نشریه علمی-تخصصی تبدیل انرژی (JEED)
J. Energy Conversion
Volume: 12, Issue:4, 2026: 15-29
دوره ۱۲، شماره ۴، زمستان ۱۴۰۴، ص: ۱۵-۲۹

بررسی عملکرد سیستم تهویه‌مطبوع در اقلیم مختلف کشور بر اساس انرژی زمین گرمایی و خورشیدی

مجتبی معصوم نژاد[۱و*]، وحید رضائی [۲]، احمد اجاقلو [۳]

*۱- دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ملی مهارت، تهران، ایران، mmasomnezhad@ tvu.ac.ir
۲- مربی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ملی مهارت، تهران، ایران، vrezaee@tvu.ac.ir
۳- کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، موسسه آموزش عالی غیرانتفاعی - غیردولتی گیل، رودبار، ایران، ojaghloo_a@yahoo.com

دریافت: ۱۴۰۴/۹/۱۴، بازنگری: ۱۴۰۴/۱۱/۶، پذیرش: ۱۴۰۴/۱۱/۱۶

چکیده

امروزه به‌دلیل افزایش جمعیت و کاهش روزافزون منابع انرژی تجدیدناپذیر و از سوی دیگر بالابودن میزان آلایندگی سوخت‌های فسیلی، بشر به دنبال جایگزینی برای آن‌هاست که در عین جلوگیری از آلوده‌شدن اتمسفر، هزینه را نیز تا حد امکان کاهش دهد. انرژی‌های خورشیدی و زمین-گرمایی از جمله منابع پاک و به‌صرفه هستند. در این پژوهش سیستم تهویه‌مطبوع یک ساختمان براساس استفاده از دو انرژی تجدیدپذیر خورشیدی و زمین گرمایی، با استفاده از نرم‌افزار EES، شبیه‌سازی شده و میزان اگزرژی و انرژی اتلافی آن مورد بررسی قرار گرفته است. بر اساس محاسبات انجام شده، بالاترین میزان بازده اگزرژی مربوط به فصول سرد در ماه‌های ژانویه و دسامبر است. در این فصول سیستم زمین گرمایی به‌دلیل وجود بالاترین تفاوت دمایی میان عمق زمین و دمای محیط عملکرد بهتری دارد. بیش‌ترین مساحت موردنیاز سطح پنل نیز مربوط به فصول سرد است. بر اساس نمودارهای به‌دست‌آمده بیش‌ترین اگزرژی اتلافی در سیستم PV رخداده است. هم‌چنین میزان دبی مبرد موردنیاز در سیکل یخچال برای فصول سرد بالاتر است.

کلمات کلیدی: انرژی تجدیدپذیر، آنالیز انرژی، آنالیز اگزرژی، سیستم تهویه‌مطبوع

* **عهده‌دار مکاتبات:** mmasomnezhad@ tvu.ac.ir

نحوه استناد به این مقاله مجتبی معصوم نژاد، وحید رضائی، احمد اجاقلو. بررسی عملکرد سیستم تهویه‌مطبوع در اقلیم مختلف کشور براساس انرژی زمین گرمایی و خورشیدی. **مهندسی مکانیک تبدیل انرژی. ۱۴۰۴; ۱۲ (۴) : ۱۵-۲۹.**

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOI: 10.82377/jeed.2026.w.565]

۱- مقدمه

همواره و با پیشرفت جوامع بشری و توسعه جنبه‌های مختلف حیات انسانی، «انرژی» یکی از مهم‌ترین دغدغه‌های مطرح شده در محافل علمی و کارشناسی بوده است. در عصر جدید و پس از اثبات روبه‌پایان بودن ذخایر منابع فسیلی و معدنی انرژی هم‌چون نفت، زغال‌سنگ و... تلاش مداوم نظریه‌پردازان و دانشمندان در راستای یافتن منابعی نو برای انرژی که علاوه بر دسترسی نه‌چندان پیچیده، قابلیت استفاده و باز تولید طولانی نیز داشته باشند، نتایج زیادی در پی داشته است. شاید علاوه بر تلاش‌های قرن گذشته دانشمندان علوم طبیعی که سرانجام با آزادسازی انرژی هسته اتم، تحولی شگرف در مسیر تأمین انرژی‌های لازم به روشی مقرون‌به‌صرفه به وجود آورد، بتوان از انرژی خورشیدی به‌عنوان جایگزین مناسبی برای منابع پایان‌پذیر فسیلی نام برد[۱] میزان تابش انرژی خورشیدی در نقاط مختلف جهان متغیر بوده و در کمربند خورشیدی زمین بیش‌ترین مقدار را داراست. کشور ایران نیز در نواحی پرتابش واقع است و مطالعات نشان می‌دهد که استفاده از تجهیزات خورشیدی در ایران مناسب بوده و می‌تواند بخشی از انرژی موردنیاز کشور را تأمین نماید[۲].

دو مسأله بسیار مهم در این زمینه، دائمی و قابل‌دسترس بودن این انرژی در تمام قسمت‌های کره زمین است که مسلماً بسته به فاصله از خط استوا و نحوه تابش خورشید، مقدار آن متغیر خواهد بود. هم‌چنین اهمیت کاهش آلودگی محیط‌زیست که امروزه یکی از دغدغه‌های مهم جوامع صنعتی دنیاست و رایج شدن انرژی خورشیدی با اثرات منفی مصرف پایین تا حدودی می‌تواند آینده روشنی را برای محیط‌زیست در برداشته باشد.

پژوهش‌های گسترده‌ای بر روی ترکیب انرژی‌های تجدیدپذیر برای نیاز یک ساختمان پایدار انجام داده شده است. عباسی و همکاران [۳] اگزرژی، انرژی و امکان‌پذیری یک سیستم زمین گرمایی-خورشیدی را در آب و هواهای مختلف مورد بررسی قرار دادند. لی و همکاران [۴] بر روی ترکیب نیروی سرعت باد و انرژی خورشیدی به‌وسیله یک پمپ گرمایی برروی سقف یک ساختمان کار کردند و جنبه‌های محیط زیستی، انرژی، اگزرژی در حالت گرمایش و سرمایش را بررسی کرند. میکاتی و همکاران[۵] بر روی یک سیستم توزیع قدرت در مقیاس کوچک که شامل فتوولتائیک، توربین‌های بادی در مقیاس کوچک و اتصال به شبکه برق کار کردند. دای و همکاران[۶] یک مطالعه تجربی به‌منظور بررسی عملکرد گرمایشی یک سیستم پمپ حرارتی با استفاده از دو انرژی زمین گرمایی و خورشیدی انجام دادند. ساهای و همکاران[۷] بر روی عملکرد یک سیستم با استفاده از دو انرژی خورشیدی و زمین گرمایی برای خنک‌کردن که در پارک گاندی کار می‌کند، مطالعه کردند. سبحانیان و همکاران[۸] آنالیز اگزرژی وسیعی در زمینه پنل‌های خورشیدی انجام دادند. سالوکس و همکاران[۹] یک پنل خورشیدی همراه با کلکتورهای مخصوص را از لحاظ اگزرژی اتلافی مورد بررسی قرار دادند. غلام‌پور و همکاران[۱۰] عملکرد یک سیستم PV/UTC را به‌وسیله قرار دادن بازده انرژی به‌عنوان تابعی از نسبت الکتریسیته به حرارت و قانون دوم ترمودینامیک تخمین زدند. نعمتی و همکاران[۱۱] اگزرژی و ارزش اقتصادی یک سیستم PV/T بر پایه کلکتور آبی را مورد بررسی قرار دادند.

در این پژوهش تلاش شده است تا سیستم تهویه‌مطبوع یک ساختمان مشخص باتوجه به لزوم استفاده بیش‌تر از انرژی‌های سبز و کم‌کردن آلاینده‌های زیست‌محیطی، بر اساس استفاده از دو انرژی تجدیدپذیر خورشیدی و زمین-گرمایی، شبیه‌سازی‌شده و میزان اگزرژی و انرژی اتلافی در آن مورد بررسی قرار گیرد.

