین المللی خواص آب و بخار)^۲ [۵۰] است. دستگاه معادلات غیرخطی به‌دست آمده با استفاده از نرم‌افزار حل معادلات مهندسی (EES) حل شد، که خواص هوا و آب مرطوب را با استفاده از توابع داخلی محاسبه می‌کند. این توابع قبلاً در نرم‌افزار تعریف شده‌اند و خواص ترموفیزیکی مواد مختلف را بر اساس پایگاه داده موجود در نرم افزار ارزیابی می‌کنند. EES یک حل‌کننده عددی است که از یک روش تکراری برای حل سامانه معادلات استفاده می‌کند. EES به طور خودکار معادلات حل شده را به طور هم‌زمان شناسایی و گروه‌بندی می‌کند.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_{gen} + \dot{W}_{SP}} \quad (20)$$

با توجه به معادلات فوق می‌توان سیستمی از معادلات غیر خطی را به‌طور عددی با فرضیات زیر حل کرد:

- چرخه‌ها در حالت پایدار و شرایط جریان ثابت کار می‌کنند.
- فرض بر این است که تمام قطعات با استاندارد بالایی عایق بندی شده‌اند تا اتلاف حرارت به حداقل برسد.
- رطوبت‌زن و رطوبت‌زدا آدیاباتیک هستند.
- شرایط و ترم‌های انرژی جنبشی و پتانسیل در معادلات تراز انرژی حذف شده‌است.
- فرض می‌شود که آب مقطر متراکم شده در رطوبت‌زدا در دمایی خارج می‌شود که میانگین دمای هوای مرطوب در ورودی و خروجی رطوبت‌زدا است [۴۱].
- از تشکیل کریستالیزاسیون در چیلر جلوگیری می‌شود، به طوری که دمای محلول چندین درجه سانتی‌گراد بالاتر از دمای کریستالیزاسیون مربوط به غلظت محلول قوی باشد.
- توان پمپاژ و فن در مقایسه با کل انرژی حرارتی ورودی سامانه ناچیز است [۴۱، ۴۵].
- هوای در حال گردش در سراسر سامانه کاملاً اشباع شده‌است [۲۴، ۴۶].

معیارهای سامانه

برای ارزیابی عملکرد سامانه در شرایط کاری مختلف از پارامترهای بی‌بعد مختلفی استفاده می‌شود. نسبت دبی ورودی مایع به گاز در HME نقش عمده‌ای در اثربخشی دستگاه دارد. بدین ترتیب نسبت دبی آب شور ورودی به هوای خشک به این ترتیب تعریف می‌شود:

$$mr_h = \frac{\dot{m}_{sw}}{\dot{m}_{da}} \quad (21)$$

نسبت دبی آب شور ورودی به آب شیرین را می‌توان برای تنظیم بارهای سرمایشی و گرمایشی به منظور بهبود عملکرد سامانه از نظر مصرف انرژی و تولید آب استفاده کرد. به این صورت تعریف می‌شود:

² International Association for Properties of Water and Steam

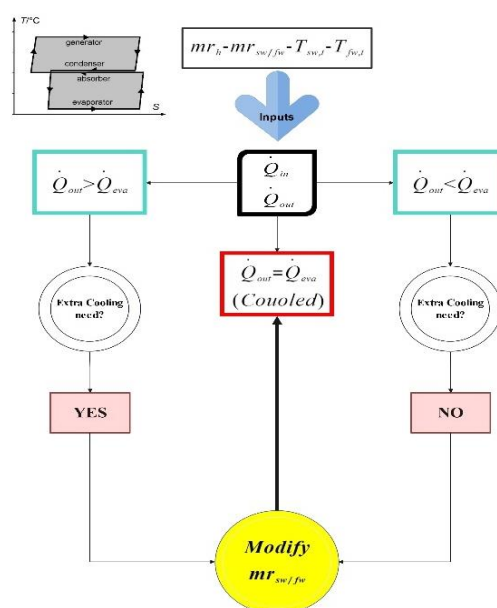
¹ Gain output ratio

نیاز جهت کاهش دمای آبی که در رطوبت‌زدا پاشش می‌شود. بیشتر باشد، مقدار سرمایه‌ش ایجاد شده توسط اواپراتور از سرمایه‌ش مورد نیاز سامانه آب شیرین‌کن بیشتر است؛ پس در نتیجه سرمایه‌ش بیشتری جهت تامین نیاز سامانه نیاز نیست.

