



آنالیز ترمودینامیکی آب شیرین کن رطوبت‌زا - رطوبت‌گیر با چرخه آب باز و هوا نیمه‌باز

عفاف زهرا مهدیزاده گوهری، مهران عامری*

دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه شهید باهنر کرمان، کرمان، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۲۲ آذر ۱۳۹۴
بازنگری: ۴ اردیبهشت ۱۳۹۵
پذیرش: ۹ خرداد ۱۳۹۵
ارائه آنلاین: ۲۳ مرداد ۱۳۹۵

کلمات کلیدی:

آب شیرین کن
رطوبت‌زا
رطوبت‌گیر
آنالیز ترمودینامیکی
گردش هوا نیمه باز

چکیده: یکی از سیستم‌های طراحی شده برای تهیه آب شیرین، آب شیرین کن رطوبت‌زا-رطوبت‌گیر است که می‌توان انرژی مورد نیاز این سیستم را توسط انرژی خورشیدی تامین نمود. این نوع از آب شیرین‌کن‌ها با توجه به چپش اجزای مختلف، نحوه گردش جریان آب و هوا و گرمایش هر یک از جریان‌ها به انواع مختلفی تقسیم می‌شوند. در این پژوهش آب شیرین کن رطوبت‌زا-رطوبت‌گیر با نحوه گردش هوا نیمه‌باز مورد تحلیل ترمودینامیکی قرار گرفته است. مشاهده شد که این نحوه گردش هوا در حالتی که دمای حداکثری سیستم ثابت باشد در سیستم همراه با گرمایش آب باعث افزایش بازده سیستم می‌شود ولی در سیستم همراه با گرمایش هوا تاثیری ندارد. برای هر سیستم آب شیرین کن نوع رطوبت‌زا-رطوبت‌گیر یک نسبت مشخص از دبی جرمی جریان‌ها وجود دارد که در آن، فارغ از نحوه گردش جریان هوا، بازده سیستم ثابت است. بررسی پارامترهای دما و رطوبت نسبی محیط نشان داد که این نوع آب شیرین کن کارایی لازم را برای مناطق خشک و مرطوب دارد. همچنین برای هردو حالت گرمایش آب و هوا، زمانی که دمای محیط بالا است، سیستم با گردش هوای بسته بازدهی بالاتری دارد. در سیستم با گرمایش آب و یا هوا، به ازای یک مقدار مشخص از نسبت دبی جرمی دو جریان، با تغییر نحوه گردش هوا بازده کلی سیستم تغییر نمی‌کند.

۱- مقدمه

آب نقش مهمی را در زندگی روزانه ایفا می‌کند و به دلیل بالا رفتن استانداردهای زندگی بشری، افزایش جمعیت و رو آوردن به زندگی شهری نیاز به آب سالم رو به افزایش است. آب اقیانوس‌ها در حدود ۹۶/۵٪ از آب کل کره زمین را تشکیل می‌دهند و ۳/۵٪ باقیمانده شامل آب موجود در جو زمین، یخ قطب‌ها و آب‌های زیرزمینی است و این به این معناست که تنها حدود ۰/۰۰۱۴٪ از آب جهان به طور مستقیم در اختیار انسان‌ها و دیگر جانداران قرار دارد [۱]. سازمان ملل متحد تخمین زده است که تا سال ۲۰۲۵ در حدود ۱۸۰۰ میلیون انسان در سراسر جهان با کمبود شدید آب مواجه خواهند بود [۲]. بنابراین گسترش منابع آب پاک و سالم بسیار مهم و ضروری به نظر می‌رسد.

تمامی انواع فرایندهای نمک‌زدایی از آب، به میزان قابل توجهی انرژی نیاز دارند. تخمین زده شده است که به ازای تولید یک میلیون متر مکعب آب در روز، در حدود ۱۰ میلیون تن نفت در طول سال نیاز است [۳]. با توجه به هزینه بالا منابع انرژی فسیلی و تاثیرات مخرب زیست محیطی آنها، منابع انرژی تجدیدپذیر، به ویژه انرژی خورشیدی، برای تامین انرژی مورد نیاز فرآیند نمک‌زدایی مورد توجه قرار گرفته‌اند.

در حال حاضر روش‌های بسیار خوبی برای تولید آب شیرین وجود دارد، که این راه‌حل‌ها با توجه به این واقعیت که این روش‌ها نیاز به زیرساخت‌های

قابل توجهی دارند و وابسته به سوخت‌های فسیلی هستند برای مناطق توسعه یافته مناسب ولی برای مناطق در حال توسعه مناسب نیستند. از طرف دیگر استفاده از این روش‌ها به طور معمول تنها در مقیاس بسیار بزرگ مقرون به صرفه است؛ این در حالی است که بسیاری از روستاهایی که با کمبود آب آشامیدنی سالم مواجه‌اند جوامع کوچک و پراکنده هستند. بنابراین توجه شود که هر راه حل برای این مشکل باید قابل اجرا در مقیاس کوچک و مقرون به صرفه باشد. سه مزیت عمده آب شیرین کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌گیری عبارت است از: اول، سخت‌افزار مورد نیاز برای ساخت آب شیرین کن HDH ساده است و عمدتاً می‌تواند با استفاده از مواد موجود و در دسترس ساخته شود. دوم، به عنوان یک روش نمک‌زدایی حرارتی در دمای پایین، HDH به راحتی توسط گرمایش خورشیدی راه‌اندازی می‌شود؛ بنابراین به هیچ سوختی نیاز ندارد و انرژی الکتریکی مورد نیاز آن بسیار کم است. در نهایت، به عنوان یک فرآیند نمک‌زدایی، آب تولیدی توسط HD خلوص بسیار بالایی دارد و ظرفیت تولید آب این نوع آب شیرین کن در حدود ۱-۱۰۰ مترمکعب در روز [۴] است. فرآیند نمک‌زدایی، رطوبت‌زنی-رطوبت‌گیری در واقع تقلیدی از چرخه طبیعی آب در طبیعت است و بر این واقعیت که هوا می‌تواند با مقدار مشخصی از بخار آب مخلوط شود استوار است. همچنین هوا این قابلیت را دارد که با افزایش دما میزان بخار آب موجود در آن را افزایش داد. این تکنولوژی در سال‌های اخیر بسیار مورد توجه قرار گرفته است. با

حاضر درصدد آن است که به بررسی این نحوه گردش هوا در HDH همراه با گرمایش هوا و آب به صورت جداگانه به واسطه تحلیل ترمودینامیکی بپردازد و از این تحلیل در بهبود عملکرد این نوع آب‌شیرین‌کن بهره گیرد.

۲- توصیف سیستم

یک سیستم آب‌شیرین‌کن HDH از سه زیر مجموعه (۱) گرم‌کن (خورشیدی، الکتریکی و ...) جهت گرمایش آب و یا هوا (۲) محفظه رطوبت‌زا و یا تبخیرکننده (۳) محفظه رطوبت‌گیر و یا چگالنده تشکیل شده است. با توجه به چپش این اجزا و گرمایش هر یک از جریان‌های، آب‌شیرین‌کن‌ها به دسته‌بندی‌های مختلفی تقسیم می‌شوند.

HDH به انواع مختلفی دسته بندی می‌شود که از نقطه نظر باز و یا بسته بودن سیستم به چهار دسته عمده تقسیم می‌شوند (الف) آب بسته - هوا باز^۱ (ب) آب باز - هوا بسته^۲ (ج) آب باز - هوا باز^۳ (د) آب بسته - هوا بسته^۴. همچنین این سیستم‌ها از نقطه نظر گرمایش به دو دسته گرمایش آب یا گرمایش هوا تقسیم می‌شوند.