۲- شرح مساله

شکل (۱) نمایی شماتیک از یک ساختمان است که تهویه مطبوع آن (سرمایش و گرمایش) از طریق ترکیب فتوولتائیک‌های خورشیدی و مبدل‌های زمینی تولید می‌شود. در این پژوهش ابتدا عملکرد یک سیستم، که از دو انرژی تجدیدپذیر زمین گرمایی-خورشیدی بهره می‌برد، را بر روی ساختمانی به مساحت $۲۰۰m^2$ در سه شهر اصفهان (ارتفاع از سطح دریا: ۱۵۹۰ m)، یزد (ارتفاع از سطح دریا: ۱۲۱۶ m) و شهرکرد (ارتفاع از سطح دریا: ۲۰۶۱ m) با منبع [۳] مقایسه شده است. سپس عملکرد همان سیستم برای یک ساختمان به مساحت $۱۰۰m^2$ در همین شش شهر اصفهان، یزد، شهرکرد، تهران، زاهدان و تبریز مورد بررسی قرار گرفته شده است. در این طرح از ۳ چرخه ترمودینامیکی استفاده است که به شرح زیرند:

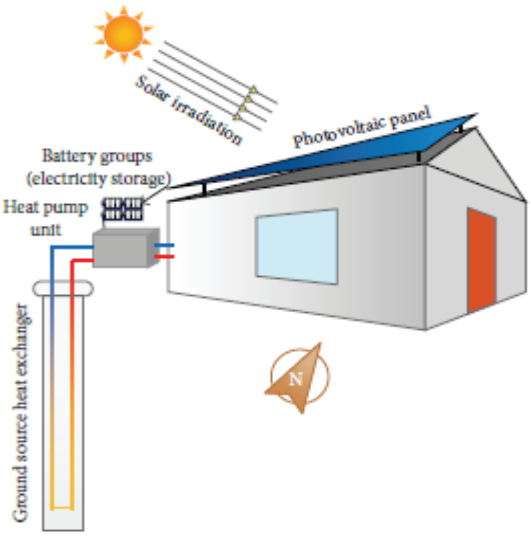
[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOI: 10.82377/jeed.2026.w.565]

چرخه ۱-چرخه زمینی است که انرژی گرمایی را به لایه‌های زمین دفع کرده (در حالت خنک‌کننده) و یا انرژی گرمایی را از لایه‌های زمین دریافت می‌کند (در حالت گرم کننده). پمپ سیرکوله وظیفه ی چرخاندن آب به‌عنوان سیال کاری در چرخه را دارد. انرژی از طریق شبکه ای با n تعداد از GSHX، با زمین رد و بدل می‌شود.

چرخه۲- چرخه دوم بر اساس یک سیکل یخچال رانکین است که شامل دو مبدل باقابلیت تغییر حوزه کاری باتوجه به نیاز گرمایش یا سرمایش است. در حالت گرمایش اولین مبدل با عنوان اواپراتور در چرخه دوم گرما را از چرخه زمینی دریافت می‌کند درحالی‌که مبدل دیگر با عنوان کندانسور در چرخه دوم گرما را به چرخه سوم می‌دهد. در حالت سرمایش اولین مبدل با عنوان کندانسور گرما را به چرخه زمین می‌دهد درحالی‌که مبدل دیگر با عنوان اواپراتور گرما را از چرخه سوم دریافت می‌کند. سیال کاری در این چرخه مبرد R134-a است. شیر ۴ راهه برای سوئیچ‌کردن حالت گرمایش و سرمایش به کار گرفته شده است.

چرخه۳-در این چرخه گرما به‌وسیله یک فن-کویل با داخل ساختمان مبادله می‌شود. پمپ برای سیرکوله‌کردن آب به‌عنوان سیال کاری در این چرخه استفاده شده است. پنل‌های خورشیدی برای تأمین قدرت الکتریکی لازم کمپرسور، پمپ‌ها و فن-کویل مورداستفاده قرار گرفته‌اند و باتری‌ها اضافهٔ نیروی الکتریکی تولیدی کلکتورها را در طول روز ذخیره می‌کنند.



شکل ۱: شماتیک ساختمان با استفاده از دو انرژی زمین گرمایی و خورشیدی

۳- مدل‌سازی ترمودینامیکی

۳-۱- فرضیات

فرضیات مسأله عبارتند از:

۱. تمام فرایندها پایا هستند.
۲. انرژی پتانسیل و جنبشی در تمام قسمت‌ها قابل صرف‌نظر است.
۳. بازده مکانیکی و الکتریکی کمپرسور به‌ترتیب برابرند با ۸۰٪ و ۷۰٪.
۴. رفتار هوا مانند یک گاز ایده‌آل در نظر گرفته شده است.
۵. شرایط حالت سکون عبارتند از: $T_0 = 10^\circ c, P_0 = 101.325kPa$
۶. تمامی مشخصات ترمودینامیکی آب، هوا و R134-a به‌وسیله نرم‌افزار EES محاسبه شده است.

در جداول (۱) تا (۴) فرضیات مسأله و به‌طور مشخص به‌ترتیب پارامترهای طراحی اصلی، سیکل پمپ گرمایی، سیکل زمین و سیکل گرم‌کننده اتاق آورده شده است.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]
[DOI: 10.82377/jeed.2026.w.565]

جدول ۱: پارامترهای اصلی

پارامتر	مقدار	واحد
دمای طراحی	۲۲/۵	(□)
دمای حالت سکون	۱۰	(□)
دمای زمین	۱۷	(□)
بار گرمایی زمین	۱۰/۱	(KW)
ضریب تابش خورشید	۰/۲	$(\mathrm{KW}.m^{-2})$
بازده باتری	۷۰	(%)
بازده تبدیل قدرت	۱۸	(%)

جدول ۲: پارامترهای سیکل پمپ گرمایی

پارامتر	مقدار	واحد
فشار اواپراتور	۲۰۰	(kpa)
فشار کندانسور	۸۰۰	(kpa)
بازده کندانسور	۸۰	(%)
بازده اواپراتور	۸۰	(%)
بازده کمپرسور	۸۰	(%)
بازده شیر انبساط	۸۰	(%)

جدول ۳: پارامترهای سیکل زمین گرمایی

پارامتر	مقدار	واحد
سیال کاری	آب	–
دمای ورودی	۵	(□)
دمای خروجی	۱۵	(□)
مقاومت گرمایی زمین	۲۳۰	$(KW.mc)$
بازده پمپ سیکل	۸۰	(%)
بازده مبدل گرمایی	۸۰	(%)

جدول ۴: پارامترهای سیکل گرمایی اتاق

پارامتر	مقدار	واحد
سیال کاری	آب	–
دمای ورودی	۲۰	(□)
دمای خروجی	۴۵	(□)
بازده مبدل گرمایی فن کویل	۸۰	(%)
بازده پمپ فن کویل	۸۰	(%)

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOI: 10.82377/jeed.2026.w.565]

۲-۳- معادلات حاکم بر چرخه

بر اساس فرضیات فوق و داشتن معادلات بقای جرم، انرژی و اگزرژی می‌توان قدرت، گرما، مقدار اتلاف اگزرژی، انرژی و بازده اگزرژی را به‌دست آورد. معادلات حاکم عبارتند از [۱۲و۱۳]:

$$\frac{d}{dt}(M_{C.V}) = \sum_{in}\dot{m} - \sum_{out}\dot{m} \quad (۱)$$

$$\frac{d}{dt}(E_{C.V}) = \dot{Q} + \dot{W} + \sum_{in}\dot{m}h - \sum_{out}\dot{m}h \quad (۲)$$

$$\frac{d}{dt}(\Phi_{C.V}) = \left[\sum \dot{Q}_i\left(1-\frac{T_o}{T_i}\right)\right] + \left[\dot{W} + P_o\frac{d}{dt}(\forall_{C.V})\right] + \sum_{in}\dot{m}\psi - \sum_{out}\dot{m}\psi \quad (۳)$$