در حالتی که \dot{Q}_{eva} از \dot{Q}_{out} کمتر است، مقدار سرمایه‌ش ایجاد شده توسط اواپراتور از سرمایه‌ش مورد نیاز سامانه آب شیرین‌کن کمتر است؛ در نتیجه نیاز به سرمایه‌ش بیشتر برای رطوبت‌زدایی در سامانه آب شیرین‌کن نیاز است. در هر دو حالت می‌توان با اعمال تغییرات در نسبت آب شور به آب شیرین تولیدی با استفاده از پارامترهای مطرح شده مثل mr_d در روابط مطرح شده، به مقدار بهینه نسبت بازیابی دست یافت.

نتایج و بحث

چرخه تبرید جذبی خورشیدی با سامانه HDH رطوبت‌زدا تماس مستقیم توسط حل دستگاه معادلات غیرخطی با شرایط کاری مشخص، مدلسازی ریاضی شد. دمای نامعلوم چرخه و میزان تولید آب مقطر مشخص شد.



شکل ۴- نمودار رویه حل جهت برآوردن سرمایه‌ش مورد نیاز

همگرایی حل عددی با دو روش تأیید می‌شود: (۱) "باقیمانده معادله نسبی" که تفاوت بین سمت چپ و راست یک معادله تقسیم بر بزرگی سمت چپ معادله است. و (۲) "در هر تکرار تغییرات متغیرها متفاوت است". اگر باقیمانده‌های معادله نسبی کمتر از مقدار معینی باشند (مثلاً 10^{-6}) یا اگر تغییر متغیر کمتر از 10^{-9} باشد، محاسبات همگرا می‌شوند. باقی مانده معادله نسبی و تغییر در متغیرها برای دقت مورد نظر قابل تنظیم هستند. علاوه بر این، دو معیار توقف شامل (۱) "تعداد تکرار" و (۲) "زمان سپری شده" وجود دارد که می‌توان آن‌ها را برای به‌دست آوردن نتایج با دقت بالاتر تنظیم کرد. در شکل ۴ رویه حل جهت برآوردن سرمایه‌ش مورد نیاز سامانه آورده شده است. طبق این رویه، وضعیت سامانه HDH هیبریدی با سامانه تبرید جذبی در کنار سناریوهای مختلف سرمایه‌ش بررسی گردید. نشان داده شده است که با تغییر نسبت آب شور ورودی به هوای خشک، یک سیستم HDH را می‌توان بدون نیاز به بار خنک‌کننده اضافی، به سامانه تبرید جذبی از نوع آب-آمونیاک ترکیب کرد و به مقدار نسبت بازیابی مناسب دست یافت. در حالتی که \dot{Q}_{eva} از \dot{Q}_{out} (سرمایش مورد

جدول ۲- مقایسه نتایج کار حاضر با کار آزمایشگاهی

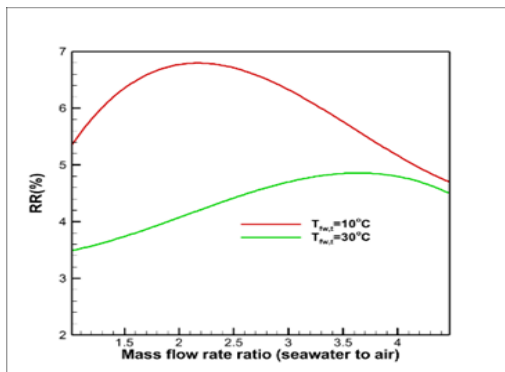
	$T_{a,b}(^{\circ}C)$		$T_{f,w,b}(^{\circ}C)$	
	mr_d	$1/8$	1	$1/8$
مقادیر	۱	۱/۸	۱	۱/۸
پژوهش حاضر	۲۸	۲۵	۳۳	۲۸
پژوهش حاضر	۲۸	۲۳	۳۳	۲۹
درصد اختلاف	۰	۷,۸	۰	۳,۴

شکل ۵ اثر دبی جرمی آب دریا به هوای خشک را بر نسبت بازیابی نشان می‌دهد. طبق نمودار در یک دبی جرمی معین از آب شور که به سامانه وارد می‌گردد، با افزایش دبی آب شیرین، یا به عبارتی کاهش کمی مقدار mr_{sw}/f_w نسبت بازیابی و مقادیر مربوط به آن بالاتر می‌رود؛ در نتیجه مقدار بیشینه نسبت بازیابی نیز تغییر می‌کند. همچنین با افزایش دبی آب شیرین به دلیل افزایش میزان آب مورد نیاز برای فرآیند خنک

شکل ۶- تأثیر دمای بالای آب شور ورودی بر نسبت بازیابی در نسبت‌های مختلف آب شور ورودی به هوای خشک