آب‌شیرین‌کنی که در این تحقیق مورد بررسی قرار گرفته در شکل ۱ نمایش داده شده است. آب شور با ورود به محفظه رطوبت‌گیر و ایفای نقش جریان سرد در مبدل جرمی و حرارتی و سپس ورود به محفظه رطوبت‌زا (مبدل جرمی و حرارتی) و تماس با هوا و در نهایت خروج از محفظه رطوبت‌زا یک چرخه باز را طی می‌کند. هوای مرطوب خروجی از محفظه رطوبت‌زا ابتدا وارد محفظه رطوبت‌گیر می‌شود و پس از آنکه بخشی از رطوبت موجود چگالیده شد (آب خالص) درصدی از هوای خروجی محفظه رطوبت‌گیر به هوای آزاد منتقل می‌شود و مابقی (هوای بازگردانده شده) با هوای تازه مخلوط شده و وارد محفظه رطوبت‌زا می‌شود. بنابراین هوا یک چرخه نیمه‌باز را طی می‌کند.

نارایان و همکاران [۱۳] در پژوهش خود طرح جدیدی از گرمایش هوا را ارائه کردند. در این طرح، هوا بعد از خروج از محفظه رطوبت‌زا گرم می‌شود و نشان دادند که این نحوه گرمایش هوا بسیار کارآمدتر از گرمایش هوا قبل از ورود به محفظه رطوبت‌زا (پیش گرمایش هوا) است. بنابراین در این پژوهش هوا بعد از خروج از محفظه رطوبت‌زا گرم می‌شود.

با توجه به گرمایش جریان آب و یا جریان هوا، دو نوع آب‌شیرین‌کن زیر مورد بررسی قرار گرفته اند.

- (الف) آب باز و هوا نیمه‌باز همراه با گرمایش آب
(ب) آب باز و هوا نیمه‌باز همراه با گرمایش هوا

توجه به نحوه گردش هوا، مطالعات صورت گرفته به دو دسته کلی سیکل هوا باز و هوا بسته تقسیم شده اند. الحلاج و همکاران [۵] سیستم با گردش هوای بسته و آب باز، همراه با گرمایش آب را بررسی کردند و در نتایج ذکر کردند با افزایش دبی جرمی آب ورودی به سیستم، بازده سیستم تا یک نقطه بهینه افزایش می‌یابد و بعد از آن بازده کاهش پیدا می‌کند. فث و همکاران [۶] یک آب‌شیرین‌کن نوع HDH با گردش هوای بسته همراه با پیش گرمایش هوا (هوا قبل از ورود به محفظه رطوبت‌زا گرم می‌شود) را مورد مطالعه قرار دادند و بیان کردند هرچه تابش خورشیدی بالاتر و بازده محفظه‌های رطوبت‌گیر و رطوبت‌زا بیشتر باشد، میزان آب پاک به دست آمده نیز بیشتر است. نافی و همکاران [۷] آب‌شیرین‌کن با گردش هوا بسته همراه با گرمایش آب و پیش گرمایش هوا را مورد مطالعه قرار دادند. در این سیستم از یک چرخه آب مجزا جهت چگالش آب موجود در محفظه رطوبت‌گیر استفاده شد و دریافتند هرچه دمای آب و هوای ورودی به محفظه رطوبت‌زا بیشتر باشد، آب پاک به دست آمده نیز بیشتر است.

دای و همکاران [۸،۹] یک آب‌شیرین‌کن نوع HDH با گردش هوا بسته همراه با گرمایش آب را بررسی کردند و دریافتند بازده آب‌شیرین‌کن به شدت به دمای آب و هوای ورودی به محفظه رطوبت‌زا، دبی جرمی آب و دبی جرمی هوای در گردش داخل سیستم وابسته است. محمد و همکاران [۱۰] سیستم HDH با گردش هوای باز همراه با گرمایش آب و پیش گرمایش هوا را مورد مطالعه قرار دادند. در این پژوهش از یک کلکتور سهموی جهت تامین انرژی مورد نیاز استفاده شد و نشان داده شده است که میزان آب تولید شده وابسته به تابش خورشیدی و بازه زمانی تابش (طول روز) است. بنابراین در فصل تابستان، حداکثر مقدار آب پاک از این نوع HDH تولید می‌شود. یوان و همکاران [۱۱] نیز یک سیستم HDH با گردش هوای باز همراه با گرمایش آب و پیش گرمایش هوا را بررسی کردند. این سیستم دارای یک چرخه آب مجزا جهت چگالش آب موجود در محفظه رطوبت‌گیر بود. در این پژوهش نشان داده شده است که تحت شرایط خنک کاری یکسان، بالا بردن دما و رطوبت نسبی هوای خروجی از محفظه رطوبت‌زا باعث افزایش آب پاک تولید شده می‌شود.

اورفی و همکاران [۱۲] یک آب‌شیرین‌کن HDH همراه با گرمایش آب و پیش گرمایش هوا را در دو حالت گردش هوا بسته و باز را بررسی کردند. در این پژوهش نشان داده شده است که بازده سیستم به نسبت دبی جرمی آب و دبی جرمی هوا وابسته است و در تمامی طول سال به جز ماه‌های نوامبر و دسامبر، بازده سیستم با گردش هوای باز بیشتر از بازده سیستم با گردش هوای بسته است.

بنابراین از آنجایی که در هیچ یک از پژوهش‌های گذشته، آب‌شیرین‌کن رطوبت‌زا - رطوبت‌گیر با مشخصه چرخه آب باز و هوا نیمه‌باز با گرمایش آب و یا هوا مورد مطالعه قرار نگرفته است؛ گردش هوا در این سیستم، بدین صورت است که بخشی از هوا پس از خروج از محفظه رطوبت‌گیر به محیط منتقل و مابقی همراه با هوای تازه به محفظه رطوبت‌زا وارد می‌شود. تحقیق

- 1 Open-Air Closed-Water (OACW)
- 2 Closed-Air Open-Water (CACW)
- 3 Open-Air Open-Water (OAOW)
- 4 Closed-Air Closed-Water (CACW)

- دمای آب ورودی به سیستم ثابت و برابر 30°C است.

۳-۲- بازده آب شیرین کن

نسبت خروجی به دست آمده نسبت حاصلضرب گرمای نهان تبخیر در دبی جرمی آب خالص تولید شده به نرخ گرمای ورودی به سیستم است. در واقع این مشخصه، میزان کارآمدی سیستم را بیان می‌کند و همچنین یک شاخص خوب برای تعیین میزان انرژی بازیاب شده، می‌باشد.

$$GOR = \frac{\dot{m}_p h_{fg}}{\dot{Q}_{in}} \quad (1)$$

h_{fg} گرمای نهان تبخیر در دمای محیط و یا دمای شرایط مرده $[T_0=20^{\circ}\text{C}$ و $P_0=1\text{atm}$ و $\phi_0=60\%$] است. چنانچه مقدار GOR برابر یک باشد بدین معناست که انرژی مورد نیاز سیستم دقیقاً برابر با انرژی لازم برای تبخیر مقدار آب تولیدی است و در نتیجه در سیستم انرژی بازیاب نشده است. بنابراین هدف آن است که GOR عددی بزرگتر از یک باشد و این به معنای انرژی لازم کمتر به ازای هر واحد آب تولید شده است.

۳-۳- نسبت ظرفیت گرمایی

نسبت ظرفیت گرمایی^۱ برای مبدل‌های حرارتی و مبدل‌های جرم و حرارتی مانند محفظه رطوبت‌گیر و رطوبت‌زا، نسبت ظرفیت گرمایی به صورت نسبت حداکثر تغییر انتالپی جریان سرد به حداکثر تغییر انتالپی جریان گرم تعریف می‌شود.

$$HCR = \frac{\Delta\dot{H}_{max,c}}{\Delta\dot{H}_{max,h}} \quad (2)$$

۳-۴- میزان هوای بازگردانده شده

به منظور تعیین میزان هوای بازگردانده شده^۲ به سیستم، پارامتر "F" به این صورت تعریف شده است: نسبت دبی جرمی هوای خشک برگردانده شده از خروجی محفظه رطوبت‌گیر، بر دبی جرمی کل هوای خشک در حال گردش داخل سیستم.

$$F = \frac{\dot{m}_{da,returned}}{\dot{m}_{da}} = 1 - \frac{\dot{m}_{da,fresh\ air,in}}{\dot{m}_{da}} \quad (3)$$

۳-۵- معادلات حاکم

معادلات حاکم بر هر یک از اجزا سیستم آب شیرین کن به صورت زیر است.