که اگزرژی (ψ) به‌صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\psi = (h-h_o) - T_0(s-s_o) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (۴)$$

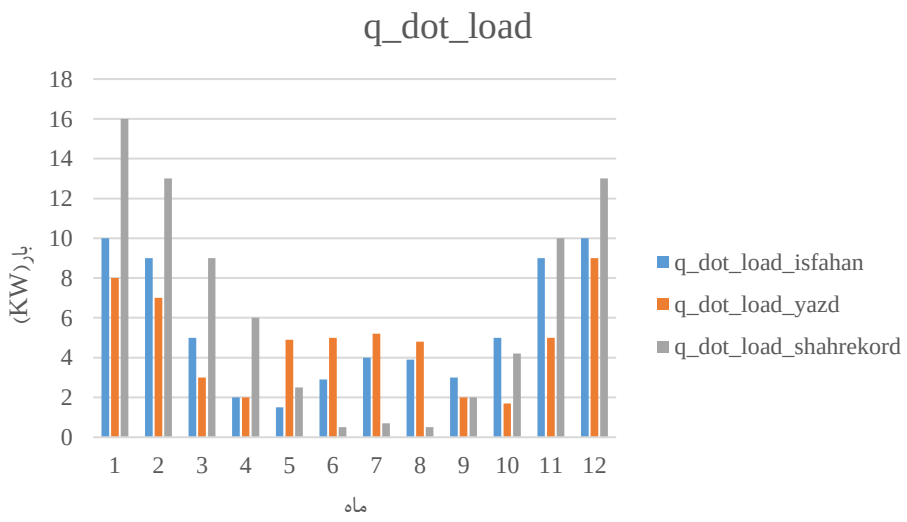
۳-۳- معادلات اگزرژی

۱-۳-۳- فرایند انتقال گرما در فن-کویل

نرخ اگزرژی تحویلی به اتاق: ($\dot{\Phi}_{load}$)

$$\dot{\Phi}_{load} = \dot{Q}_{load}\left(1-\frac{T_o}{T_d}\right) \quad (۵)$$

که $\dot{Q}_{load}$ بار گرمایی یا سرمایی ساختمان [۱۲] و T_d دمای طراحی درون ساختمان است.



شکل ۲: نمودار بار گرمایی و سرمایی

نرخ بازگشت‌ناپذیری مبدل گرمایی سیستم هواساز به‌صورت زیر است:

$$\dot{I}_{fan-coil} = \dot{\Phi}_{load} \pm \dot{m}(\psi_{in} - \psi_{out}) \quad (۶)$$

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOI: 10.82377/jeed.2026.w.565]

۲-۳-۳-فرایند تراکم

در سیکل سرمایشی، اگزرژی ورودی لازم برای مرحله تراکم در پمپ و کمپرسور، توسط سیستم فتوولتائیک با بازده انرژی ۱۵درصد تأمین می‌شود. با چشم‌پوشی از گرمایش اصطکاکی، نرخ بازگشت ناپذیری فرایند تراکم به‌صورت زیر است:

$$\dot{I}_{pump} = \dot{W}_{pump} + \dot{m}(\psi_{in} - \psi_{out}) \quad (۷)$$

بازگشت‌ناپذیری حاصل از نقایص تبدیل انرژی در موتور الکتریکی به‌صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{I}_{electric-motor} = \dot{W}_{pv}(1-\eta_{p,e}) \quad (۸)$$

۳-۳-۳- اواپراتور و کندانسور

معادله اگزرژی برای فرایند به‌صورت زیر است:

$$\dot{I}_{C.V} = \sum_{in} \dot{m}\psi - \sum_{out} \dot{m}\psi \quad (۹)$$

اگزرژی هدررفته در کندانسور یا اواپراتور از فرمول زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{I}_{e,c} = \left(\dot{m}_1 \psi_{1,in} + \dot{m}_2 \psi_{2,in}\right) - \left(\dot{m}_1 \psi_{1,out} + \dot{m}_2 \psi_{2,out}\right) \quad (۱۰)$$

۴-۳-۳-شیر انبساط

نرخ اگزرژی هدررفته در شیر انبساط به‌صورت زیر است:

$$\dot{I}_{tr} = \dot{m}(\psi_{in} - \psi_{out}) \quad (۱۱)$$

۵-۳-۳-مبدل زمین گرمایی

نرخ انرژی جذب شده از زمین ($\dot{\Phi}_{geo}$) به‌صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{\Phi}_{geo} = \dot{Q}_{geo}\left(1 - \frac{T_o}{T_{geo}}\right) \quad (۱۲)$$

که $\dot{Q}_{geo}$ گرمای مبادله شده بین زمین و سیال کاری درون چرخه‌ی مبدل گرمایی و T_{geo} دمای متوسط زمین در یک عمق مشخص است.

دمای متوسط زمین تابعی از پارامترهای مختلف است، و از فرمول زیر محاسبه می‌شود:

$$T_{geo} = T_{mean} + A'.\cos\left(\omega(t - t_0) - \frac{z}{d}\right) \times e^{-z/d} \quad (۱۳)$$

که T_{mean} دمای متوسط سالیانه $\left(^\circ c\right)$، A' بزرگی امواج دمایی $\left(^\circ c\right)$، ω فرکانس امواج دمایی $\left[\frac{2\pi}{365\times 24\ hour}\right]$، t_0 زمان گرم‌ترین روز سال (براساس ساعت)، z عمق زمین $[m]$ و برابر با $d = \sqrt{\frac{2\alpha}{\omega}}$ است که α ضریب هدایت حرارتی خاک $\frac{m^2}{hour}$ است.

طول لولهٔ GSHX به‌صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$L_{GSHX} = \frac{\dot{Q}_{geo}}{T_{geo} - \bar{T}_{W,G}} \frac{1}{R_{tot}} \quad (۱۴)$$

که R_{tot} مقاومت گرمایی کلی خاک، لوله و آب، و $\bar{T}_{W.G}$ دمای متوسط آب جاری درون مبدل گرمایی زمینی است. با فرض خواص فیزیکی لوله‌ی پلی-اتیلن، خاک، و آب مقاومت گرمایی کلی برابر است با: $R_{tot} \cong 230\ {}^{kW}/_{m\left(^\circ c\right)}$.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOI: 10.82377/jeed.2026.w.565]

نرخ اتلاف اگزرژی در فرایند انتقال حرارت برابر است با:

$$\dot{I}_{GSHX} = \dot{\Phi}_{geo} \pm \dot{m}(\psi_{in} - \psi_{out}) \quad (۱۵)$$

۶-۳-۳-سیستم فتوولتائیک

ضریب تابش خورشید برای استفاده PV بر اساس مرجع [۱۴] در نمودار (۱) آمده است.

انرژی ورودی حقیقی حاصل از تشعشع می‌تواند به‌صورت زیر تعریف شود:

$$\dot{W}_{solar} = AI_S \quad (۱۶)$$

که I_s شدت تابش خورشیدی و A سطح پنل فتوولتائیک است. اگزرژی ورودی حاصل از تشعشع به‌صورت زیر است:

$$\dot{\Phi}_{in,solar} = \left(1 - \frac{4}{3}\left(\frac{T_0}{T_s}\right) + \frac{1}{3}\left(\frac{T_0}{T_s}\right)^4\right) I_s A \quad (۱۷)$$

که T_S دمای خورشید است که ثابت و برابر با 5777 K در نظر گرفته شده است.