رطوبت‌زن در $T_{fw,t} = 20^\circ\text{C}$, $mr_{sw/fw} = 1$

تأثیر دمای بالای آب شیرین بر نسبت بازیابی در نسبت دبی جرمی‌های مختلف آب دریا به هوا در شکل نشان داده شده است. پایین‌تر بودن دمای بالای آب شیرین باعث تولید بیشتر آب مقطر می‌گردد. حداکثر مقدار نسبت بازیابی تا نزدیکی بین ۵٪ تا ۷٪ رشد می‌کند، درحالی که دما از ۳۰ تا ۱۰ درجه سانتی‌گراد کاهش می‌یابد. با کاهش دمای بالایی آب شیرین فرآیند رطوبت‌زدایی با افزایش نرخ انتقال حرارت بین آب و هوا، بهبود می‌یابد، که باعث دبی انتقال جرمی بالاتر در دو جریان می‌شود؛ بنابراین، داشتن دمای پایین‌تر آب شیرین منجر به نقطه شبنم کمتر برای هوای مرطوب می‌شود که به این معنی است که هوای خروجی از رطوبت‌زدا نسبت رطوبت کمتری دارد.

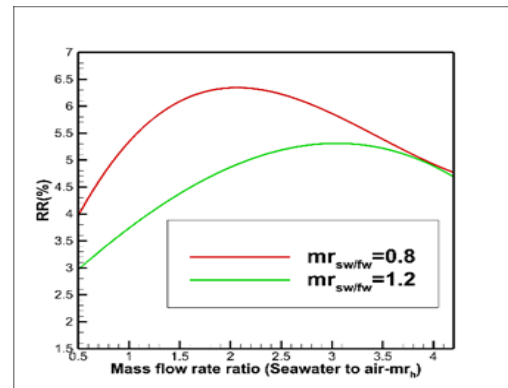


شکل ۷- تأثیر دمای بالای آب شیرین بر نسبت بازیابی در نسبت‌های مختلف آب شور ورودی به هوای خشک

رطوبت‌زن در $T_{sw,t} = 70^\circ\text{C}$, $mr_{sw/fw} = 1(-)$

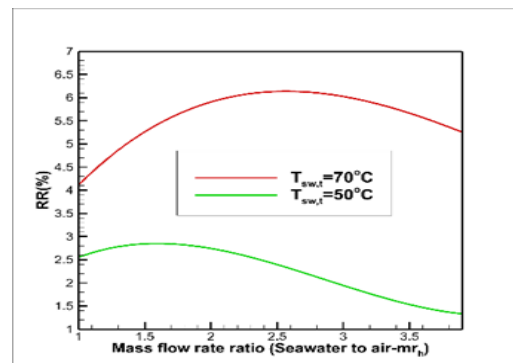
جدول ۳ برخی مقادیر ورودی و در نظر گرفته شده در روند تحلیل سامانه را نشان می‌دهد. برای برخی از نسبت‌های دبی آب شور ورودی به سامانه و هوای خشک (Imf_h) مقادیر GOR افزایش می‌یابد. با افزایش دمای بالای آب شور میزان آب تولیدی بیشتر و در نتیجه در دبی ثابتی از آب شور GOR بالا می‌رود و بازیابی حرارتی نیز بهبود می‌یابد.

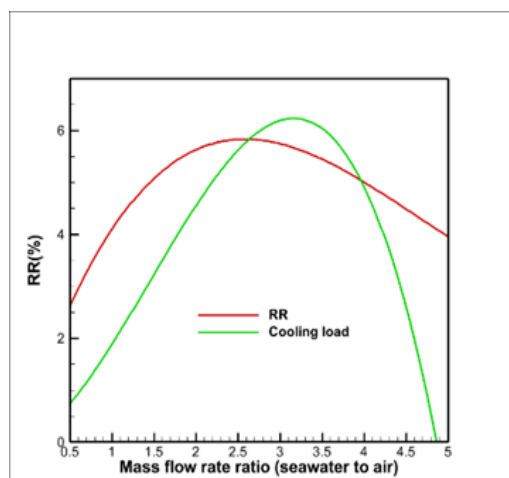
سازی در رطوبت‌زدا، بار سرمایشی نیز افزایش می‌یابد. و در نهایت این امر موجب افزایش دبی تقطیر آب از هوای مرطوب می‌شود. همچنین، این مسئله به سامانه اجازه می‌دهد تا با دبی گردش هوای بالاتر در سراسر سامانه HDH کار کند.