۳-۵-۱- موازنه جرم

موازنه جرم در هر یک از اجزاء سیستم را می‌توان به صورت مستقل

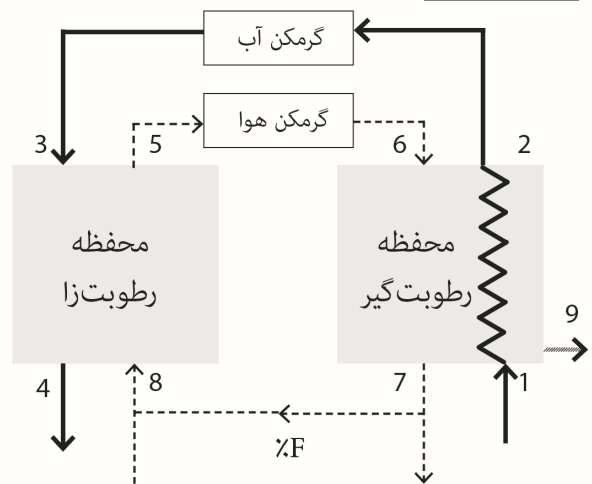
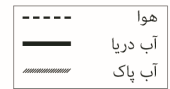


Fig. 1. Schematic diagram of the semi-open air and open water (SOAOW) humidification-dehumidification desalination system with heater.

شکل ۱: نمایی از سیستم آب شیرین کن رطوبت‌زا - رطوبت‌گیر با چرخه آب باز و چرخه هوا نیمه‌باز همراه با گرمکن

۳- مدل‌سازی

۳-۱- فرضیات

آب در حال گردش در سیستم آب شیرین کن، آب دریا است ولی برای محاسبات، خواص آب دریا مشابه آب خالص در نظر گرفته شده است. مطالعات گذشته نشان داده است که خواص، به طور مثال فشار بخار، به ازای 10000 ppm ناخالصی تنها حدود ۱٪ تغییر می‌کنند و حداکثر مقدار بازده آب شیرین کن برای ناخالصی 35000 ppm کمتر از ۸٪ تغییر دارد. این در حالی است که روند تغییرات کاملاً یکسان دنبال می‌شود [۱۴-۱۶]. بنابراین از آنجایی که هدف این تحقیق بررسی ترمودینامیکی روند تغییرات سیستم HDH است و این تغییرات کوچک در خواص ترمودینامیکی، تنها بر روی مقدار نتایج تاثیر می‌گذارند و بر روند کلی و نتیجه‌گیری تاثیری ندارد از خواص ترمودینامیکی آب استفاده می‌شود.

برای محاسبه بازده سیستم، یک آنالیز ترمودینامیکی انجام گرفته است که شامل فرضیات زیر است:

- شرایط پایا و در فشار اتمسفر در نظر گرفته شده است.
- تاثیر تغییرات انرژی پتانسیل و جنبشی ناچیز است.
- هیچ گونه اتلاف حرارتی در محفظه رطوبت‌زا و رطوبت‌گیر رخ نمی‌دهد.
- دمای حداکثری سیستم ثابت و جز مفروضات است.
- توان پمپ و فن در مقایسه با انرژی ورودی به سیستم قابل صرف نظر هستند.
- هوای مرطوب در خروجی محفظه رطوبت‌زا و رطوبت‌گیر اشباع $(\phi = 1)$ است.

1 Heat Capacity Ratio

2 Returned air

$$T_p = 0.0051918T_{WB,in}^2 + 0.0027692T_{WB,out}^2 - 0.007417T_{WB,in} \times T_{WB,out} - 0.41913T_{WB,in} + 1.0511T_{WB,out} + 61.6186 \quad (17)$$

تمامی دماها بر حسب کلونین بوده و با حداکثر خطای نسبی ۰/۰۵٪ در محدوده $293K \leq T_{WB} \leq 363K$ دارای جواب است.

۳-۶- بازده میدل

با توجه به مسئله ترمودینامیکی پیش رو، واضح است که پنج مجهول وجود دارد و سه معادله؛ بنابراین با تعریف بازده محفظه‌های رطوبت‌زا و رطوبت‌گیر به صورت زیر، تعداد معادلات و مجهولات مسئله برابر خواهد شد.

$$\varepsilon_a = \frac{\Delta \dot{H}_a}{\Delta \dot{H}_{ideal,a}} \quad (18)$$

$$\varepsilon_w = \frac{\Delta \dot{H}_w}{\Delta \dot{H}_{ideal,w}}$$

برای محاسبه اختلاف انتالپی ایده آل فرض می‌شود که اختلاف دما بین ورودی و خروجی جریان‌ها در ابتدا (یا انتها) محفظه وجود ندارد ($T_{w,out,ideal} = T_{a,in}$ و $T_{a,out,ideal} = T_{w,in}$) (۱۷) با توجه به قانون اول ترمودینامیک برابر است و همچنین جریانی که مقدار ظرفیت گرمایی کوچکتری دارد تغییر انتالپی ایده‌آل کمتری خواهد داشت؛ بنابراین مقدار بازدهی واقعی میدل همواره بزرگتر از دو عبارت تعریف شده خواهد بود و می‌توان بازده میدل را برابر بزرگترین این دو مقدار در نظر گرفت [۱۳].

$$\varepsilon = \max(\varepsilon_w, \varepsilon_a) \quad (19)$$

۴- روش حل و اعتبار سنجی

با توجه به پیچیدگی آنالیز سیستم که شامل چندین جریان و همراه با اختلاط است؛ نرم‌افزار EES [۱۷] برای حل معادلات به کار گرفته شده است.

به منظور بررسی صحت مدلسازی و نتایج، حالت‌های خاصی مانند بازده محفظه‌ها برابر یک و یا صفر به برنامه داده شده است تا اطمینان حاصل شود که مدل سازی به درستی صورت گرفته است. در حالتی که $F=1$ است سیستم دارای چرخه هوا بسته و آب باز می‌باشد؛ بنابراین برای اعتبارسنجی جواب‌های به دست آمده در این حالت، با جواب‌های پژوهش‌های میستری و همکاران [۱۴] و نارایان و همکاران [۱۳] مقایسه شده است. این مقایسه برای سیستم با گرمایش هوا با دمای حداکثری متفاوت در جدول ۱- جدول ۱، سیستم با گرمایش آب در حالت بازده محفظه رطوبت‌زا مختلف در جدول ۲ و سیستم با گرمایش آب در دمای حداکثری مختلف در جدول ۳ آورده شده‌اند. همچنین برای مقایسه جواب‌های پژوهش حاضر با پژوهش میستری و همکاران [۱۴] برای سیستم با گرمایش آب و هوا به ازای مقادیر

نوشت. موازنه جرم آب در حال گردش در سیستم به صورت زیر است:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_w \quad (4)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_w - \dot{m}_{da}(\omega_5 - \omega_8) = \dot{m}_b \quad (5)$$

$$\dot{m}_p = \dot{m}_{da}(\omega_6 - \omega_7) \quad (6)$$

همچنین موازنه جرم برای جریان هوا در سیستم به صورت زیر است.

$$\dot{m}_{da} = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (7)$$

نسبت دبی جرمی آب به دبی جرمی هوای خشک به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$m_r = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{da}} \quad (8)$$

۳-۵-۲- موازنه انرژی و انتروپی

موازنه انرژی و انتروپی در سیستم HDH به صورت زیر است. محفظه رطوبت‌زا:

$$\dot{m}_w h_3 - \dot{m}_b h_4 + \dot{m}_{da} (h_8 - h_5) = 0 \quad (9)$$

$$\dot{m}_w s_4 - \dot{m}_b s_3 + \dot{m}_{da} (s_5 - s_8) = \dot{S}_{gen,H} > 0 \quad (10)$$

محفظه رطوبت‌گیر:

$$\dot{m}_w (h_1 - h_2) - \dot{m}_p h_9 + \dot{m}_{da} (h_6 - h_7) = 0 \quad (11)$$

$$\dot{m}_w (s_2 - s_1) + \dot{m}_p s_9 + \dot{m}_{da} (s_7 - s_6) = \dot{S}_{gen,D} > 0 \quad (12)$$

گرمکن:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_h (h_{out} - h_{in}) \quad (13)$$

$$\dot{S}_{gen,HT} = \dot{m}_h (s_{out} - s_{in}) \quad (14)$$

همچنین برای محاسبه h_8 می‌توان نوشت:

$$F\dot{m}_{da} h_7 + (1-F)\dot{m}_{da} h_0 - \dot{m}_{da} h_8 = 0 \quad (15)$$

$$\dot{m}_{da} h_8 - (1-F)\dot{m}_{da} h_0 - F\dot{m}_{da} h_7 = \dot{S}_{gen,mix} > 0 \quad (16)$$

میستری و همکاران [۱۴] در پژوهش خود نشان دادند که دمای آب تولید شده در خروجی محفظه رطوبت‌گیر تابعی از دمای حباب تر^۱ هوای ورودی و خروجی این محفظه است و معادله زیر را جهت محاسبه آن ارائه کردند.