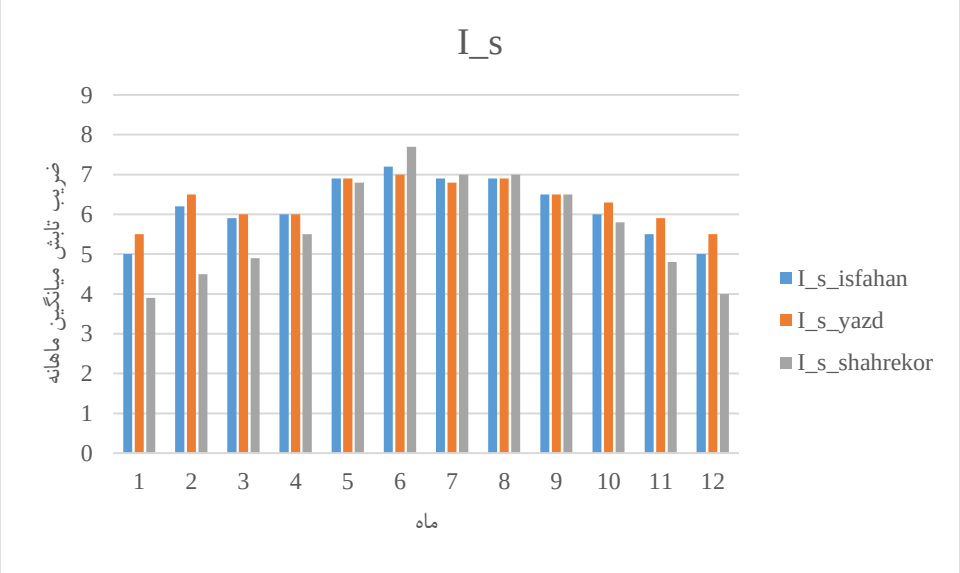
معادله اگزرژی برای PV:

$$\dot{\Phi}_{in,solar} = \dot{W}_{pv} + \dot{I}_{PV} \quad (۱۸)$$

اگزرژی خروجی PV به‌صورت زیر نشان‌داده‌شده است:

$$\dot{W}_{PV} = V_m I_m \quad (۱۹)$$

که V_m ولتاژ فتوولتائیک و I_m جریان تولیدی است. میزان تابش میانگین ماهانه سه شهر اصفهان، یزد و شهرکرد از مرجع [۱۴و۱۵] در شکل (۳) نمایش داده شده است.



شکل ۳: نمودار مقدار تابش میانگین ماهانه

بازده تبدیل انرژی PV می‌تواند به‌صورت نرخ توان خروجی الکتریکی به انرژی ورودی تعریف شود.

$$\eta_{pce} = \frac{V_m I_m}{I_S A} \quad (۲۰)$$

۷-۳-۳- آنالیز سیستم

اگزرژی ورودی چرخه ی گرمایی توسط منبع زمین-گرمایی $\dot{\Phi}_{geo}$ و سیستم فتوولتائیک $\dot{\Phi}_{PV}$ تامین می‌شود. اگزرژی تحویل داده شده به خانه برابر است با $\dot{\Phi}_{load}$. بنابراین بازده قانون دوم برای سیکل تبرید به این صورت است:

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOI: 10.82377/jeed.2026.w.565]

$$\eta_{II} = \frac{\dot{\Phi}_{load}}{\dot{\Phi}_{geo} + \dot{\Phi}_{PV}} \quad (۲۱)$$

اگزرژی ازدست‌رفته کلی به‌صورت زیر محاسبه شده است:

$$\dot{I}_{total} = \dot{I}_{GSHX} + \dot{I}_{evaporator} + \dot{I}_{condensor} + \dot{I}_{tr} + \sum\left(\dot{I}_{pump} + \dot{I}_{electric-motor}\right) \quad (۲۲)$$

به‌دست آوردن نسبت اگزرژی اتلافی از هر قسمت از چرخه به اگزرژی اتلافی کلی نیز می‌تواند به ما در بررسی سهم اگزرژی اتلافی هرقسمت از چرخه کمک کند. به این نسبت، نسبت برگشت ناپذیری می‌گویند که با RI نشان داده می‌شود، که در آن اگزرژی اتلافی زیر سیستم با $\dot{I}_s$ و اگزرژی اتلافی کلی با $\dot{I}_{tot}$ نشان داده شده است.

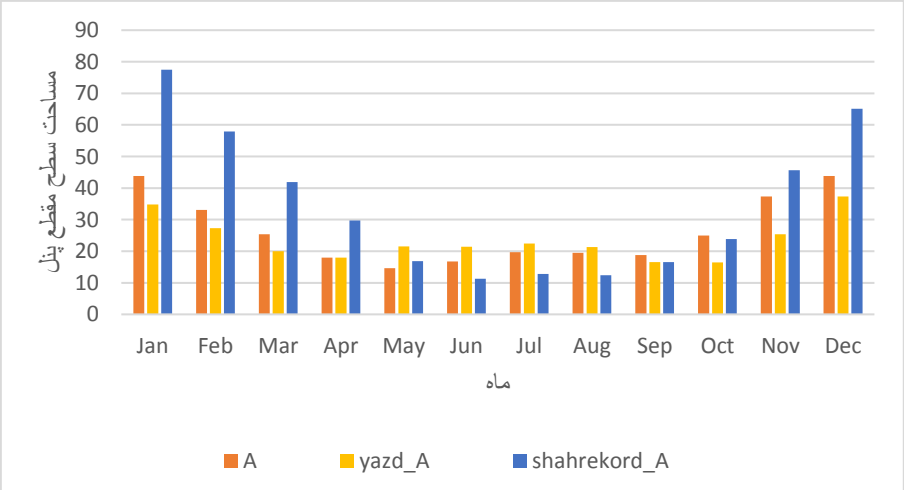
$$RI = \frac{\dot{I}_s}{\dot{I}_{tot}} \quad (۲۳)$$

۷-۳-۳- الگویتم حل

باتوجه‌به معادلات بیان شده در فصل قبل ابتدا باتوجه‌به بار گرمایی یا سرمایی موردنیاز اتاق، مقدار دبی جرمی سیال موجود در چرخه‌ها و سپس مقدار توان مصرفی هر کدام از پمپ‌ها و کمپرسور و از جمع آن‌ها میزان دریافت توان الکتریکی از پنل فتوولتائیک به‌دست می‌آید. در ادامه باتوجه‌به میزان شدت تابشی خورشید، مساحت سطح مقطع پنل محاسبه می‌شود. لازم به‌ذکر است که تمام معادلات حاکم اشاره شده در فصل قبل در نرم‌افزار EES نوشته شده و به‌صورت هم‌زمان حل می‌گردد. از طرف دیگر برای محاسبه بار حرارتی یا برودتی هر شهر از نرم‌افزار CARRIER برای یک اتاق به مساحت ۱۰۰ مترمربع استفاده شده است.

۸-۳-۳- اعتبارسنجی

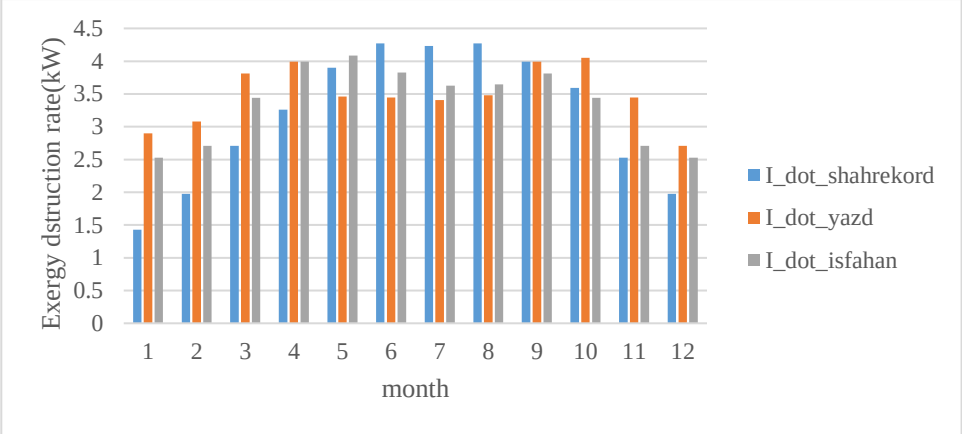
مقدارهای به‌دست‌آمده از این پژوهش نسبت به مرجع [۳] در بعضی ماه‌ها و حداکثر به‌اندازه ۱۵٪ تفاوت دارد که به‌دلیل در دسترس نبودن برخی داده‌های ورودی در مرجع [۳] و در نتیجه متفاوت‌بودن بعضی فرضیات رخداده است. در شکل‌های (۴) و (۵) و (۶) به‌ترتیب نمودارهای مساحت سطح مقطع پنل موردنیاز برای شهرهای مختلف، نمودار نرخ اگزرژی اتلافی سیستم برای حداقل مساحت پنل موردنیاز در ماه‌ها و شهرهای مختلف و نمودار تغییرات دبی سیکل یخچال در ماه‌ها و شهرهای مختلف، برای اثبات این ادعا آورده شده است. براین‌اساس میزان درستی جواب‌های به‌دست‌آمده با مرجع [۲] مورد بحث قرار گرفته شده است.



