تحلیل آزمایشگاهی انرژی و اگزرژی جریان اجباری آب شور در دستگاه آب شیرین کن خورشیدی

محمدامین کیمیایی[۱]، علی ارشادی[۲]

[۱]دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، واحد دزفول، دانشگاه آزاد اسلامی، دزفول، ایران
۲ استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، واحد دزفول، دانشگاه آزاد اسلامی، دزفول، ایران

دریافت: پاییز ۹۶ پذیرش: بهار ۹۷

چکیده

هدف اصلی در این پژوهش بررسی و تحلیل آزمایشگاهی انرژی و اگزرژی جریان اجباری آب شور در دستگاه آب شیرین کن خورشیدی می باشد. در این راستا یک دستگاه آب شیرین کن خورشیدی هرمی طراحی و ساخته شده است. آزمایش ها در شهر اهواز که در موقعیت جغرافیایی ۳۱ درجه و ۲۰ دقیقه عرض شمالی و ۴۸ درجه و ۴۰ دقیقه طول شرقی و با ارتفاع ۱۲ متر از سطح دریا واقع شده‌است، در فصل پاییز با میانگین دمای هوای ۲۶ درجه سانتی گراد و در دو حالت با جریان اجباری آب شور و بدون آن صورت گرفته است. جهت اجباری کردن جریان آب شور درون مخزن از یک پمپ آب با توان ۲۸.۸ وات استفاده شده است. نتایج تحلیل انرژی و اگزرژی نشان داد که ، میانگین راندمان گرمایی دستگاه ساخته شده در دو حالت وجود جریان اجباری و عدم وجود جریان اجباری در ماه آبان به ترتیب ۱۸٪ و ۲۵٪ و در ماه آذر به ترتیب ۱۶٪ و ۲۱٪ محاسبه گردید. راندمان اگزرژی دستگاه در ماه آبان برای دو حالت وجود و عدم وجود جریان اجباری به ترتیب ۱۴٪ و ۲۰٪ و برای ماه آذر به ترتیب ۹٪ و ۱۳٪ محاسبه شد که نشان دهنده کاهش راندمان اگزرژی در حالت وجود جریان اجباری است.

* **عهده‌دار مکاتبات:** a.ershadi@yahoo.com

کلمات کلیدی: آب شیرین کن، انرژی خورشید، جریان اجباری

۱- مقدمه

سیستم های خورشیدی بر پایه فرآیند تقطیر آب شور و با استفاده از انرژی حرارتی خورشید کار می کنند. به طور کلی روند نمک زدایی خورشیدی دارای دو حالت منفعل و فعال است که توسط ملیک[۱] گزاش شده است. سلیمان [۲] به مطالعه عملکرد دستگاه فعال از نوع حوضچه ای، مجتمع شده با یک کلکتور صفحه تخت پرداخته است. کیاتسیرورات[۳]عملکرد یک اثر چند گانه را بر روی دستگاه تقطیر خورشیدی مجتمع شده با یک کلکتور خورشیدی صفحه تخت را تحلیل کرد. زاکی[۴] یک دستگاه نمک زدای خورشیدی فعال از نوع معمولی یک طرفه با یک کلکتور با حالت ترموسیفون را به صورت آزمایشگاهی مورد بررسی قرار داده است و دریافت که بیشترین افزایش بازده تا میزان ۳۳ درصد و زمانی که آب درون حوضچه به وسیله کلکتور صفحه تخت پیش گرم شود رخ میدهد. تیواری و همکاران[۵]مدلسازی کامپیوتری ارزیابی عملکرد دستگاه منفعل را به خوبی دستگاه فعال توسعه بخشیدند. تریپاتی و تیواری [۶] یک آزمایش برای مطالعه تأثیر عمق آب شور بر گرمای داخلی و انتقال جرم برای سیستم اکتیو انجام دادند. در تحقیقاتی که به تازگی در زمینه نمک زدایی انجام گرفته است، دانشمدان حالت منفعل را یک روند کند نمک زدایی می دانند. بازده روزانه دستگاه با حالت منفعل حدود یک کیلوگرم بر متر مربع در روز بوده که از نظر اقتصادی مقرون به صرفه نیست. تأثیر شکل و اندازه حوضچه دستگاه با استفاده از پوشش پلاستیکی فشرده برای دستگاه با حالت منفعل توسط دانشمندان مختلفی مطرح شده است[۷-۱۳].