[۱۳، ۱۸]. در این پژوهش نشان داده شد که علاوه بر نسبت جرمی، درصد هوا برگردانده شده از خروجی محفظه رطوبت‌گیر به محفظه رطوبت‌زا (F) نیز جز پارامترهای موثر و قابل تغییر در حین عملکرد است. بنابراین برای آن که بتوان مقایسه‌ای بین پژوهش‌های گذشته و پژوهش حاضر انجام داد در شکل‌های ۲ و ۳، نمودارهای تغییرات GOR به ازای مقادیر مختلف F به ترتیب در حالت گرمایش آب و گرمایش هوا نسبت به m_r رسم شده‌اند. در برخی مقادیر m_r ، روند سیکل در یکی از محفظه‌های رطوبت‌زا و یا رطوبت‌گیر معکوس می‌شود و یا به عبارت دیگر تغییرات انتروپی در آن محفظه با توجه به روابط ارائه شده منفی می‌شود؛ بنابراین امتداد نمودار به ازای آن مقادیر m_r رسم نشده است.

میلر و همکاران [۱۹] در پژوهش خود نشان دادند زمانی که HCR در هر دو محفظه رطوبت‌زا و رطوبت‌گیر برابر یک است، سیستم حداکثر مقدار GOR را خواهد داشت. در شرایطی که $HCR=1$ است؛ بدین معناست که تغییر دمای جریان گرم با تغییر دما در جریان سرد برابر است و هر دو جریان تغییرات دما خطی با شیب یکسان را دارند. به عبارت دیگر عامل انتقال حرارت (اختلاف دما) در دو جریان برابر است و در این حالت سیستم را متعادل می‌گویند. همچنین نشان داده شده است که متعادل ساختن محفظه رطوبت‌گیر بروی بازده سیستم بسیار موثرتر از متعادل ساختن محفظه رطوبت‌زا است. بنابراین در این پژوهش صرفاً به بررسی نسبت ظرفیت گرمایی در محفظه رطوبت‌گیر پرداخته شده است.

در شکل‌های ۲ و ۳ نشان داده شده است زمانی که مقدار HCR در محفظه رطوبت‌گیر به ازای مقادیر مختلف F برابر شده است، بازده سیستم یکسان می‌شود. به عبارت دیگر زمانی که در یک نسبت جرمی مشخص، نسبت ظرفیت گرمایی جریان آب به ظرفیت گرمایی جریان هوای مرطوب ورودی به محفظه رطوبت‌گیر برابر شود دمای آب و هوای مرطوب خروجی

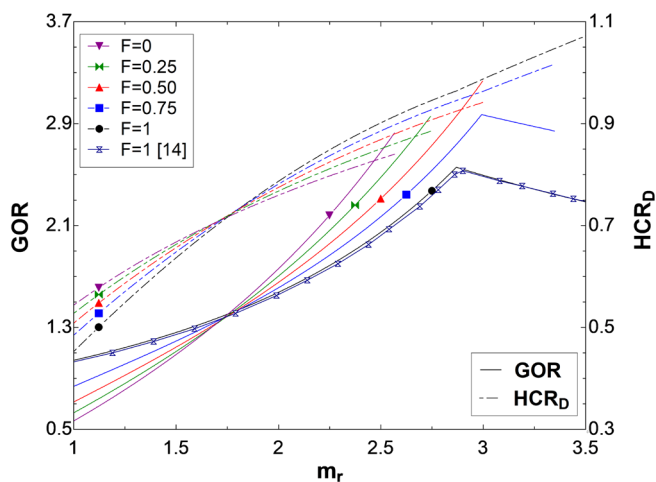


Fig. 2. Variation of GOR and HCR of dehumidification with m_r of a SOAOW, water-heated HDH with $\varepsilon_H=\varepsilon_D=0.9$ and $T_3=70^\circ\text{C}$. [GOR — , HCR_D - -]

شکل ۲: مقدار GOR و HCR_D بر حسب m_r برای سیستم با گرمایش آب در دمای $T_3=70^\circ\text{C}$ و $\varepsilon_H=\varepsilon_D=0.9$ به ازای مقادیر مختلف F [GOR — , HCR_D - -]

مختلف m_r به ترتیب در شکل‌های ۲ و ۳ آورده شده‌اند.

جدول ۱: مقدار GOR برای سیستم CAOW با گرمایش هوا در $m_r=1/5$ و $\varepsilon_H=\varepsilon_D=0.9$ و دمای آب ورودی 30°C .

Table 1. GOR of a CAOW air-heated HDH with $m_r=1.5$, $\varepsilon_H=\varepsilon_D=0.9$ and seawater inlet of 30°C .

	۹۰	۸۰	۷۰	۶۰	$T_{inlet\ air,D} (^\circ\text{C})$
GOR	۳/۰۹	۳/۰۴	۲/۹۹	۲/۹۴	پژوهش حاضر
	۳/۰۷	۳/۰۲	۲/۹۶	۲/۹۰	پژوهش میستری و همکاران [۱۴]

جدول ۲: مقدار GOR برای سیستم CAOW با گرمایش آب در دمای حداکثری برابر 70°C ، $m_r=2$ و $\varepsilon_D=0.9$ و دمای آب ورودی 30°C .

Table 2. GOR of a CAOW water-heated HDH with $m_r=2$, $\varepsilon_D=0.9$, $T_{top}=70^\circ\text{C}$ and seawater inlet of 30°C .

	۰/۹	۰/۸	۰/۷	ε_H
GOR	۱/۵۸	۱/۳۷	۱/۱۷	پژوهش حاضر
	۱/۵۵	۱/۳۵	۱/۱۴	پژوهش میستری و همکاران [۱۴]

جدول ۳: مقدار GOR برای دمای حداکثری سیستم CAOW با گرمایش آب در $m_r=2$ و $\varepsilon_H=\varepsilon_D=0.92$ و دمای آب ورودی 35°C .

Table 3. GOR of a CAOW water-heated HDH with $m_r=2$, $\varepsilon_H=\varepsilon_D=0.92$ and seawater inlet of 35°C .

	۹۰	۸۰	۷۰	۶۰	$T_{inlet\ water,H} (^\circ\text{C})$
GOR	۱/۰۶	۱/۱۹	۱/۴۲	۱/۸۸	پژوهش حاضر
	۱/۰۳	۱/۱۷	۱/۳۶	۱/۸۲	پژوهش نارایان و همکاران [۱۳]

لازم به ذکر است که در پژوهش نارایان و همکاران [۱۳] گرمای نهان تبخیر آورده شده در رابطه (۱) در فشار محیط ($h_{fg}(P_0)$) محاسبه شده است. مشاهده می‌شود در تمامی حالات آورده شده در جداول حداکثر خطای نسبی ۳٪ است.