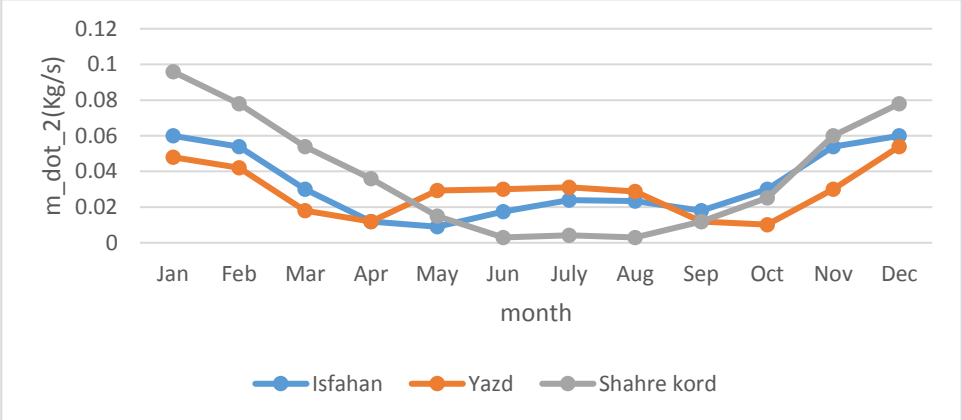
شکل ۴: نمودار مساحت سطح مقطع پنل مورد نیاز برای شهرهای مختلف

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOI: 10.82377/jeed.2026.w.565]



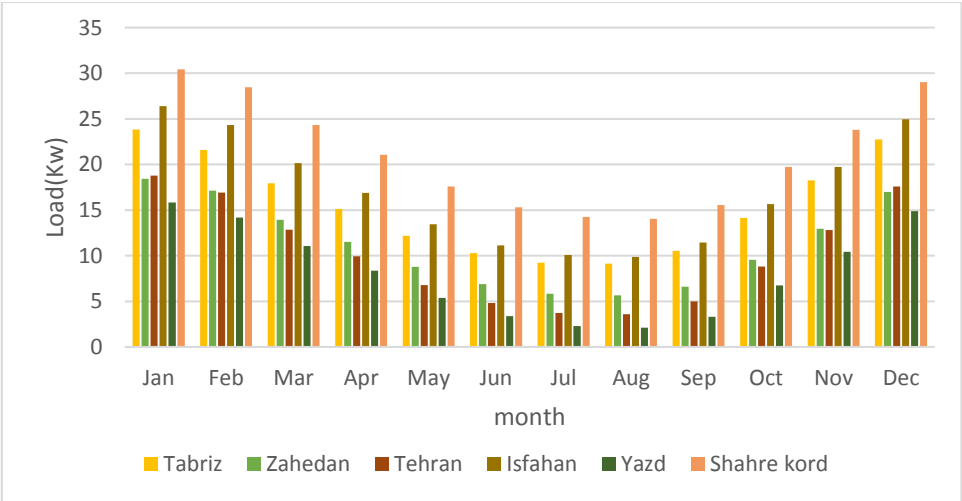
شکل ۵: نمودار نرخ اگزرژی اتلافی سیستم برای حداقل مساحت پنل مورد نیاز در ماه‌ها و شهرهای مختلف



شکل۶: نمودار تغییرات دبی سیکل یخچال در ماه‌ها و شهرهای مختلف

۴- نتایج و بحث

برای بررسی بهتر عملکرد این سیستم در شهرهای مختلف کشورمان، عملکرد آن در سه شهر با اقلیم مختلف علاوه بر شهرهای فوق، موردمطالعه قرار گرفته است. به‌این‌ترتیب نتایج به‌دست‌آمده برای شهرهای تهران، تبریز، زاهدان، یزد، اصفهان و شهرکرد ارائه می‌شوند. به این منظور اتاقی به مساحت ۱۰۰ مترمربع شامل ۸ پنجره دوجداره با جنس دیوار مشخص فرض شده است و با استفاده از نرم‌افزار کریر بار گرمایی و سرمایی موردنیاز محاسبه شده است. نتایج به‌دست‌آمده برای بار گرمایی و سرمایی در شکل (۷) نمایش‌داده‌شده است.

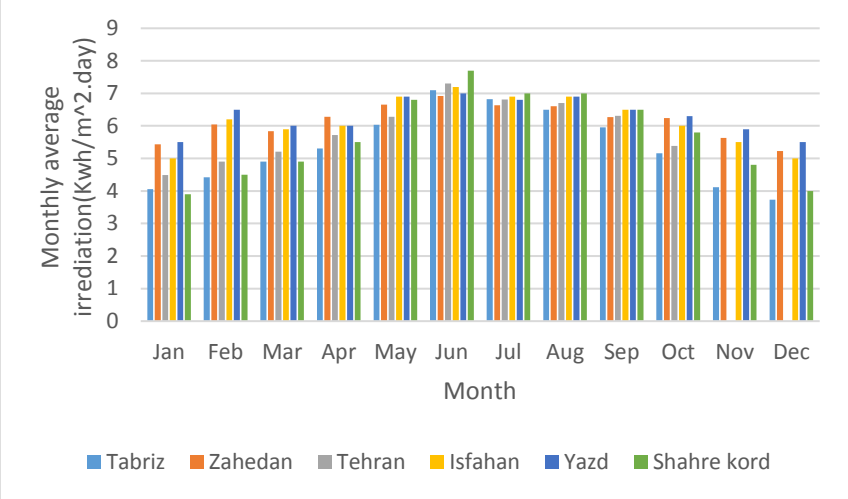


شکل ۷: نمودار بار گرمایی و سرمایی شهرهای مختلف

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOI: 10.82377/jeed.2026.w.565]

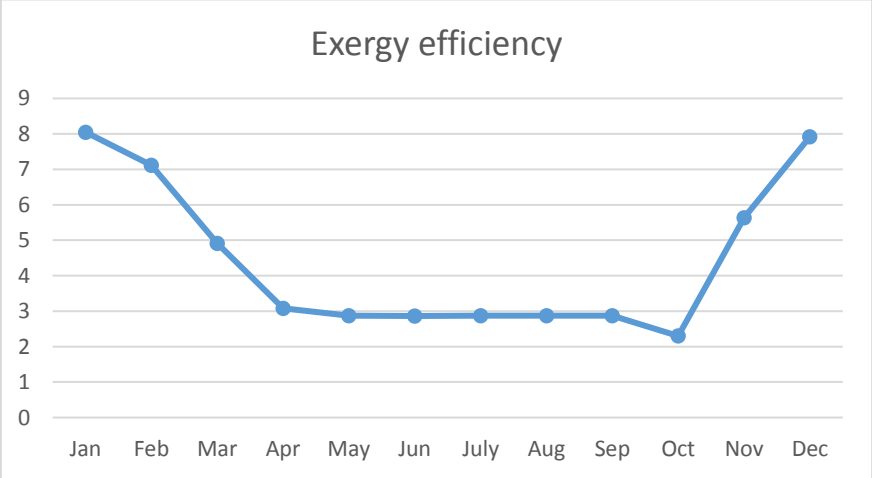
همچنین میزان تشعشع ماهیانه خورشید در شهرهای موردمطالعه که از منبع [۱۵و۱۴] به‌دست‌آمده در شکل (۸) نمایش‌داده‌شده است.