برای افزایش بازده روزانه دستگاه منفعل در مقایسه با سیستم خورشیدی فعال و مجتمع شده با کلکتورهای خورشیدی مانند متمرکز کننده پارابولیک، کلکتور لوله تخلیه و کلکتور صفحه تخت روش های کمتری در دسترس است. در میان این گزینه ها، کلکتور صفحه تخت به جهت کاربرد آسان و هزینه نگهداری و تعمیر کمتر، رایج تر می باشد. همچنین در سیستم نمک زدای خورشیدی اکتیو یک گرمای مازاد از طریق کلکتور خورشیدی وارد حوضچه دستگاه میشود.

آنالیز اگزرژی دستگاه خورشیدی منفعل توسط نونز[۱۴] و همکاران در مکزیک انجام گرفت. اما محدودیت های زیادی در ارزیابی اگزرژی سیستم نمک زدای فعال وجود دارد. گارسیا رودریگز و گومز کاماچو [۱۵]یک آنالیز اگزرژی چند گانه روی سیستم خورشیدی در مرکز تحقیقات خورشیدی آلمریا در اسپانیای جنوبی انجام دادند. آنالیز انرژی و اگزرژی اثر سه گانه بر روی دستگاه تقطیری که با انرژی خورشیدی کار میکند انجام شد. این کار قدرت مصرف هر واحد جرم از آب تصفیه شده را بصورت کمی بیان می کند. [۱۶] راندامان اگزرژی برای تأثیر سه گانه سیستم بین ۱۹٪ تا ۲۶٪ ، ۱۷٪ تا ۲۰٪ برای تأثیر دو گانه و برای تأثیر تکی سیستم کمتر از ۴٪ بدست آمد. آنالیز اگزرژی بصورت وسیع در

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.1.3.6]

طراحی، شبیه سازی و ارزیابی عملکرد انرژی سیستم مورد استفاده قرار گرفت. و توسط هپباسلی گزارش شد[۱۷]. هوآ و همکاران [۱۸]یک روش آنالیز اگزرژی برای نمک زدای خورشیدی با اثر چند گانه روطوبت زنی – رطوبت زدایی ارائه کردند. سایرول و همکاران [۱۹] یک آنالیز اگزرژی برای خشک کردن ذرات مرطوب در یک بستر سیال انجام دادند چرا که آنالیز اگزرژی در بسیاری از فرآیند های غذایی و صنعتی حائز اهمیت است.

در این پژوهش بمنظور اعتبارسنجی، نتایج حاصل شده با پژوهشهای معتبر پیشین[۲۰] مورد مقایسه و اعتبارسنجی قرار گرفته است. در پژوهش های پیشین تحلیل اگزرژی برای ایجاد جریان اجباری توسط پمپ، انجام نشده است. همچنین استفاده از پمپ جهت ایجاد جریان اجباری یکی از نوآوریهای این پژوهش می باشد. در پژوهش فعلی به جهت ایجاد نوآوری در تجزیه و تحلیل بهتر عملکرد دستگاه آب شیرین کن خورشیدی هرمی ساخته شده، تحلیل اگزرژی دستگاه انجام شده است.

۲- ساخت دستگاه و طرز کار آن

دستگاه آب شیرین کن خورشیدی طراحی شده در این پژوهش دارای یک حوضچه فلزی به مساحت یک متر مربع و با ارتفاع ۳۰ سانتی متر میباشد. سقف حوضچه با یک پوشش شیشه ای هرمی شکل پوشانده شده است. جریان اجباری آب شور توسط یک پمپ آب الکتریکی ایجاد شده است. شکل ۱ تصویر واقعی دستگاه را نشان میدهد.



شکل۱: تصویر واقعی دستگاه آب شیرین کن خورشیدی

۳- مدل سازی حرارتی و ثبت داده ها

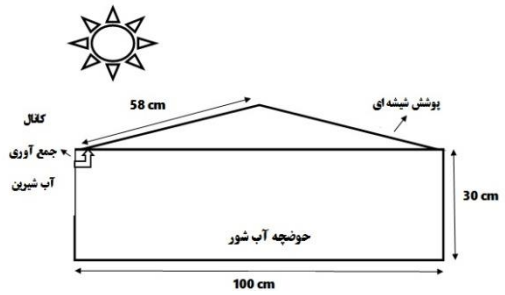
این پژوهش در شهر اهواز با موقعیت جغرافیایی ۳۱ درجه و ۲۰ دقیقه عرض شمالی و ۴۸ درجه و ۴۰ دقیقه طول شرقی، در بخش جلگه‌ای خوزستان و با ارتفاع ۱۲ متر از سطح دریا و در بازه زمانی ۱ آبان ۱۳۹۶ تا ۳۰ آذر ۱۳۹۶ در روزهای صاف و آفتابی انجام و اطلاعات جوی از وب سایت اینترنتی اطلاعات آب هوایی www.accuweather.com [۲۱] استخراج شده است.