۵- نتایج

۵-۱- تاثیر نسبت دبی جرمی جریان (m_r)

در پژوهش‌های گذشته نشان داده شده است که GOR تابعی از نسبت دبی جرمی جریان‌ها، بازده هر یک محفظه‌های رطوبت‌زا و رطوبت‌گیر و دمای آب ورودی به سیستم و ... است و تمامی این پارامترها، به جز نسبت دبی جرمی جریان‌ها، یک پارامتر ورودی ثابت هستند و بنابراین پس از طراحی و ساخت سیستم و در حین عملکرد قابل تغییر نیستند؛ در نتیجه تاثیر این پارامترهای موثر بر مقدار GOR نسبت به m_r بررسی و رسم شده اند

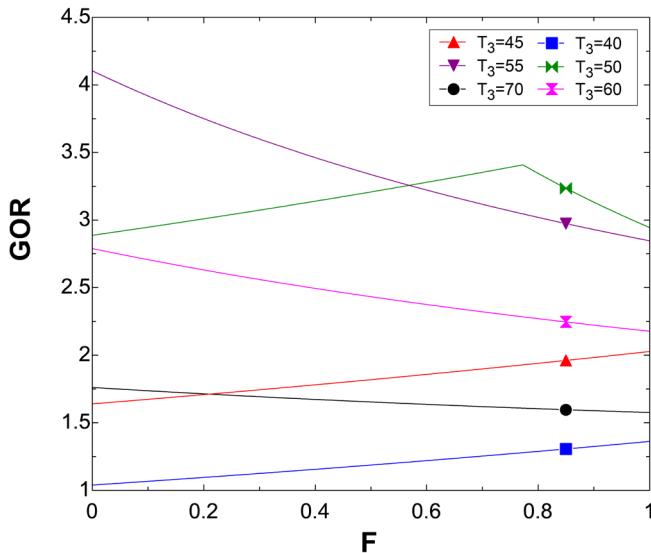


Fig. 4. Variation of GOR versus F for a SOAOW, water-heated HDH with $m_r=2$ and $\varepsilon_H=\varepsilon_D=0.9$.

شکل ۴: مقدار GOR بر حسب F برای سیستم با گرمایش آب در $m_r=2$ و $\varepsilon_H=\varepsilon_D=0.9$

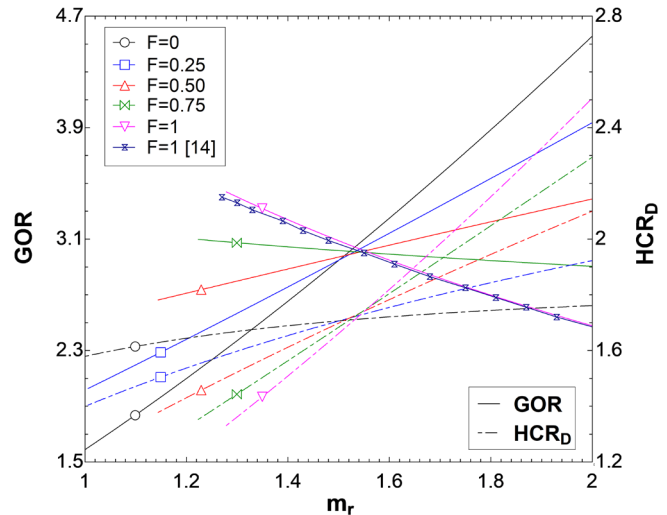


Fig. 3. Variation of GOR and HCR of dehumidification with m_r of a SOAOW, air-heated HDH with $\varepsilon_H=\varepsilon_D=0.9$ and $T_6=90^\circ\text{C}$. [GOR —, HCR_D - -]

شکل ۳: مقدار GOR و HCR_D بر حسب m_r برای سیستم با گرمایش هوا در دمای $T_6=90^\circ\text{C}$ و $\varepsilon_H=\varepsilon_D=0.9$ به ازای مقادیر مختلف F [GOR —, HCR_D - -]

از محفظه رطوبت گیر به ازای تمامی مقادیر F ثابت است. بنابراین به ترتیب، میزان بخار آب چگالیده شده (m_p) و گرمای ورودی به سیستم (Q_{in}) ثابت است و در نتیجه در یک m_r مشخص در حالت گرمایش آب یا گرمایش هوا به ازای تمامی مقادیر F ، مقدار GOR تغییر نمی کند.

۵-۲- تاثیر دمای حداکثری سیستم (Top Temperature)

شکل ۴ مقدار GOR بر حسب F در دمای حداکثری مختلف برای سیستم با گرمایش آب را نشان می دهد. لازم به ذکر است در موارد تحلیل مقادیر GOR با توجه به رابطه (۱) باید تغییرات صورت و مخرج کسر همزمان مورد بررسی قرار گیرد.

شکل ۴ از دو نقطه نظر حائز اهمیت است. الف) در دمای ثابت با افزایش F در محدوده دمایی پایین، GOR افزایش، در دماهای بالا کاهش و در دمای 50°C ، GOR ابتدا افزایش و سپس کاهش می یابد. ب) در F ثابت، با افزایش دما ابتدا GOR افزایش و سپس کاهش می یابد.

مشاهده می شود چنانچه سیستم با دمای حداکثری 50°C در حالت گردش هوا به صورت نیمه باز ($F=0.77$) باشد، بازده سیستم (GOR) به $3/4$ می رسد در حالی که اگر سیستم گردش هوا به صورت بسته ($F=1$) باشد بازده سیستم برابر $2/94$ و یا اگر گردش هوا به صورت باز ($F=0$) باشد، بازده سیستم برابر $2/88$ خواهد بود. دلیل تغییر روند GOR در دمای ثابت آن است که، زمانی که سیستم در دمای پایین کار می کند هرچه درصد هوای خروجی محفظه رطوبت گیر که به محفظه رطوبت زا برگردانده می شود، افزایش یابد (افزایش F) دمای هوای ورودی و در نتیجه دمای هوای خروجی محفظه رطوبت زا و رطوبت نسبی آن نیز افزایش می یابند و آب چگالیده شده رو به افزایش است. همچنین این هوای گرم با انتقال انرژی به آب در محفظه

رطوبت گیر و بالا بردن دمای آب ورودی به گرمکن باعث می شود انرژی لازم جهت گرمایش آب کاهش پیدا کند؛ در نتیجه افزایش GOR مشاهده می شود. حال هرچه دمای کاری سیستم بالاتر رود این روند ادامه دارد تا جایی که با افزایش دمای هوای ورودی محفظه رطوبت زا، به دلیل پایین بودن ظرفیت گرمایی هوا نسبت به آب، تغییر انتالپی در جریان هوا کمتر از تغییر انتالپی در جریان آب است. بنابراین میزان افزایش دمای هوای خروجی محفظه رطوبت زا و به طبع رطوبت موجود در آن کاهش می یابد و در نتیجه آب چگالیده شده کاهش، گرمای لازم افزایش و در نهایت GOR کاهش می یابد.

نارایان و همکاران [۱۳] در پژوهش خود نشان دادند (جدول ۳) که با افزایش دما (90°C – 60°C) در یک m_r مشخص برای سیستم هوا بسته ($F=1$)، کاهش GOR مشاهده می شود که در شکل ۴ نیز در همین محدوده دمایی برای $F=1$ روند مشابه است. برای محدوده دماهای پایین (40°C – 55°C) با افزایش دما، GOR نیز افزایش می یابد. بنابراین در هر F ثابت با افزایش دما، GOR ابتدا افزایش و سپس کاهش می یابد.