شکل ۸: نمودار مقدار تابش میانگین ماهیانه

۱-۴- بازده اگزرژی

تغییرات بازده اگزرژی سیستم در طول سال در شکل (۹) نشان داده شده است. بازده اگزرژی سیکل سرمایشی در فصل‌های گرم تقریباً ثابت است و در پایین‌ترین مقدار خود (۲٪) قرار دارد. اما در طول فصل سرد بازده اگزرژی افزایش خواهد یافت. بازده اگزرژی به میزان بسیاری به عملکردی GSHP وابسته است. در طول فصول گرم دمای زمین و محیط نسبت به فصول سرد به هم نزدیک‌ترند که باعث می‌شود اگزرژی دریافتی از سیستم زمین-گرمایی در طول فصول گرم در سطح پایینی باشد. با وجود این‌که در طول فصول سرد حالت خنک کاری و دمای محیط نسبت به فصل‌های گرم بسیار متغیر هستند اما دمای زمین تقریباً ثابت باقی می‌ماند. این امر باعث به‌وجود آمدن گستره‌ای از اگزرژی ورودی زمین-گرمایی می‌شود. از آن‌جاکه اگزرژی خورشیدی نسبتاً تغییرات کم‌تری را در طول فصل سرد داراست، بازده اگزرژی سیستم کلی به میزان زیادی به بازده اگزرژی سیستم زمین-گرمایی وابسته است. از سوی دیگر بالاترین میزان بازده اگزرژی مربوط به فصول سرد در ماه‌های ژانویه و دسامبر هستند. در طول این فصل‌ها سیستم زمین-گرمایی به دلیل وجود بالاترین تفاوت دمایی میان عمق زمین و دمای محیط عملکرد بهتری دارد.



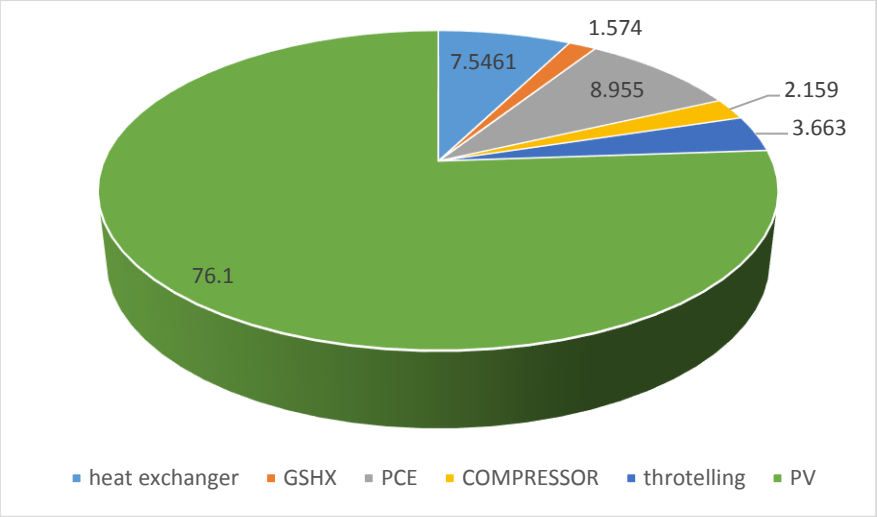
شکل ۹: نمودار تغییرات بازده اگزرژی برای زاهدان براساس ماه

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOI: 10.82377/jeed.2026.w.565]

۴-۲- تحلیل بازگشت‌ناپذیری نسبی

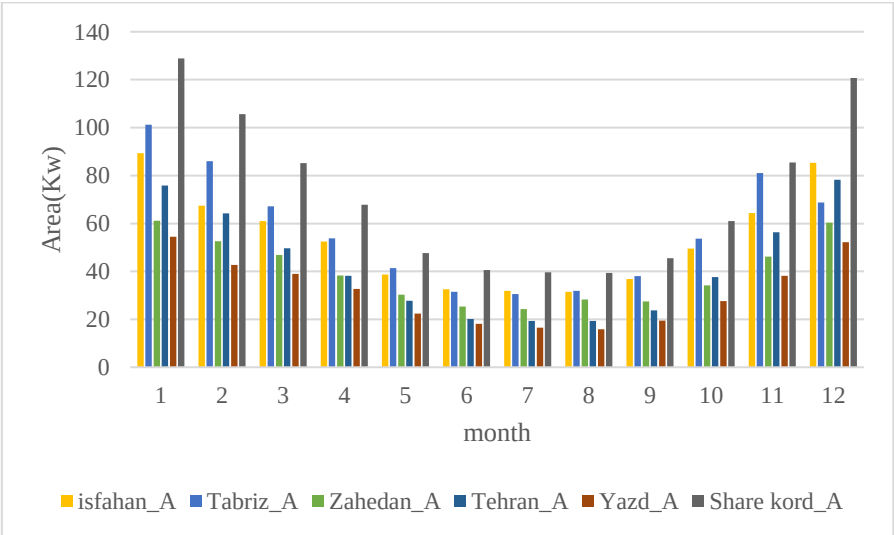
شکل (۱۰) برگشت‌ناپذیری نسبی واحد را برای کل چرخه نمایش می‌دهد. در شکل (۱۰) نشان داده شده است که بیش‌ترین اتلاف اگزرژی در سیستم PV رخ می‌دهد. سلول‌های فوتوولتائیک، مبدل AC/DC، و سیستم باتری تقریباً ۸۲٪ اگزرژی کل ورودی را تلف می‌کنند. دومین فرایند از نظر بزرگی اتلاف اگزرژی مربوط به تبادل حرارت در اواپراتور و کندانسور است. این دو فرایند نزدیک به ۸/۹۵۵٪ اگزرژی کل ورودی را تلف می‌کنند.



شکل ۱۰: نمایش برگشت ناپذیری نسبی برای اصفهان

۴-۳- اثرات محدودیت‌های طراحی

محدودیت‌های اصلی طراحی چرخهٔ سرمایشی طول مبدل گرمایی زمینی و سطح پنل‌های فتوولتائیک هستند. هر شاخص طراحی برای این پارامترها می‌تواند نتایج تحلیل اگزرژی را عوض کند. همین‌طور ویژگی‌های آب‌وهوایی می‌تواند بر روی عملکرد سیستم تأثیر بگذارد. COP سیستم هم تابعی از نرخ دبی جرمی یخچال است. باتوجه‌به این نکات و برای نشان‌دادن اثر محدودیت‌های ذکرشده بر عملکرد سیستم تبرید از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک، نتایج نشان‌داده‌شده‌اند. تأثیر اقلیم‌های آب‌وهوایی مختلف روی عملکرد سیستم برای موارد متفاوت همان‌طور که در شکل (۱۱) دیده می‌شود مقایسه شده است.