در روزهای آزمایش از ساعت ۹ صبح تا ۱۸ بعد از ظهر به صورت ساعت به ساعت داده های مورد نظر که عبارتند از:

- دمای هوا
- شدت تابش خورشید
- دمای شیشه
- دمای آب شور درون مخزن
- میزان آب تولید شده در هر ساعت بر حسب لیتر بر متر مربع در ساعت

اندازه گیری شده اند.

نمای شماتیک دستگاه آب شیرین کن خورشیدی ساخته شده مخزن آب شور ، پوشش شیشه ای و مجرای جمع آوری آب شیرین را نشان می دهد(شکل ۲). سیستم کاملا عایق و آب بندی شده و تا حد امکان از ورود و خروج هوا جلوگیری شده است. بیشترین ارتفاع آب شور در مخزن ۲۰ سانتیمتر در نظر گرفته شده است. کانال هایی جهت جمع آوری و ارسال آب شیرینِ تعبیه شده است. دور تا دور مخزن از عایق های حرارتی جهت ناچیز نمودن افت حرارت استفاده شده است.



شکل ۲: شماتیک دستگاه آب شیرین کن

۳-۱- مدلسازی حرارتی

معادلات بقای انرژی در آب شیرین کن خورشیدی با استفاده از تحلیل معادلات انتقال حرارت و ضرائب انتقال حرارت بین لایه های مختلف آن نوشته می شود.

بقای انرژی باید برای لایه های زیر نوشته شود:

۱- پوشش شیشه فوقانی
۲- حوضچه آب شور
۳- کف حوضچه

در این مدلسازی فرضهای زیر درنظر گرفته شده است:

۱. دمای شیشه در قسمت داخلی و بیرونی با هم برابر است و یک عدد مشخص می باشد. به این معنی که برای شیشه گرادیان دمایی در نظر گرفته نشده است.

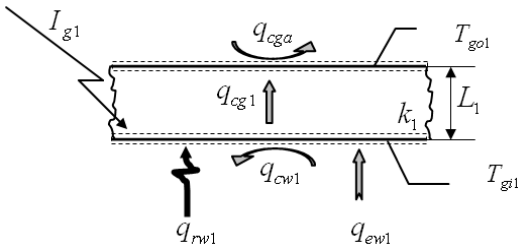
$$T_{ig} = T_{og} = T_g$$

۲. دمای آب شور به صورت تک دما در نظر گرفته میشود.
۳. خواص ثابت فرض میشوند. بعلت اینکه تغییرات دما در این سیستم بسیار ناچیز است و کلیه خواص تابع دما می باشند در نتیجه فرض ثابت بودن خواص فرض معقولی است.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.1.3.6]

۱-۱-۳- تحلیل گرمایی شیشه[22]

شکل ۳ نمای شماتیک پایستگی انرژی در پوشش شیشه ای بالای حوضچه را نشان می دهد.



شکل ۳: نمای شماتیک پایسنگی انرژی در پوشش شیشه ای[22]

تحلیل انرژی برای شیشه فوقانی که تغییرات دما برای آن درنظر گرفته نشده بصورت زیر می باشد:

$$I_g + q_{cwg} + q_{rwg} + q_{ewg} = q_{cg} \quad (۱)$$

$$\alpha_g I + h_t(T_w - T_g) = h_a(T_g - T_a) \quad (۲)$$

از آنجاییکه:

$$h_t = h_{cwg} + h_{rwg} + h_{ewg} \quad (۳)$$

$$h_{cwg} = 0.884[T_w - T_g + \frac{(P_w - P_g)T_w}{268900 - P_w}]^{1/3} \quad (۴)$$

$$h_{rwg} = \varepsilon_w \sigma \frac{T_w^4 - T_{gi}^4}{T_w - T_{gi}} = \varepsilon_w \sigma (T_w^3 + T_{gi} T_w^2 + T_{gi}^2 T_w + T_{gi}^3) \quad (۵)$$

$$h_{ewg} = (16.276 \times 10^{-3}) h_{cwg} \frac{(P_w - P_{gi})}{T_w - T_{gi}} \quad (۶)$$

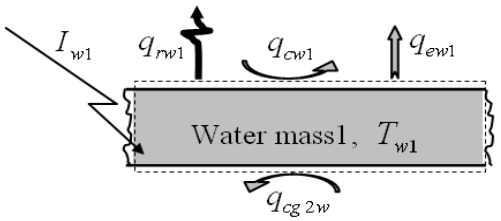
$$P(T) = \exp(25.317 - \frac{5144}{T}), \quad \text{T, units is Kelvin} \quad (۷)$$