شکل ۵- تأثیر آب شور ورودی به آب شیرین بر نسبت بازیابی برای نسبت‌های مختلف آب شور ورودی به هوای خشک رطوبت‌زن در $T_{sw,t} = 70^\circ\text{C}$, $T_{fw,t} = 20^\circ\text{C}$

در شکل ۶ تأثیر افزایش دمای آب گرم ورودی به سامانه را بر نسبت بازیابی آب شیرین‌کن برای چندین دبی جرمی مختلف در رطوبت‌زن نشان می‌دهد. همان‌طور که نشان داده شده است با افزایش دمای آب شور ورودی به رطوبت‌زن از ۵۰ تا ۷۰ درجه سانتی‌گراد، حداکثر مقدار نسبت بازیابی از ۳٪ تا ۶٪ افزایش می‌یابد. افزایش دمای بالای آب شور منجر به افزایش دما و رطوبت نسبی هوای خروجی از رطوبت‌زن می‌گردد. این مسئله باعث ایجاد دبی تقطیر بیشتری در رطوبت‌زدا می‌گردد.





شکل ۸- بار سرمایش سامانه HDH در نسبت‌های مختلف آب شور ورودی به هوای خشک در شرایط کاری $mr_{sw/fw} = 1, T_{sw,t} = 70^\circ\text{C}, T_{fw,t} = 20^\circ\text{C}$

سناریوی دوم در جدول ۴ مورد بحث قرار گرفته است. در این جدول، برای شرایط داده شده دمای بالای آب شور و آب شیرین ($T_{fw,t}$ و $T_{sw,t}$) و همچنین نسبت دبی جرمی ($mr_{sw/fw}$) و mr_h مناسب یافت می‌شود. سپس، بار سرمایش مورد نیاز برای رطوبت‌زدا در شرایط کاری معین پیدا می‌شود و با بار مورد نیاز اواپراتور مقایسه می‌شود. اگر تقاضای بار سرمایش رطوبت‌زدا بیشتر از عرضه بار اواپراتور باشد، چرخه تبرید به طور کامل کوپل نشده است و به یک خنک‌کننده اضافی نیاز است. در غیر این صورت کاملاً کوپل شده و نیازی به خنک‌کننده اضافی نیست. علاوه بر این، از توان خنک‌کننده اضافی می‌توان برای عملکرد بالاتر رطوبت‌زدا استفاده کرد. در این جدول، مقادیر مثبت بار سرمایش نشان‌دهنده تقاضای بار اضافی رطوبت‌زدا است، در حالی که مقادیر منفی، بار خنک اضافی در اواپراتور است. علاوه بر این، با دانستن مقادیر بار سرمایش در یک شرایط کاری خاص، می‌توان نسبت دبی جرمی اصلاح‌شده آب دریا به آب شیرین را برای پاسخگویی به تقاضای سرمایش یا عرضه آن پیشنهاد کرد.

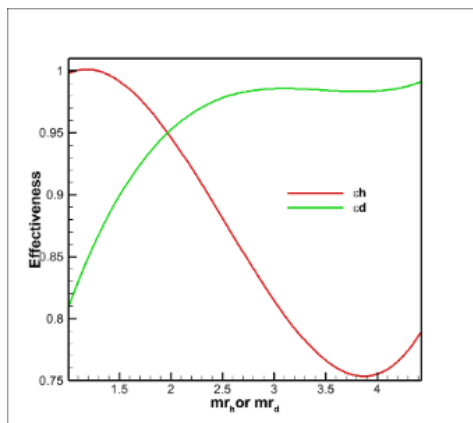
جدول ۳- حداکثر مقادیر GOR سامانه HDH در شرایط

کاری مختلف			
$T_{sw,t}^\circ\text{C}$	$T_{fw,t}^\circ\text{C}$	$mr_{sw/fw}$	GOR(-)
۷۰	۲۰	۰/۸	۰/۷۳
۶۸	۲۰	۱	۰/۶۷
۶۵	۲۰	۱/۲	۰/۶۱
۷۰	۱۰	۱	۰/۶۷
۴۵	۲۰	۱	۰/۵۰
۶۲	۳۰	۰/۸	۰/۳۴
۷۰	۲۰	۱	۰/۷۶
۶۰	۲۰	۱/۲	۰/۶۷
۵۰	۱۰	۱	۰/۵۴

شکل ۸ تغییرات بار سرمایشی لازم برای سامانه HDH را نسبت به mr_h در شرایط کاری $mr_{sw/fw} = 1, T_{sw,t} = 70^\circ\text{C}, T_{fw,t} = 20^\circ\text{C}$ ، در نمودار مشاهده می‌شود، زمانی که بازبایی حرارتی در حالت حداکثری قرار دارد، یک خنک‌کننده اضافی مورد نیاز است تا به سامانه اجازه دهد که در نسبت دبی جرمی مناسبی mr_h کار کند. خط قرمز نشان می‌دهد که بار سرمایشی باید توسط یک خنک‌کننده اضافی جهت کاهش دمای آب تولیدی به منظور پاشش در بخش رطوبت‌زدا تامین گردد. برای عدم نیاز به بار سرمایشی اضافی، می‌توان دو سناریو مختلف را در نظر گرفت. اول این که اجازه داده شود سامانه با نسبت mr_h ای کار کند که نیازمند بار سرمایشی اضافه نباشد، یعنی محدوده نمودار زیر $mr_h = 2/5$ و بیشتر از $4/2$ باشد. سناریوی دوم تنظیم نسبت دبی جرمی آب شور به آب شیرین برای برآوردن نیاز سرمایشی است.