در شکل ۵ نمودار تغییرات GOR و اختلاف نسبت رطوبت موجود در هوای خروجی و ورودی محفظه رطوبت گیر بر حسب حداکثر دمای کاری سیستم (T_3) آمده است شیب دبی جرمی آب خالص (\dot{m}_p) با افزایش دمای کاری سیستم تغییر می کند. با افزایش دما گرمای مورد نیاز ورودی به سیستم نیز افزایش می یابد بنابراین دمای آب ورودی به محفظه رطوبت زا افزایش و در نتیجه دما و رطوبت هوای خروجی از این محفظه ($w_{D,in}$) نیز رو به افزایش است. از طرف دیگر به دلیل محدودیت ظرفیت آب ورودی به محفظه رطوبت گیر برای سرمایش و چگالیده شدن رطوبت موجود در هوا، نرخ آب چگالیده شده کمتر از نرخ رطوبت خروجی از رطوبت زا خواهد بود. بنابراین با

۵-۳- تاثیر رطوبت نسبی محیط (ϕ_0)

در شکل‌های ۷ و ۸ تاثیر رطوبت نسبی محیط بروی بازده کلی سیستم بر حسب F به ترتیب در سیستم با گرمایش آب و گرمایش هوا نمایش داده شده است. مشاهده می‌شود هرچه هوای محیط مرطوب‌تر باشد بازده سیستم بالاتر است.

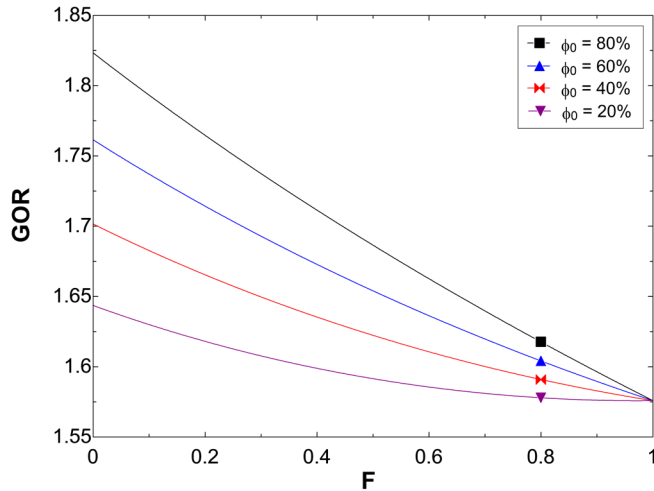


Fig. 7. Variation of GOR versus F for a SOAOW water-heated HDH with $m_r=2$ and $\epsilon_H=\epsilon_D=0.9$ and $T_3=70^\circ\text{C}$

شکل ۷: مقدار GOR بر حسب F برای سیستم با گرمایش آب در دمای $\epsilon_H=\epsilon_D=0.9$ و $m_r=2$ و $T_3=70^\circ\text{C}$

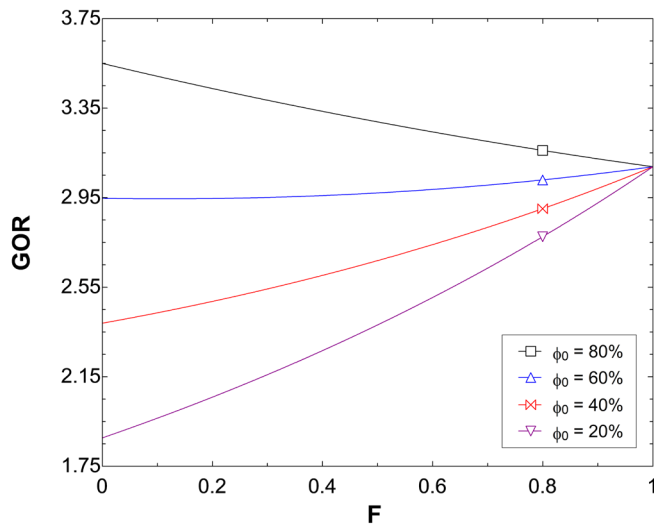


Fig. 8. Variation of GOR versus F for a SOAOW air-heated HDH with $m_r=1.5$ and $\epsilon_H=\epsilon_D=0.9$ and $T_6=90^\circ\text{C}$

شکل ۸: مقدار GOR بر حسب F برای سیستم با گرمایش هوا در دمای $\epsilon_H=\epsilon_D=0.9$ و $m_r=1.5$ و $T_6=90^\circ\text{C}$

بدیهی است سیستمی که در آن گردش هوا بسته است ($F=1$)، رطوبت نسبی هوای محیط تاثیری بر بازده آن ندارد.

توجه به تعریف GOR صورت و مخرج هر دو در حال افزایش هستند ولی شیب افزایش صورت با افزایش حداکثر دمای سیستم کم می‌شود. بنابراین در هر مقدار ثابت F برای آب‌شیرین‌کن با گرمایش آب با افزایش دمای حداکثری سیستم ابتدا GOR افزایش و سپس کاهش می‌یابد. به عبارت دیگر در هر F یک دمای بهینه وجود دارد که به ازای آن، سیستم حداکثر بازدهی را دارد.

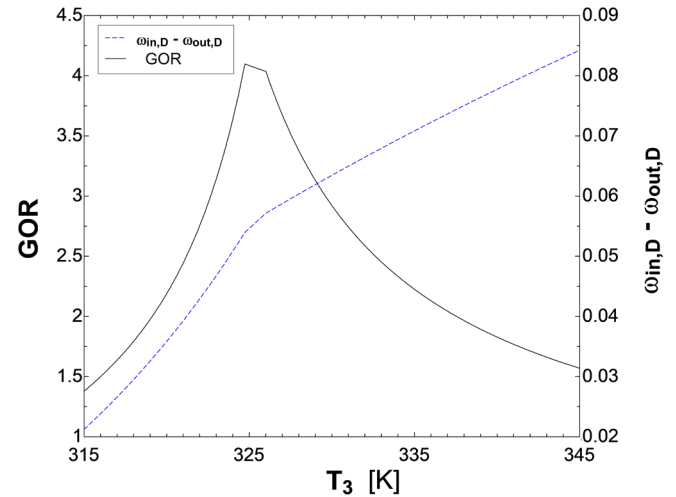


Fig. 5. Variation of GOR and difference of humidity (ω) of inlet and outlet air of dehumidification versus top temperature of a SOAOW, water-heated system with $F=0.5$, $m_r=2$ and $\epsilon_H=\epsilon_D=0.9$.

شکل ۵: نمودار GOR و اختلاف رطوبت موجود در ورودی و خروجی محفظه رطوبت گیر (ω) بر حسب دمای حداکثری سیستم (T_3) برای سیستم با گرمایش آب و $F=0.5$ و $m_r=2$ و $\epsilon_H=\epsilon_D=0.9$

در شکل ۶ مقدار GOR بر حسب F در دمای حداکثری مختلف برای سیستم با گرمایش هوا می‌شود در دماهای مختلف مقدار حداکثری GOR در F برابر یک و یا صفر رخ می‌دهد بدین معنا که می‌توان با توجه به دمای حداکثری سیستم (T_6) نوع سیستم با گردش هوا باز یا هوا بسته که بیشترین بازده را دارد تعیین نمود.

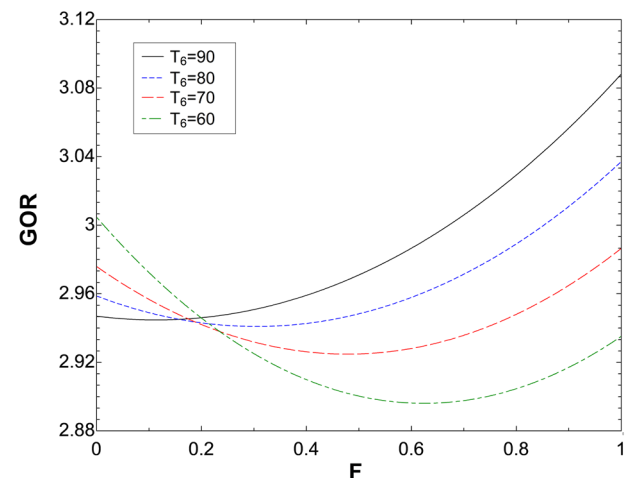


Fig. 6. Variation of GOR versus F for a SOAOW, air-heated HDH with $m_r=1.8$ and $\epsilon_H=\epsilon_D=0.85$.

شکل ۶: مقدار GOR بر حسب F برای سیستم با گرمایش هوا در $\epsilon_H=\epsilon_D=0.85$ و $m_r=1.8$

دمای محیط (T_0) محاسبه می‌شود و سیستم با گردش هوا بسته متاثر از دمای محیط نیست.