ضرائب انتقال حرارت توسط دافی و بیکمن۱۹۹۱، مالیک ۱۹۸۲ و کوپر ۱۹۶۹ ارائه شده اند.

$$h_a = 5.7 + 3.8v \quad (۸)$$

۲-۱-۳- تحلیل گرمایی آب شور[22]

انتقال حرارت خروجی از آب شور با سه جمله بیان میشود: تبخیر، تشعشع و جـابجایی آزاد که به شیشه فوقانی وارد میشـود. همچنین انتقال حـرارتی از سـتطح تحتانی کـه صـفحه جـاذب می باشـد وارد آب شـور میـشود (شکل ۴).



شکل ۴: نمای شماتیک پایستگی انرژی در آب شور[22]

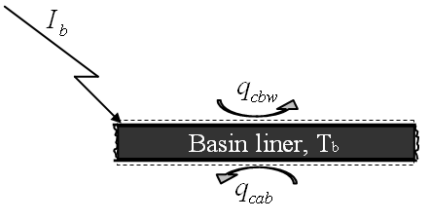
$$I_w + q_{cbw} = q_{cwg} + q_{rwg} + q_{ewg} \quad (۹)$$

$$\alpha_w(1-\alpha_g)I + h_b(T_b - T_w) = h_t(T_w - T_g) \quad (۱۰)$$

$$h_b = \frac{k_{w2}}{L_{w2}} C(Gr.\Pr)^m, \qquad C = 0.54, \quad m = 0.25 \quad (۱۱)$$

۳-۱-۳- تحلیل گرمایی کف حوضچه[22]

شکل ۵ نمای شماتیک پایستگی انرژی در کف حوضچه آب شور را نشان می دهد.



شکل ۵: نمای شماتیک پاستگی انرژی در کف حوضچه[22]

$$I_b = q_{cbw} + q_{loss} \quad (۱۲)$$

$$\alpha_b(1-\alpha_w)(1-\alpha_g)I = h_b(T_b - T_w) + h_{tot}(T_b - T_a) \quad (۱۳)$$

$$h_{tot} = \left[\frac{L_{ins}}{K_{ins}} + \frac{1}{h_a}\right]^{-1} \quad (۱۴)$$

۴-۱-۳- تولید ساعتی و روزانه آب شیرین[22]

تولید ساعتی آب شیرین از دستگاه آب شیرین کن خورشیدی توسط روابط زیر بدست می آید:

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.1.3.6]

$$\mathrm{m}_{.\mathrm{ew}} = \frac{h_{ewg}(T_w - T_g)\times 3600}{h_{fg}} \quad (۱۵)$$

کل تولید روزانه برای دستگاه توسط رابطه زیر بیان میشود:

$$m_{ew} = \sum_{i=1}^{24} \mathrm{m}_{.\mathrm{ew}} \quad (۱۶)$$

راندمان حرارتی در سیستم خورشیدی به شکل زیر بیان می شود:

$$\eta_{thl} = \frac{\sum \mathrm{m}_{.\mathrm{ew}} h_{\mathrm{fg1}}}{\sum (IA_s \times 3600)} \quad (۱۷)$$

۵-۱-۳-آنالیز اگزرژی[22]

در این تحلیل اگزرژی ورودی به سیستم از رابطه زیر به دست می آید:

$$\mathrm{EX}_{\mathrm{out}} = A_z\left\{h_{ewg1}(T_w - T_{gi})\left[1-\frac{T_a}{T_w}\right]\right\} \quad (۱۸)$$

اگزرژی ورودی که از طرف تشعشع خورشید می باشد از طریق رابطه زیر بیان میشود:

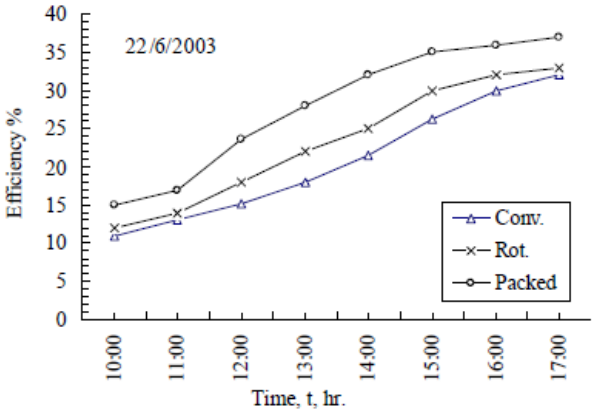
$$\mathrm{EX}_{\mathrm{sun(s.d)}} = A_z I\left[1-\frac{4}{3}\left(\frac{T_a}{T_s}\right)+\frac{1}{3}\left(\frac{T_a}{T_s}\right)^4\right], \quad T_s = 6000K \quad (۱۹)$$