جدول ۴ - بار سرمایشی و شرایط عدم نیاز به بار سرمایشی در سامانه تحت بررسی

$T_{sw,t} \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_{fw,t} \text{ } ^\circ\text{C}$	$mr_{sw/fw}$	mr_h	کوپل شدگی کامل	بار سرمایشی kJ/kg	$\{mr\}$ $-(sw/fw)$
۷۰	۲۰	۰/۸	۱/۸	-	۲۰	۰/۹۳
۷۰	۲۰	۱	۲/۴	-	۸/۷	۱/۰۶
۷۰	۲۰	۱/۲	۳/۱	+	-۷/۴	۱/۱۵
۷۰	۱۰	۱	۲/۱	-	۵۰	۱/۳۶
۷۰	۲۰		۲/۴	-	۸/۷	۱/۰۶
۷۰	۳۰		۳/۱	+	-۳۴	۰/۷۹
۷۰	۲۰	۱	۲/۴	-	۸/۷	۱/۰۶
۶۰	۲۰		۱/۸	+	-۷/۳	۰/۹۴
۵۰	۲۰		۱/۵	+	-۱۷	۰/۸۴



شکل ۹ - اثربخشی رطوبت‌زن و رطوبت‌زدا در رابطه با نسبت دبی جرمی آب به هوا در شرایط کاری $T_{sw,t} = 70^\circ\text{C}$ و $T_{fw,t} = 20^\circ\text{C}$ و مقدار اصلاح شده $mr_{sw/fw} = 1/0.5$

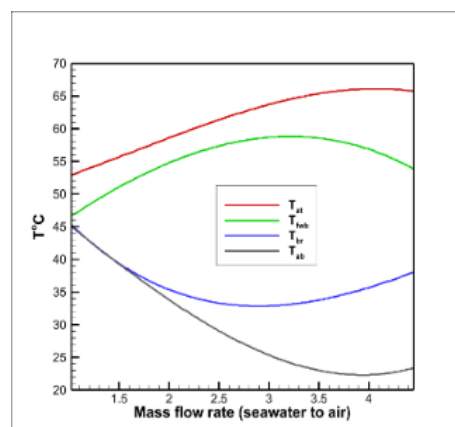
در شکل ۹ نمودار مربوط به روش ارائه شده است. به عنوان مثال، زمانی که سامانه در شرایط $mr_{sw/fw} = 1, T_{sw,t} = 70^\circ\text{C}, T_{fw,t} = 20^\circ\text{C}$ کار می‌کند، به این معنا نیست که به طور کامل کوپل شده است و به بار سرمایشی اضافی $8/7$ کیلوژول بر کیلوگرم نیاز دارد. با بهینه کردن نسبت آب شور ورودی به آب شیرین به $1/0.6$ ، سامانه HDH را می‌توان به طور کامل با چرخه تبرید جذبی مدنظر کوپل کرد.

تغییر در اثربخشی دستگاه‌های رطوبت‌زن و رطوبت‌زدا با نسبت دبی جرمی آب به هوا در شکل ۹ نشان داده شده است. همانطور که نشان داده شد، با افزایش نسبت دبی جرمی، اثر رطوبت‌زن از 1 به 0.75 کاهش می‌یابد، در حالی که کارایی رطوبت‌زدا با همان تغییر نسبت دبی جرمی افزایش می‌یابد. حداکثر نسبت بازایی طبق محاسبات صورت گرفته، در نسبت دبی جرمی نزدیک به $2/5$ رخ می‌دهد. در این مرحله کارایی رطوبت‌زدا بیشتر از اثر رطوبت‌زن است.

شد در شرایط $mr_{sw/fw} = 1, T_{sw,t} = 70^\circ\text{C}, T_{fw,t} = 20^\circ\text{C}$ سامانه به بار سرمایه‌ی اضافی جهت عملکرد در محدوده نسبت بازبایی حداکثری نیاز دارد. به جای سرمایه‌ی اضافی نیز می‌توان نسبت دبی جرمی آب شور به آب شیرین را تنظیم کرد، که در این شرایط در محدوده $1/0.6$ قرار داد.