شکل ۱۱: نمودار مساحت سطح مقطع پنل مورد نیاز برای شهرهای مختلف

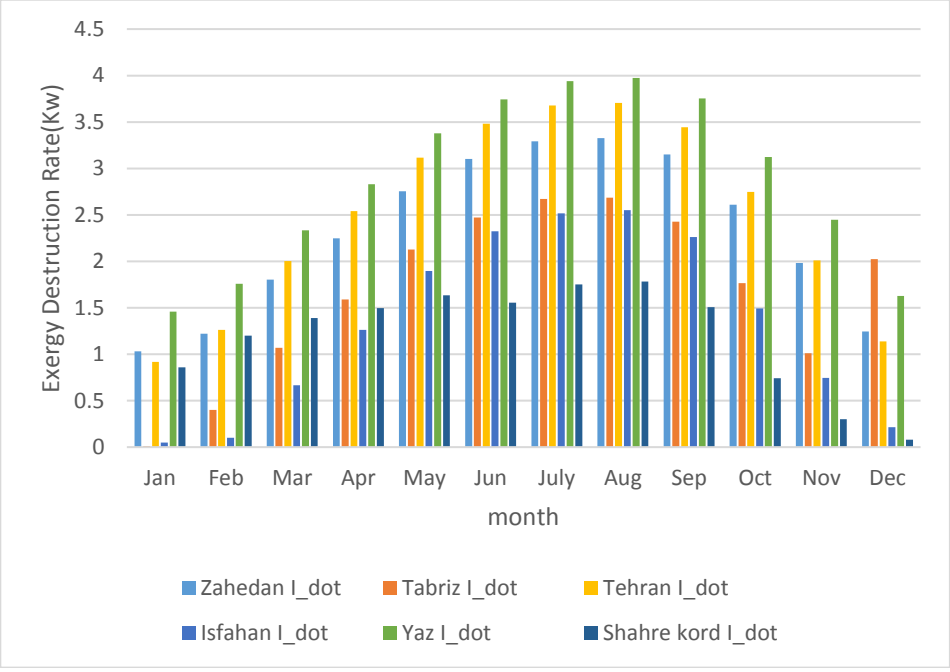
[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOI: 10.82377/jeed.2026.w.565]

اگزرژی اتلافی کل سیستم می‌تواند به دو قسمت اجتناب‌ناپذیر و اجتناب‌پذیر تقسیم شود. بخش اجتناب‌ناپذیر مربوط است به اتلاف اگزرژی حاصل از بازگشت‌ناپذیری روندهای مختلف قابل‌اجرا در چرخهٔ تبرید با حداقل مقدار موردنیاز منابع انرژی، و بخش دیگر مربوط به بیش طراحی سیستم برای ماه‌های مختلف است. به بیان دیگر بخش اجتناب‌ناپذیر مربوط به بازگشت‌ناپذیری‌های درونی اجزاست اما اتلاف اگزرژی اجتناب‌پذیر به‌دلیل بیش طراحی سیستم (مانند بیش از نیاز بودن سطح پنل‌های فوتوولتائیک یا طول لوله‌های GSHX) است.

یک سیستم تهویه‌مطبوع برای یک ساختمان خاص معمولاً برای بدترین شرایط آب‌وهوایی طراحی می‌شود. (به‌عنوان‌مثال برای گرم‌ترین و سردترین روز سال) و سیستم‌های کنترلی برای به‌حداقل‌رساندن مصرف انرژی در بقیه روزهای سال به کار می‌روند. بااین‌حال، در استفاده از سیستم‌های خورشیدی و زمین گرمایی، طول مبدل‌های حرارتی و مساحت پنل‌های PV تنها با بیشینه انرژی موردنیاز مطابقت دارد که منجر به اتلاف زیاد اگزرژی ورودی در طول بیش‌تر روزهای فعالیت سیستم می‌شود. مشاهده شده است که اتلاف اگزرژی حاصل از عدم تطابق اگزرژی ورودی و موردنیاز در سیستم PV بسیار بزرگ‌تر از سیستم GSHP است. انرژی اضافی موجود را می‌توان یا برای عملیات سیستم در طول شب و یا ساعات اوج ذخیره کرد. در واقع، طراحی کل چرخه می‌تواند بر اساس میانگین انرژی موردنیاز بهینه شود و سیستم ذخیره انرژی می‌تواند برای جبران کمبود انرژی در ساعات اوج، استفاده شود.

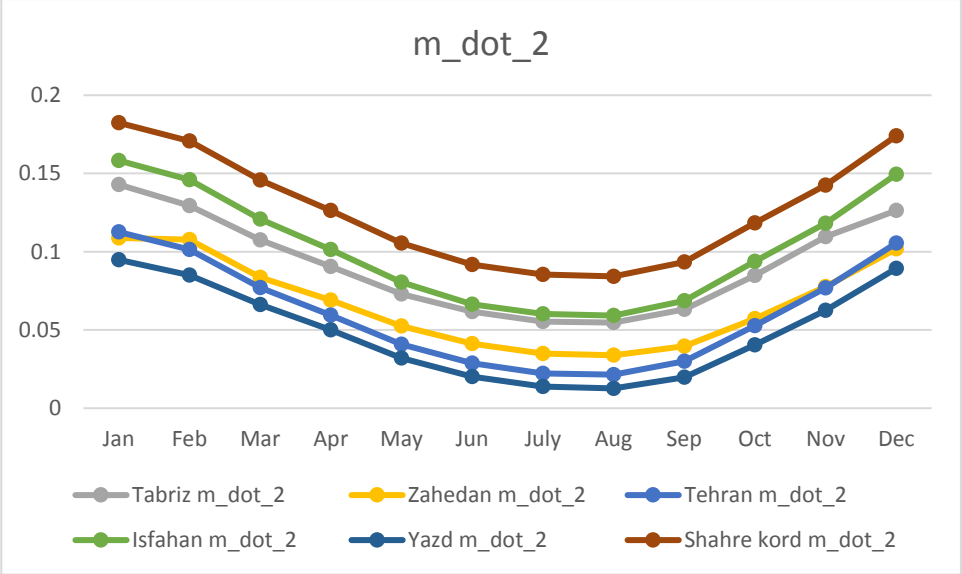
همان‌طور که در شکل (۱۲) نشان‌داده‌شده است در طول فصول گرم بخش قابل‌توجهی از پنل‌های خورشیدی مورداستفاده قرار نمی‌گیرند. بیشینهٔ نرخ اتلاف اگزرژی در ماه آپریل و به دلیل عدم تطابق بین سایز سیستم و انرژی موردنیاز ساختمان اتفاق می‌افتد. در این ماه بار گرمایشی و سرمایشی کمینه هستند. بیش از ۸۰٪ اگزرژی اتلافی در این ماه می‌تواند توسط ذخیره‌شدن انرژی در باتری کم شود. تغییرات دبی جریان مبرد پمپ حرارتی در طول یک سال و بر اساس تغییرات آب‌وهوایی در شکل (۱۳) نشان‌داده‌شده است. می‌توان نتیجه گرفت که برای شهر اصفهان در طول ماه‌های سرد زمستان، زمانی که هر دوی سطح پنل PV و طول GSHX ماکزیمم هستند بیش‌ترین دبی مبرد هم موردنیاز است. درواقع تقاضای انرژی بالا و میزان تشعشع پایین خورشید در طول این ماه‌ها منجر به افزایش قابل‌توجه بازگشت‌ناپذیری تا ۲ برابر می‌شود. این بازگشت‌ناپذیری بیش‌تر در مبدل‌های گرمایی سیکل تبرید رخ می‌دهند.



شکل ۱۲: نمودار نرخ اگزرژی اتلافی سیستم برای حداقل مساحت پنل مورد نیاز در ماه‌ها و شهرهای مختلف

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOI: 10.82377/jeed.2026.w.565]



شکل ۱۳: نمودار تغییرات دبی سیکل یخچال در ماه‌ها و شهرهای مختلف

۵- نتیجه‌گیری

بازده اگزرژی سیکل سرمایشی در فصل‌های گرم تقریباً ثابت است و در پایین‌ترین مقدار خود (۲٪) قرار دارد. اما در طول فصل سرد بازده اگزرژی افزایش خواهد یافت. بازده اگزرژی به میزان بسیاری به عملکردی GSHP وابسته است. در طول فصول گرم دمای زمین و محیط نسبت به فصول سرد به هم نزدیک‌ترند که باعث می‌شود اگزرژی دریافتی از سیستم زمین-گرمایی در طول فصول گرم در سطح پایینی باشد. دومین فرایند از نظر بزرگی اتلاف اگزرژی مربوط به تبادل حرارت در اواپراتور و کندانسور است. این دو فرایند نزدیک به ۸/۹۵۵٪ اگزرژی کل ورودی را تلف می‌کنند. محدودیت‌های اصلی طراحی چرخه‌ی سرمایشی طول مبدل گرمایی زمینی و سطح پنل‌های فتوولتائیک هستند. هر شاخص طراحی برای این پارامترها می‌تواند نتایج تحلیل اگزرژی را عوض کند. همین‌طور ویژگی‌های آب و هوایی می‌تواند بر روی عملکرد سیستم تاثیر بگذارد. COP سیستم هم تابعی از نرخ دبی جرمی یخچال است.