راندمان اگزرژی بشکل زیر است:

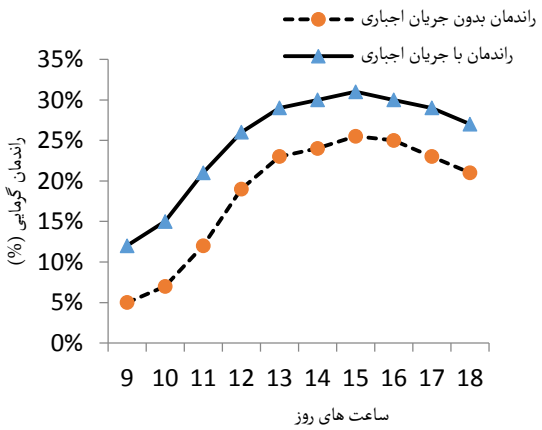
$$\eta_{Ex1} = \frac{\mathrm{EX}_{\mathrm{out}}}{\mathrm{EX}_{\mathrm{in}}} = \frac{\mathrm{EX}_{\mathrm{out}}}{\mathrm{EX}_{\mathrm{sun}}} \quad (۲۰)$$

۲-۳- اندازه گیری و تجزیه و تحلیل

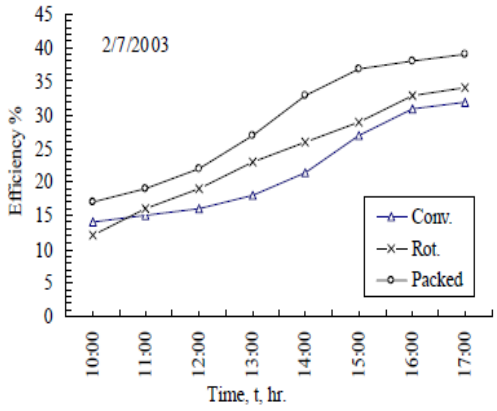
به منظور بررسی عملکرد دستگاه آب شیرین کن ساخته شده در این پژوهش و اعتبار سنجی دقیق آن، نتایج بدست آمده را با یک مقاله مرجع[20] مقایسه شده است. در مقاله مرجع ذکر شده به منظور بهبود بهره وری دستگاه آب شیرین کن، از یک محور چرخان به منظور ایجاد جریان در حوضچه آب شور استفاده شده است. در ادامه راندمان گرمایی دستگاه آب شیرین کن ساخته شده و دستگاه مورد بررسی در مقاله مرجع در دو حالت وجود جریان اجباری و عدم وجود آن برای دو ماه آبان و آذر و ژوئن و جولای بررسی شده است (شکل های ۶ تا ۹).



شکل ۶ : نمودار مقایسه تغییرات راندمان گرمایی در ماه ژوئن (تیر) در مقاله مرجع [20]



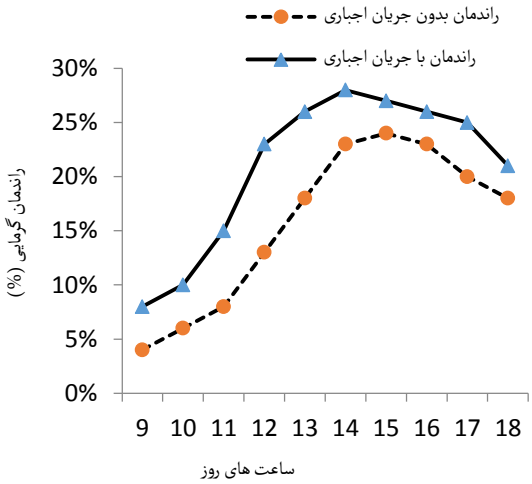
شکل ۷: نمودار مقایسه تغییرات راندمان گرمایی در حالت وجود و عدم وجود جریان اجباری در دستگاه ساخته شده در پژوهش فعلی در ماه آبان



شکل ۸: نمودار مقایسه تغییرات راندمان گرمایی در ماه جولای (مرداد) در مقاله مرجع[20]