فهرست علائم

نمادها	
T	دما ($^\circ\text{C}$)
\dot{m}	دبی جریان (kg/s)
\dot{H}	نرخ آنتالپی (KW)
mr	نسبت جریان جرم آب به هوا
h	آنتالپی مخصوص (kJ/kg)
RR	نسبت بازبایی
c_p	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت (kJ/kg.K)
COP	ضریب عملکرد
f	شیب متوسط آنتالپی هوای اشباع در برابر دما (kJ/kg.K)
Me	عدد مرکل
α	مساحت مخصوص (m^2/m^3)
H	ارتفاع پکینگ (m)
CR	نسبت نرخ ظرفیت حرارتی
PR	نسبت فشار
\dot{W}	کار (kW)
علائم یونانی	
ω	رطوبت مطلق هوای خشک یا نسبت رطوبت (kg_w/kg_a)
ϕ	رطوبت نسبی
ε	اثر بخشی
Δ	تغییرات
η	راندمان یا بهره‌وری
ρ	چگالی (kg/m^3)
کلمات و حروف اختصاری	
a	هوا
da	هوای خشک



شکل ۱۰- دمای چرخه در برابر آب شور ورودی به هوای خشک رطوبت‌زن در شرایط کاری $T_{sw,t} = 70^\circ\text{C}, T_{fw,t} = 20^\circ\text{C}$ و مقدار اصلاح شده $mr_{sw/fw} = 1/0.5$

در شکل ۱۰ تغییرات دمای هوا T_{at}, T_{ab} ، آب شور T_{br} و آب شیرین T_{fm} در قیاس با نسبت دبی جرمی نشان داده شده است. افزایش نسبت دبی جرمی باعث می‌شود، دمای هوا پس از مرطوب شدن افزایش یابد و دمای هوا پس از رطوبت‌زدایی کاهش یابد. هنگامی که دمای پایین آب شیرین به حداکثر می‌رسد، بالاترین میزان تولید آب حاصل می‌شود.

نتیجه‌گیری

در این پژوهش سامانه آب شیرین کن HDH با رطوبت‌زدای تماس مستقیم به همراه سیکل تبرید جذبی ترکیب شد، تا با استفاده از مدل‌سازی ریاضی مورد بررسی و تحلیل قرار گیرد. طبق تحلیل‌های صورت گرفته با کاهش مقدار $mr_{sw/fw}$ گردش هوای سامانه بالاتر می‌رود و بار سرمایه‌ی مورد نیاز سیستم بیشتر می‌گردد. همچنین با افزایش دمای آب شور ورودی به رطوبت‌زن از ۵۰ تا ۷۰ درجه سانتی‌گراد، مقدار نسبت بازبایی ۳ درصد افزایش می‌یابد. نشان داده شد که با افزایش دمای بالای آب شور علاوه بر میزان آب تولیدی، GOR نیز بیشتر می‌شود و روند بازبایی حرارتی بهبود می‌یابد. برای عدم نیاز به بار سرمایه‌ی اضافی، می‌توان سامانه را در محدوده‌ی کمتر از $mr_h = 2/5$ و بیشتر از $mr_h = 4/2$ راه‌اندازی کرد؛ همچنین نسبت دبی آب شور ورودی به آب شیرین برای چند حالت مورد بررسی قرار گرفت، که نشان داده

[۵] انوری، محمدعرفان و فقیه خراسانی، احمدرضا و نظری، محمدرضا، ۱۴۰۲، شبیه سازی عددی بخش رطوبت زن یک دستگاه آب شیرین کن به روش رطوبت زن-رطوبت زدا، سی و یکمین همایش سالانه بین-المللی مهندسی مکانیک ایران و نهمین همایش صنعت نیروگاهی ایران، تهران، <https://civilica.com/doc/1668491>.

[6] Narayan, G.P., et al., (2010) The potential of solar-driven humidification-dehumidification desalination for small-scale decentralized water production. *Renewable and sustainable energy reviews*. 14(4): p. 1187-1201.

[7] Kabeel, A., T. (2013) Abou Elmaaty, and E.M. El-Said, Economic analysis of a small-scale hybrid air HDH-SSF (humidification and dehumidification-water flashing evaporation) desalination plant. *Energy*. 53: p. 306-311.

[۸] کیخواجه آریا، فاطمه و دهقانی محمدآبادی، مصطفی و فراهت، سعید و نیک بخت، مجتبی، (۱۴۰۰)، مطالعه آزمایشگاهی بر روی آب شیرین کن خورشیدی متصل به رطوبت زن ستون حباب، چهارمین کنفرانس بین المللی مدیریت، بهینه سازی و توسعه زیرساخت های انرژی، تهران، <https://civilica.com/doc/1259848>.