اگزرژی اتلافی کل سیستم می‌تواند به دو قسمت اجتناب‌ناپذیر و اجتناب‌پذیر تقسیم شود. بخش اجتناب‌ناپذیر مربوط است به اتلاف اگزرژی حاصل از بازگشت‌ناپذیری روندهای مختلف قابل‌اجرا در چرخهٔ تبرید با حداقل مقدار موردنیاز منابع انرژی و بخش دیگر مربوط به بیش طراحی سیستم برای ماه‌های مختلف است. به بیان دیگر بخش اجتناب‌ناپذیر مربوط به بازگشت‌ناپذیری‌های درونی اجزاست اما اتلاف اگزرژی اجتناب‌پذیر به دلیل بیش طراحی سیستم است. یک سیستم تهویه‌مطبوع برای یک ساختمان خاص معمولاً برای بدترین شرایط آب‌وهوایی طراحی می‌شود. سیستم‌های کنترلی برای به‌حداقل‌رساندن مصرف انرژی در بقیه روزهای سال به کار می‌روند. بااین‌حال، در استفاده از سیستم‌های خورشیدی و زمین گرمایی، طول مبدل‌های حرارتی و مساحت پنل‌های PV تنها با بیشینه انرژی موردنیاز مطابقت دارد که منجر به اتلاف زیاد اگزرژی ورودی در طول بیش‌تر روزهای فعالیت سیستم می‌شود. مشاهده شده است که اتلاف اگزرژی حاصل از عدم تطابق اگزرژی ورودی و موردنیاز در سیستم PV بسیار بزرگ‌تر از سیستم GSHP است. انرژی اضافی موجود را می‌توان یا برای عملیات سیستم در طول شب و یا ساعات اوج ذخیره کرد. در واقع، طراحی کل چرخه می‌تواند بر اساس میانگین انرژی موردنیاز بهینه شود و سیستم ذخیره انرژی می‌تواند برای جبران کمبود انرژی در ساعات اوج، استفاده شود. در طول فصول گرم بخش قابل‌توجهی از پنل‌های خورشیدی مورداستفاده قرار نمی‌گیرند. بیشینهٔ نرخ اتلاف اگزرژی در ماه آپریل و به دلیل عدم تطابق بین سایز سیستم و انرژی موردنیاز ساختمان اتفاق می‌افتد. در این ماه بار گرمایشی و سرمایشی کمینه هستند. بیش از ۸۰٪ اگزرژی اتلافی در این ماه می‌تواند توسط ذخیره‌شدن انرژی در باتری کم شود. تغییرات دبی جریان مبرد پمپ حرارتی در طول یک سال و بر اساس تغییرات آب‌وهوایی در شکل (۱۳) نشان داده شد. می‌توان نتیجه گرفت که برای شهر اصفهان در طول ماه‌های سرد زمستان، زمانی‌که هر دوی سطح پنل PV و طول GSHX ماکزیمم هستند بیش‌ترین دبی مبرد هم موردنیاز است. درواقع تقاضای انرژی بالا و میزان تشعشع پایین خورشید

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]
[DOI: 10.82377/jeed.2026.w.565]

در طول این ماه‌ها منجر به افزایش قابل‌توجه بازگشت‌ناپذیری تا ۲ برابر می‌شود. این بازگشت‌ناپذیری بیش‌تر در مبدل‌های گرمایی سیکل تبرید رخ می‌دهند.

مراجع

[1] Casasso, Alessandro, and Rajandrea Sethi. "Territorial analysis for the implementation of geothermal heat pumps in the province of Cuneo (NW Italy)." Energy Procedia 78 (2015): 1159-1164
[2] Abbasi Y, Baniasadi E, Ahmadikia H. Performance assessment of a hybrid solar-geothermal air conditioning system for residential application: Energy, Exergy and Sustaiability analysis
[3] Q.-Y. Li, Q. Chen, and X. Zhang, "Performance analysis of a rooftop wind solar hybrid heat pump system for buildings,"Energy and Buildings, 65(2013),75–83.
[4] M. Mikati, M. Santos, and C. Armenta, "Electric grid dependence on the configuration of a small-scale wind and solar power hybrid system," Renewable Energy, 57(2013), 587–593.
[5] L. Dai, S. Li, L. DuanMu, X. Li, Y. Shang, and M. Dong, "Experimental performance analysis of a solar assisted ground source heat pump system under different heating operation modes,"AppliedThermal Engineering, 75 (2015), 325–333.
[6] A. Sahay, V. K. Sethi, A. C. Tiwari, and M. Pandey, "A review of solar photovoltaic panel cooling systems with special reference to Ground coupled central panel cooling system (GC-CPCS)," Renewable and Sustainable Energy Reviews, 42(2015), 306–312.
[7] F. Sobhnamayan, F. Sarhaddi, M. A. Alavi, S. Farahat, and J.Yazdanpanahi, "Optimization of a solar photovoltaic thermal (PV/T) water collector based on exergy concept," Renewable Energy, 68(2014),356–365.
[8] E. Saloux, A. Teyssedou, and M. Sorin, "Analysis of photovoltaic (PV) and photovoltaic/thermal (PV/T) systems using the exergy method," Energy and Buildings, 67(2013),275–285.
[9] M. Gholampour, M. Ameri, and M. Sheykh Samani,"Experimental study of performance of Photovoltaic-Thermal Unglazed Transpired Solar Collectors (PV/UTCs): energy, exergy, and electrical-to-thermal rational approaches," Solar Energy, 110(2014),636–647.
[10] S. N. Jahromi, A. Vadiee, and M. Yaghoubi, "Exergy and economic evaluation of a commercially available PV/T collector for different climates in Iran," Energy Procedia, 75(2015), 444–456.
[11] A. Bejan, Advanced Engineering Thermodynamics, John Wiley & Sons, New York, NY, USA, 1988.
[12] K. Wark, Advanced Thermodynamics for Engineers, McGraw-Hill, New York, NY, USA, 1995.
[13] M. Boxwell, Solar Electricity Handbook: A Simple, Practical Guide to Using Electric Solar Panels and Designing and Installing Photovoltaic Solar PV Systems, Code Green Publishing, 2016.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOI: 10.82377/jeed.2026.w.565]

Investigating the performance of air conditioning systems in different climates of the country based on geothermal and solar energy

Mojtaba Masoumnezhad[1*], Vahid Rezaee[2] , Ahmed Ajaqloo[3]

[1] Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran
[2] Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran
[3] Department of Mechanical Engineering, Gil non-profit higher education institution, Iran

Received: Autumn 2025 Accepted: Winter 2026

Abstract

Today, due to the increasing population and the increasing decrease in non-renewable energy sources and the high level of pollution from fossil fuels, humanity is looking for an alternative to them that can reduce costs as much as possible while preventing atmospheric pollution. Solar and geothermal energies are among the clean and cost-effective sources. In this study, the air conditioning system of a building based on the use of two renewable solar and geothermal energies was simulated using EES software and its exergy and energy dissipation were examined. Based on the calculations, the highest exergy efficiency is related to the cold seasons in January and December. In these seasons, the geothermal system performs better due to the highest temperature difference between the depth of the earth and the ambient temperature. The largest required panel surface area is also related to the cold seasons. Based on the obtained graphs, the highest exergy dissipation occurred in the PV system. Also, the refrigerant flow rate required in the refrigeration cycle is higher for the cold.

Key words: Renewable energy, energy analysis, exergy analysis, air conditioning system
*corresponding author: mmasomnezhad@ tvu.ac.ir

Cite this article as: Mojtaba Masoumnezhad, Vahid Rezaee, Ahmed Ajaqloo, Investigating the performance of air conditioning systems in different climates of the country based on geothermal and solar energy. **Journal of Energy Conversion, 2026, 12(4), 15-29**.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOI: 10.82377/jeed.2026.w.565]