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

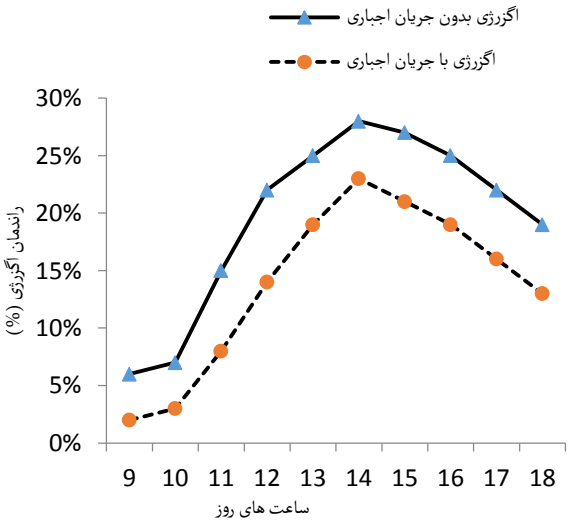
[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.1.3.6]



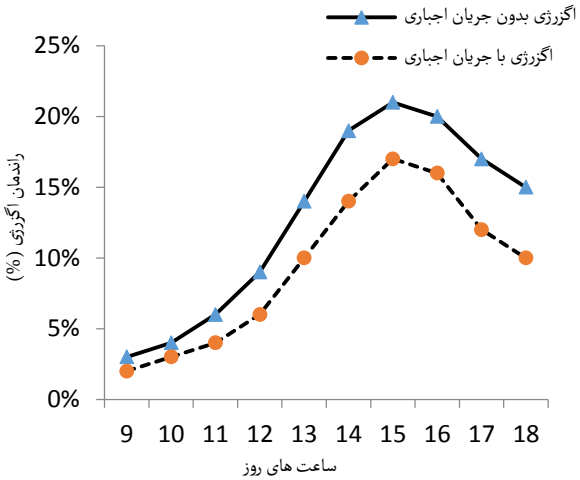
شکل ۹: نمودار مقایسه تغییرات راندمان گرمایی در حالت وجود و عدم وجود جریان اجباری در دستگاه ساخته شده در پژوهش فعلی در ماه آذر

بررسی و مقایسه نمودارهای شکل ۶، ۷، ۸ و ۹ نشان میدهد که راندمان گرمایی در حالت وجود جریان اجباری آب شور درون حوضچه بیشتر از حالت بدون جریان است. همچنین این راندمان در ماه های گرم تر سال بیشتر است. به گونه ای که در ماه جولای(مرداد) که میانگین دمای هوا بیشتر از ماه ژوئن(تیر) میباشد میانگین راندمان گرمایی دستگاه نیز بیشتر است . به همین ترتیب در دستگاه ساخته شده نیز میانگین راندمان گرمایی در ماه آبان بیشتر از آذر می باشد.

یکی دیگر از پارامترهای مهم و تأثیر گذار در بهره وری دستگاه آب شیرین کن، تجزیه و تحلیل راندمان اگزرژی سیستم می باشد. در مقاله مرجع این پارامتر بررسی نشده است، ولی در این پژوهش راندمان اگزرژی دستگاه در دو حالت وجود جریان اجباری و عدم وجود آن برای دو ماه آبان و آذر محاسبه شده و نتایج حاصل به صورت نموداری در شکل های ۱۰ و ۱۱ نشان داده شده است.



شکل ۱۰: نمودار مقایسه تغییرات راندمان اگزرژی دستگاه در دو حالت وجود و عدم وجود جریان اجباری در ماه آبان



شکل ۱۱: نمودار مقایسه تغییرات راندمان اگزرژی دستگاه د دو حالت وجود و عدم وجود جریان اجباری در ماه آبان

با توجه به دو نمودار شکل ۱۰ و ۱۱ ، مشاهده میشود که راندمان اگزرژی دستگاه آب شیرین کن خورشیدی در حالت وجود جریان اجباری آب شور نسبت به حالتی که جریان اجباری آب شور وجود ندارد مقدار کمتری دارد. عاملی که موجب کاهش یافتن راندمان در حالت وجود جریان اجباری آب شور وجود پمپ آب برقی جهت ایجاد این جریان است، به این خاطر که جهت تأمین انرژی الکتریکی مورد نیاز پمپ آب میزان قابل توجهی انرژی مصرف می شود.