۵-۵- تاثیر بازده محفظه رطوبت‌زا و رطوبت‌گیر (ϵ_D, ϵ_H)
 شکل‌های ۱۱ و ۱۲ تاثیر بازده محفظه‌های رطوبت‌گیر و رطوبت‌زا بر GOR را بر حسب F به ترتیب برای سیستم با گرمایش آب و گرمایش هوا نشان می‌دهند. بدیهی است که با افزایش بازده هر یک از محفظه‌های رطوبت‌زا و یا رطوبت‌گیر مقدار GOR افزایش خواهد یافت.

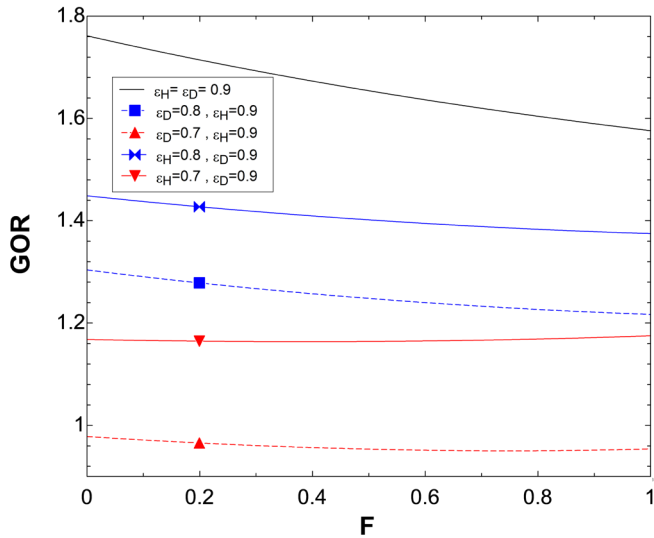


Fig. 11. Variation of GOR versus F for a SOAOW water-heated HDH with $m_r=2$ and $T_3=70^\circ\text{C}$

شکل ۱۱: مقدار GOR بر حسب F برای سیستم با گرمایش آب در دمای $m_r=2$ و $T_3=70^\circ\text{C}$

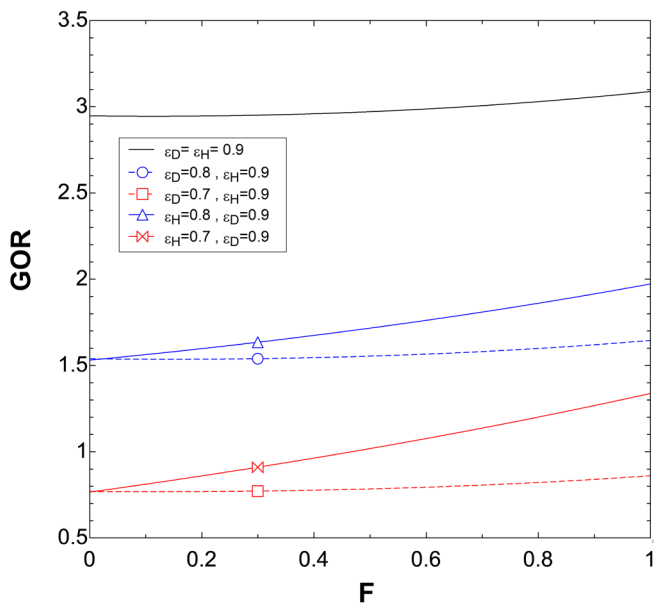


Fig. 12. Variation of GOR versus F for a SOAOW water-heated HDH with $m_r=1.5$ and $T_6=90^\circ\text{C}$

شکل ۱۲: مقدار GOR بر حسب F برای سیستم با گرمایش هوا در دمای $m_r=1.5$ و $T_6=90^\circ\text{C}$

۵-۴- تاثیر دمای محیط (T_0)

در شکل‌های ۹ و ۱۰ تاثیر دمای محیط بروی GOR بر حسب F به ترتیب برای سیستم با گرمایش آب و گرمایش هوا نمایش داده شده است. مشاهده می‌شود با کاهش دمای محیط، GOR افزایش می‌یابد. نکته قابل توجه آن است که دمای محیط در مقایسه با رطوبت نسبی محیط، پارامتر موثرتری بر مقدار GOR آب‌شیرین‌کن‌ها است.

در شکل‌های ۹ و ۱۰ مشاهده می‌شود در حالت $F=1$ مقدار GOR متفاوت است چرا که h_{fg} (گرمای نهان تبخیر) آورده شده در رابطه (۱)، در

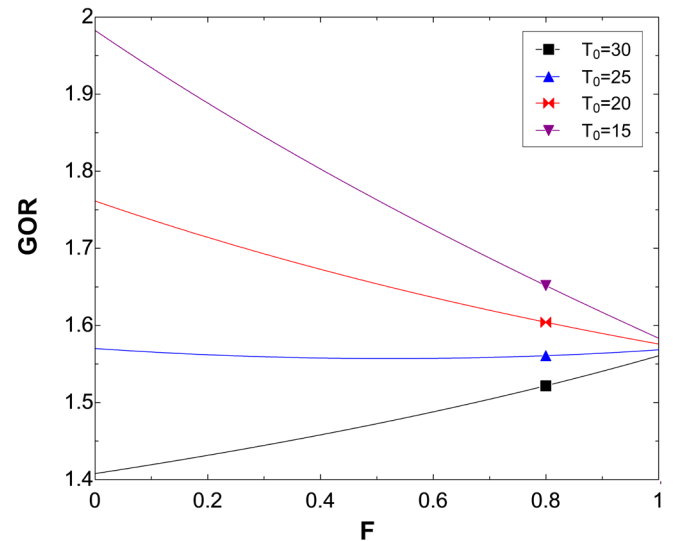


Fig. 9. Variation of GOR versus F for a SOAOW water-heated HDH with $m_r=2$ and $\epsilon_H=\epsilon_D=0.9$ and $T_3=70^\circ\text{C}$

شکل ۹: مقدار GOR بر حسب F برای سیستم با گرمایش آب در دمای $\epsilon_H=\epsilon_D=0.9$ و $m_r=2$ و $T_3=70^\circ\text{C}$

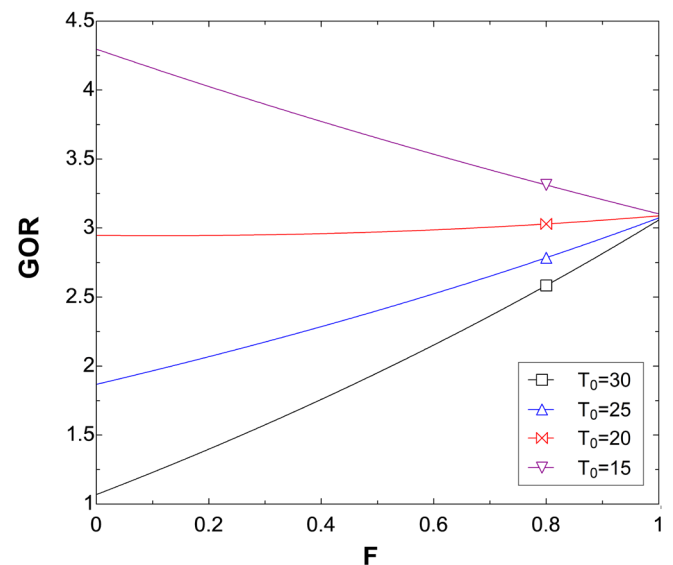


Fig. 10. Variation of GOR versus F for a SOAOW air-heated HDH with $m_r=1.5$ and $\epsilon_H=\epsilon_D=0.9$ and $T_6=90^\circ\text{C}$

شکل ۱۰: مقدار GOR بر حسب F برای سیستم با گرمایش هوا در دمای $\epsilon_H=\epsilon_D=0.9$ و $m_r=1.5$ و $T_6=90^\circ\text{C}$