[9] Farid, M., et al., (2003) Solar desalination with a humidification-dehumidification cycle: mathematical modeling of the unit. *Desalination*, 151(2): p. 153-164.

[10] Müller-Holst, H., et al., (1998) Solarthermal seawater desalination systems for decentralised use. *Renewable Energy*. 14(1-4): p. 311-318.

[11] Yamali, C. and İ. Solmus, (2008) A solar desalination system using humidification-dehumidification process: experimental study and comparison with the theoretical results. *Desalination*. 220(1-3): p. 538-551.

[12] He, W., et al., (2017) Performance analysis of a water-power combined system with air-heated humidification dehumidification process. *Energy*. 130: p. 218-227.

[13] Kabeel, A. and E.M. El-Said, (2013) A hybrid solar desalination system of air humidification-dehumidification and water flashing evaporation: Part I. A numerical investigation. *Desalination*. 320: p. 56-72.

[14] Elminshawy, N.A., F.R. Siddiqui, and M.F. Addas, (2016) Development of an active solar humidification-dehumidification (HDH) desalination system integrated with geothermal energy. *Energy conversion and management*. 126: p. 608-621.

[15] El-Dessouky, H.T., (1989) Humidification-dehumidification desalination process using waste

dw	آب مقطر
b	پایین
t	بالا
sw	آب دریا، آب شور
fw	آب شیرین
max	حداکثر
m	میانی
br	آب نمک (غلظت نمک بالا تر از آب دریا)
h	رطوبت زن
d	رطوبت زدا
in	ورودی
out	خروجی
con	کندانسور
eva	اواپراتور
ref	مبرد
CAOW	آب باز هوا بسته
CWOA	هوا باز آب بسته
HDH	رطوبت زن-رطوبت زدا
HME	مبدل حرارتی و جرمی
DC	تماس مستقیم
col	کلکتور
SP	پمپ محلول
abs	جاذب

مراجع

[1] Rezaei Rad, M., et al., (2023) An experimental study to evaluate the performance of an HDH water desalination system with a thermoelectric condenser. *Renewable Energy Research and Applications*.

[2] Aghajani Afghan, S., et al., (2023) An Experimental Study to Apply an Absorption Refrigeration Cycle as a Dehumidifier in Humidification-Dehumidification Solar Desalination System. *Iranian (Iranica) J. Energ. Env.* 14(4): p. 361-371.

[۳] غضنفری ججین، المیرا و غائبی، هادی، ۱۳۹۷، مدل سازی ترمودینامیکی آب شیرین کن رطوبت زن-رطوبت زدا، اولین دوره همایش ملی مدل سازی و فناوری های جدید در مدیریت آب، بیرجند.

[4] Garcia-Rodriguez, L., (2002) Seawater desalination driven by renewable energies: a review. *Desalination*. 143(2): p. 103-113.