۴- نتایج و پیشنهادات

عملکرد دستگاه آب شیرین کن خورشیدی طراحی شده در این پژوهش به صورت تجربی و عددی مورد بررسی قرار گرفت. اطلاعات جوی مورد نیاز نظیر دمای هوا و شدت تابش خورشیدی به صورت روزانه ثبت گردید و با استفاده از روابط حاکم بر عملکرد دستگاه، مدل سازی حرارتی برای پوشش شیشه ای، آب شور و کف حوضچه انجام گردید. دمای آب شور درون مخزن و پوشش شیشه ای فوقانی و میزان تولید آب شیرین توسط دستگاه بر حسب لیتر بر متر مربع در ساعات روز اندازه گیری شد. با جایگذاری مقادیر محاسبه شده در رابطه (۵) راندمان گرمایی سیستم و با جایگذاری در رابطه (۲۰) راندمان اگزرژی محاسبه گردید. داده های ثبت شده و محاسبات صورت گرفته در قالب نمودار هایی بیان گردید که با بررسی این نمودار ها نتایج ذیل حاصل گردید:

۱- هرچقدر دمای هوای محیط بیشتر باشد، دمای آب شور درون مخزن و به دنبال آن نرخ تبخیر و سپس میعان نیز بیشتر خواهد بود، که در نهایت موجب افزایش تولید آب شیرین میشود.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.1.3.6]

۲- وجود جریان اجباری موجب افزایش دمای آب شور درون محفظه شده و به طبع راندمان دستگاه نیز نسبت به حالتی که جریان اجباری وجود ندارد بالا می رود.

۳- در حالت وجود جریان اجباری به دلیل استفاده از پمپ آب برقی جهت ایجاد جریان اجباری راندمان اگزرژی دستگاه آب شیرین کن خورشیدی کمتر از حالت عدم وجود جریان اجباری محاسبه شد.

۴- میانگین راندامان گرمایی دستگاه در ماه آبان در حالت عدم وجود جریان اجباری ۱۸ درصد و در حالت وجود جریان اجباری ۲۵ درصد و برای ماه آذر به ترتیب ۱۶ درصد و ۲۱ درصد محاسبه گردید.

۵- میانگین راندامان اگزرژی سیستم در ماه آبان در حالت وجود جریان اجباری ۱۴ درصد و در حالت عدم وجود جریان اجباری ۲۰ درصد و برای ماه آذز به ترتیب ۱۳ درصد و ۹ درصد محاسبه گردید.

۶- در مقاله مرجعی[20] مورد نظر، راندمان گرمایی در ماه ژوئن (تیر) بیشتر از ماه جولای (مرداد) اندازه گیری شد (در ماه ژوئن درجه حرارت هوا بیشتر از جولای می باشد.) که با نتایج حاصل از این پژوهش مبنی بر اینکه راندمان گرمایی ماه آبان به دلیل بالا تر بودن دمای هوا بیشتر از ماه آذر محاسبه شده، مطابقت دارد.

پیشنهاد برای بهبود راندمان پژوهش فعلی:

- عایق بندی مناسب تر به جهت کاهش تبادل حرارت دستگاه با محیط.
- پیش گرم کردن آب شور به منظور افزایش نرخ تبخیر و بالا بردن راندمان گرمایی دستگاه.

فهرست علایم اختصاری

عدد ثابت	C
قابلیت انتشار شیشه	εg
قابلیت انتشار آب	εw
اگزرژی ورودی سیستم (w/m2)	EXin
اگزرژی خروجی سیستم (w/m2)	EXout
عدد گراشف	Gr
ضریب کلی انتقال حرارت جابجایی هوا (w/m2.CC)	ha
ضریب کلی انقال حرارت بین تشتک و هوا (w/m2.CC)	hb
ضریب انتقال حرارت جابجایی بین تشتک و هوا (w/m2.CC)	hc,b-a
ضریب انتقال حرارت جابجایی بین تشتک و آب (w/m2.CC)	hc,b-w
ضریب انتقال حرارت جابجایی بین شیشه و هوا (w/m2.CC)	hc,g-a
ضریب انتقال حرارت جابجایی بین آب و شیشه (w/m2.CC)	hc,w-g
ضریب انتقال حرارت تبخیری بین آب و شیشه (w/m2.CC)	he,w-g
آنتالپی تبخیر	hfg
ضریب انتقال حرارت تابشی بین شیشه و هوا (w/m2.CC)	hr,g-a
ضریب انتقال حرارت تابشی بین آب و شیشه (w/m2.CC)	hr,w-g
شدت تابش خورشیدی (w/m2)	I(t)
ضریب هدایت حرارتی شیشه (w/m.CC)	Kg
ضریب هدایت حرارتی آب (w/m.CC)	Kw
ارتفاع آب (cm)	Lw
فشار بخار جزیی در دمای سطح داخلی شیشه (N/m2)	Pg
فشار بخار جزیی در دمای آب (N/m2)	Pw
عدد پرانتل	pr
انتقال حرارت جابجایی بین تشتک و آب (w/m2)	qc,b-w
انتقال حرارت جابجایی بین شیشه و هوا (w/m2)	qc,g-a
انتقال حرارت جابجایی بین آب و شیشه(w/m2)	qc,w-g
انتقال حرارت تبخیری بین آب و شیشه (w/m2)	qe,w-g
انتقال حرارت تابشی بین شیشه و هوا (w/m2)	qr,g-a
انتقال حرارت تابشی بین آب و شیشه (w/m2)	qr,w-g
انتقال حرارت کلی بین شیشه و هوا (w/m2)	qt,g-a
دمای سطح داخلی شیشه (K)	Tgi
دمای خورشید (K)	Ts
دمای آب (K)	Tw
سرعت باد (m/s)	v
سهم جذب انرژی شیشه	αg