فهرست علائم

نسبت دبی جرمی هوای خشک برگردانده شده از خروجی	F
محفظه رطوبت‌گیر به سیستم، بر دبی جرمی کل هوای خشک در گردش داخل سیستم	GOR
نسبت خروجی به دست آمده	h
انتالپی مخصوص، برای هوای مرطوب، kJ/kg dry air و برای آب، kJ/kg water	\dot{m}
دبی جرمی، kg/s	\dot{m}_b
دبی جرمی آب خروجی از محفظه رطوبت‌زا	\dot{m}_r
نسبت دبی جرمی آب به دبی جرمی هوای خشک	\dot{Q}_{in}
نرخ گرمای ورودی، W	s
انتروپی مخصوص، برای هوای مرطوب، kJ/kg dry air K و برای آب، kJ/kg water K	\dot{S}_{gen}
انتروپی تولید شده، kJ/K. s	T
دما، K	علائم یونانی
	ε
بازده اجزا	φ
رطوبت نسبی	ω
نسبت رطوبت، kg water vapor/kg dry air	زیرنویس‌ها
	\cdot
شرایط محیط (شرایط مرده)	۱-۹
مقاطع سیستم (شکل ۱-)	c
جریان سرد	D
محفظه رطوبت‌گیر	da
هوای خشک	h
جریان گرم	H
محفظه رطوبت‌زا	HCR
نسبت ظرفیت گرمایی	HT
گرمکن	Ideal
وضعیت آرمانی	mix
اختلاط	P
آب پاک (pure water)	w
آب	WB
حباب تر	بالانویس‌ها
	*
شرایط مرجع	

با توجه به شکل ۱۱ در حالت گرمایش آب برای تمامی مقادیر F بازده محفظه رطوبت‌گیر (ε_D) بر GOR موثرتر و مهمتر از بازده محفظه رطوبت‌زا (ε_H) است. در شکل ۱۲ مشاهده می‌شود در حالت $F=1$ بازده محفظه رطوبت‌گیر بر GOR موثرتر است و هرچه مقدار F کمتر می‌شود اهمیت این دو پارامتر نزدیک‌تر می‌شود.

۶- نتیجه‌گیری

آنالیز و بررسی ترمودینامیکی برخی از پارامترهای موثر بر بازدهی آب‌شیرین‌کن‌های نوع HDH با طراحی ذکر شده، کمک کرد تا درک بهتری از پارامترهای موثر بر بازدهی این نوع از آب‌شیرین‌کن به دست آید. خلاصه نتایج به شرح زیر است:

- در سیستم با گرمایش آب، در هر دما، مقدار حداکثری GOR در یک مقدار مشخص از F رخ می‌دهد. بنابراین با توجه به اینکه میزان تشعشع خورشید در طول روز متغیر است می‌توان با تغییر F سیستم را در حداکثر بازدهی نگه داشت.
- برای HDH با گرمایش هوا، بسته به دمای کاری سیستم مقدار حداکثر GOR در $F=1$ و یا $F=0$ رخ می‌دهد.
- در پژوهش‌های گذشته آورده شده است که در سیستم با گرمایش آب، تغییر بازده محفظه رطوبت‌گیر (ε_D) نسبت به تغییر بازده محفظه رطوبت‌زا (ε_H)، تاثیر بیشتری بر مقدار GOR می‌گذارد. نتایج به دست آمده نشان داد که این نتیجه به ازای تمامی مقادیر F برقرار است.
- در پژوهش‌های گذشته آورده شده است که در سیستم با گرمایش هوا، بازده محفظه رطوبت‌گیر و رطوبت‌زا هر دو بر بازده سیستم موثر هستند و در این پژوهش نشان داده شد با افزایش F اهمیت بازده محفظه رطوبت‌گیر افزایش می‌یابد.
- برای سیستم با گردش هوای غیربسته، در دو حالت گرمایش آب و یا هوا تاثیر دمای هوای محیط بر بازده سیستم بیشتر از رطوبت نسبی محیط است. بنابراین با در نظر گرفتن سایر پارامترهای موثر، این نوع HDH برای مناطق خشک و مرطوب کارایی لازم را دارد. همچنین برای هردو حالت گرمایش آب و هوا زمانی که دمای محیط بالا است، سیستم با گردش هوای بسته بازدهی بالاتری دارد.
- در سیستم با گرمایش آب و یا هوا، به ازای یک مقدار مشخص از نسبت جرمی دو جریان (m_r)، با تغییر مقدار F ، بازده کلی سیستم (GOR) ثابت است.

- Conversion and Management*, 52(10) (2011) 3112-3119.
- [11] G. Yuan, Z. Wang, H. Li, X. Li, Experimental study of a solar desalination system based on humidification–dehumidification process, *Desalination*, 277(1) (2011) 92-98.
- [12] J. Orfi, N. Galanis, M. Laplante, Air humidification–dehumidification for a water desalination system using solar energy, *Desalination*, 203(1-3) (2007) 471-481.
- [13] G.P. Narayan, M.H. Sharqawy, J.H. Lienhard V, S.M. Zubair, Thermodynamic analysis of humidification dehumidification desalination cycles, *Desalination and water treatment*, 16(1-3) (2010) 339-353.
- [14] K.H. Mistry, J.H. Lienhard, S.M. Zubair, Effect of entropy generation on the performance of humidification–dehumidification desalination cycles, *International Journal of Thermal Sciences*, 49(9) (2010) 1837-1847.
- [15] M.H. Sharqawy, J.H. Lienhard, S.M. Zubair, Thermophysical properties of seawater: a review of existing correlations and data, *Desalination and Water Treatment*, 16(1-3) (2010) 354-380.
- [16] M.H. Sharqawy, J.H. Lienhard, S.M. Zubair, On thermal performance of seawater cooling towers, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 133(4) (2011) 043001.
- [17] S.A. Klein, F. Alvarado, Engineering equation solver, F-Chart Software, *Madison, WI*, 1 (2002).
- [18] G.P. Narayan, J.H. Lienhard, S.M. Zubair, Entropy generation minimization of combined heat and mass transfer devices, *International Journal of Thermal Sciences*, 49(10) (2010) 2057-2066.
- [19] J.A. Miller, Impact of extraction on a humidification–dehumidification desalination system, *Desalination*, 313 (2013) 87-96.
- [1] Sources of fresh water - UNESCO, in, www.unesco.org.
- [2] Water scarcity, in, United Nations, Department of Economic and Social Affairs, <http://www.un.org/waterforlifedecade/scarcity.shtml>.
- [3] S. Kalogirou, Economic analysis of a solar assisted desalination system, *Renewable energy*, 12(4) (1997) 351-367.
- [4] H. Sharon, K. Reddy, A review of solar energy driven desalination technologies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 41 (2015) 1080-1118.
- [5] S. Al-Hallaj, M.M. Farid, A.R. Tamimi, Solar desalination with a humidification–dehumidification cycle: performance of the unit, *Desalination*, 120(3) (1998) 273-280.
- [6] H.E. Fath, A. Ghazy, Solar desalination using humidification–dehumidification technology, *Desalination*, 142(2) (2002) 119-133.
- [7] A. Nafey, H.E. Fath, S. El-Helaby, A. Soliman, Solar desalination using humidification–dehumidification processes. Part II. An experimental investigation, *Energy Conversion and Management*, 45(7) (2004) 1263-1277.
- [8] Y. Dai, H. Zhang, Experimental investigation of a solar desalination unit with humidification and dehumidification, *Desalination*, 130(2) (2000) 169-175.
- [9] Y. Dai, R. Wang, H. Zhang, Parametric analysis to improve the performance of a solar desalination unit with humidification and dehumidification, *Desalination*, 142(2) (2002) 107-118.
- [10] A. Mohamed, N. El-Minshawy, Theoretical investigation of solar humidification–dehumidification desalination system using parabolic trough concentrators, *Energy*

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

Please cite this article using:

E. Mahdizade and M. Ameri, "Thermodynamic Analysis of Humidification-Dehumidification Desalination System with Semi-open Air Circulation" *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 49(3) (2017) 643-652.
DOI: 10.22060/mej.2016.730