- [28] Ettouney, H., (2005) Design and analysis of humidification dehumidification desalination process. *Desalination*. 183(1-3): p. 341-352.
- [29] He, W., et al., (2017) Parametric analysis of a humidification dehumidification desalination system using a direct-contact dehumidifier. *Int. J. Therm. Sci.* 120: p. 31-40.
- [30] He, W., D. Han, and C. Ji, (2018) Investigation on humidification dehumidification desalination system coupled with heat pump. *Desalination*. 436: p. 152-160.
- [31] Lawal, D., et al., (2018) Humidification-dehumidification desalination system operated by a heat pump. *Energy Conversion and Management*. 161: p. 128-140.
- [32] Lawal, D.U., S.M. Zubair, and M.A. Antar, (2018) Exergo-economic analysis of humidification-dehumidification (HDH) desalination systems driven by heat pump (HP). *Desalination*. 443: p. 11-25.
- [33] Queiroz, L.A.L., et al., (2011) Water purification system using a heat pump. *Applied thermal engineering*. 31(16): p. 3354-3357.
- [34] Xu, H., et al., (2018) Experimental investigation on a solar assisted heat pump desalination system with humidification-dehumidification. *Desalination*, 437: p. 89-99.
- [35] Zhai, C. and W. Wu, (2022) Energetic, exergetic, economic, and environmental analysis of microchannel membrane-based absorption refrigeration system driven by various energy sources. *Energy*. 239: p. 122193.
- [36] Altun, A. and M. Kilic, (2020) Economic feasibility analysis with the parametric dynamic simulation of a single effect solar absorption cooling system for various climatic regions in Turkey. *Renewable Energy*. 152: p. 75-93.
- [37] Ibrahim, N.I., et al., (2021) Economic analysis of a novel solar-assisted air conditioning system with integral absorption energy storage. *J. Cleaner Produc.* 291: p. 125918.
- [38] Uçkan, İ. and A.A. Yousif, (2021) Investigation of the effect of various solar collector types on a solar absorption cooling system. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*. 43(7): p. 875-892.
- [39] Allouhi, A., et al., (2015) Solar driven cooling systems: An updated review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 44: p. 159-181.
- [40] Narayan, G.P., M.G.S. John, and S.M. Zubair, (2013) Thermal design of the humidification dehumidification desalination system: An experimental investigation. *Int. J. Heat Mass Trans.* 58(1-2): p. 740-748.
- heat from a gas turbine. *Desalination*. 71(1): p. 19-33.
- [۱۶] احمدی، ثمره و غایبی، هادی، (۱۳۹۷)، بررسی ترمودینامیکی انواع سیستم آب شیرین کن رطوبت زن- رطوبت زدا تک هیتر از نوع آب باز- هوا بسته، دوازدهمین همایش بین المللی انرژی، تهران، <https://civilica.com/doc/848635>.
- [17] Bharathan, D., B.K. Parsons, and J.A. Althof, Direct-contact condensers for open-cycle OTEC applications: Model validation with fresh water experiments for structured packings. 1988, Solar Energy Research Inst., Golden, CO (USA).
- [18] Klausner, J.F., Y. Li, and R. Mei, (2006) Evaporative heat and mass transfer for the diffusion driven desalination process. *Heat and mass transfer*. 42 :p. 528-536.
- [19] Li, Y., J.F. Klausner, and R. Mei, (2006) Performance characteristics of the diffusion driven desalination process. *Desalination*. 196(1-3): p. 188-209.
- [20] Li, Y., et al., (2006) Direct contact condensation in packed beds. *Int. J. Heat Mass Tra.* 49(25-26): p. 4751-4761.
- [21] Alnaimat, F., J.F. Klausner, and R. Mei, (2011) Transient analysis of direct contact evaporation and condensation within packed beds. *Int. J heat mass trans.*, 2011. 54(15-16): p. 3381-3393.
- [22] Alnaimat, F. and J.F. Klausner, (2012) Solar diffusion driven desalination for decentralized water production. *Desalination*. 289: p. 35-44.
- [23] Alnaimat, F., J.F. Klausner, and R. Mei, (2013) Transient dynamic response of solar diffusion driven desalination. *Applied thermal engineering*. 51(1-2): p. 520-528.
- [24] Eslamimanesh, A. and M. Hatamipour, (2009) Mathematical modeling of a direct contact humidification-dehumidification desalination process. *Desalination*, 237(1-3): p. 296-304.
- [25] Eslamimanesh, A. and M. Hatamipour, (2010) Economical study of a small-scale direct contact humidification-dehumidification desalination plant. *Desalination*. 250(1): p. 203-207.
- [26] Niroomand, N., M. Zamen, and M. Amidpour, (2015) Theoretical investigation of using a direct contact dehumidifier in humidification-dehumidification desalination unit based on an open air cycle. *Desalination and Water Treatment*. 54(2): p. 305-315.
- [27] Mehrgoo, M. and M. Amidpour, (2012) Constructal design and optimization of a direct contact humidification-dehumidification desalination unit. *Desalination*. 293: p. 69-77.

- [47] Ashrae, A.H.F. and G. Atlanta, (2009) American society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. 1.
- [48] Klein ,S., (2013) Engineering equation solver version 9. F-Chart software.
- [49] Hyland, R. and A. Wexler, (1983) Formulations for the thermodynamic properties of the saturated phases of H₂O from 173.15 K to 473.15 K. ASHRAE transactions. 89: p. 500-519.
- [50] Wagner ,W. and A. Pröß, (2002) The IAPWS formulation 1995 for the thermodynamic properties of ordinary water substance for general and scientific use. J. phys. chem. reference data. 31(2): p. 387-535.
- [41] Narayan, G.P., et al., (2010) Thermodynamic analysis of humidification dehumidification desalination cycles. Desalination and water treatment, 2010. 16(1-3): p. 339-353.
- [42] Merkel, F., Verdunstungskühlung. 1925: Vdi-Verlag.
- [43] Jaber, H. and R. Webb, (1989) Design of cooling towers by the effectiveness-NTU method..
- [44] Narayan, G.P., et al., (2010) Energy effectiveness of simultaneous heat and mass exchange devices.
- [45] Sharqawy, M.H., et al., (2014) Optimum thermal design of humidification dehumidification desalination systems. Desalination., 349: p. 10-21.
- [46] Nawayseh, N.K., et al., (1999) Solar desalination based on humidification process—II. Computer simulation. Energy conversion and management. 40(13): p. 1441-1461.