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.1.3.6]

αw	سهم جذب انرژی آب
σ	ثابت استفان– بولتزمن (5.67 *10-8 W/m2 K)

مراجع

[1] M.A.S. Malik, G.N. Tiwari, A. Kumar and M.S. Sodha, Solar Distillation, Pergaman Press, Oxford, UK, 1982.

[2] H.S. Soliman, Solar Still Coupled with a Solar Water Heater, Mosul University, Iraq, 1976, p. 43.

[3] T. Kiatsiriroat, P. Wibulswas and S.C. Bhattacharya, Performnace analysis of multiple effect vertical solar still with flat plate collector, Solar Wind Technol.,

4(4) (1987) 451–457.

[4] G.M. Zaki, A. Al-Turki and M. Al-Fatani, Experimental investigation on concentrator assisted solar stills, Solar Energy, 11 (1992) 193–199.

[5] G.N. Tiwari, H.N. Singh and R. Tripathi, Present status of solar distillation, Solar Energy, 75(5) (2003) 367–373.

[6] R. Tripathi and G.N. Tiwari, Effect of water depth on internal heat and mass transfer for active solar, Desalination, 173 (2005) 187–200.

[7] M. Kobayashi, A method of obtaining water in arid land, Solar Energy, 7(3) (1963) 93–99.

[8] A.A. Delyannis, Solar stills provide an island's inhabitants with water, Sun at Work, 10(1) (1965) 6–8.

[9] G.O.G. Lof, Solar desalination, Ch. 5 in Principles of Desalination, K.S. Spiegler, ed., Academic Press, New York, 1966.

[10] B.W. Tleimat and E.D. Howe, Comparison of plastic and glass condensing covers for solar distillers. Proc. Solar Energy Society, Annual Conference, Arizona, 1967, pp. 1–12.

[11] E.Zh. Norov, B.M. Achilov and T.D. Zhuraev, Results of tests on solar film-covered stills, Geliotekhnika, 11(3–4) (1975) 130–132.

[12] G.Y. Umarov, M.K. Asamov, B.M. Achilov, T.K. Sarros, E.Z. Norov and N.A. Tsagaraeva, Modified polyethylene films for solar stills, Geliotekhnika, 12(2) (1976) 29–33.

[13] J. Ahmadzadeh, Solar earth water stills, Solar Energy, 20(5) (1978) 387–391.

[14] J.C.T. Nunez, M.A.P. Gandara and J.G.C.D. Gortari, Exergy analysis of a passive solar still, Renewable Energy, 33 (2008) 608–616.

[15] L. Garcia-Rodriguez and C. Gomez Camacho, Exergy analysis of the SOL-14 plant, Desalination, 137 (2001) 251–258.

[16] O. Sow, M. Siroux and B. Desmet, Energetic and exergetic analysis of a triple effect distiller driven by solar energy, Desalination, 174 (2005) 277–286.

[17] A. Hepbasli, A key review on exegetic analysis and assessment of renewable energy sources, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 12 (2008) 593–661.

[18] S. Hou, D. Zeng, S. Ye and H. Zhang., Exergy analysis of the solar multi-effect humidification–dehu midification desalination process, Desalination, 203 (2007) 403–409.

[19] S. Syahrul, F. Hamdullahpur and I. Dincer, Exergy analysis of fluidized bed drying of moist particles, Exergy Intern. J., 2 (2002) 87–98.

[20] Zeinab S. Abdel-Rehim, Ashraf Lasheen, Improving the performance of solar desalination systems, Renewable Energy 30 (2005) 1955–1971.

[21] accuweather (2018). "Iran, Ahwaz" , Accsees link : www.accuweather.com At 1/25/2018, 17:20 .

[22] Mohamed S. Yousef, Hamdy Hassan, Mahmoud Ahmed and S. Ookawara , Energy and exergy analysis of single slope passive solar still under Egyptian climate conditions, Energy Procedia 141 (2017) 18–23.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.1.3.6]

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.1.3.6]