



## بررسی عملکرد سیستم تهویه مطبوع در اقلیم مختلف کشور بر اساس انرژی زمین گرمایی و خورشیدی

مجتبی معصوم نژاد<sup>۱\*</sup>، وحید رضائی<sup>۲</sup>، احمد اجاقلو<sup>۳</sup>

\* ۱- دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ملی مهارت، تهران، ایران، mmasomnezhad@tvu.ac.ir

۲- مربی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ملی مهارت، تهران، ایران، vrezae@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 به دلیل افزایش جمعیت و کاهش روزافزون منابع انرژی تجدیدناپذیر و از سوی دیگر بالابودن میزان آلاینده‌های سوخت‌های فسیلی، بشر به دنبال جایگزینی برای آن‌هاست که در عین جلوگیری از آلوده شدن اتمسفر، هزینه را نیز تا حد امکان کاهش دهد. انرژی‌های خورشیدی و زمین-گرمایی از جمله منابع پاک و به صرفه هستند. در این پژوهش سیستم تهویه مطبوع یک ساختمان براساس استفاده از دو انرژی تجدیدپذیر خورشیدی و زمین گرمایی، با استفاده از نرم افزار EES، شبیه سازی شده و میزان انرژی و انرژی اتلافی آن مورد بررسی قرار گرفته است. بر اساس محاسبات انجام شده، بالاترین میزان بازده انرژی مربوط به فصول سرد در ماه‌های ژانویه و دسامبر است. در این فصول سیستم زمین گرمایی به دلیل 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 به دست آمده بیشترین انرژی اتلافی در سیستم PV رخ داده است. هم چنین میزان دبی موردنیاز در سیکل یخچال برای فصول سرد بالاتر است.

کلمات کلیدی: انرژی تجدیدپذیر، آنالیز انرژی، آنالیز انرژی، سیستم تهویه مطبوع

\* عهده دار مکاتبات: mmasomnezhad@tvu.ac.ir

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

## 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، زغال سنگ 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] انرژی، 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 بر روی سقف یک ساختمان کار کردند و جنبه‌های محیط زیستی، انرژی، انرژی در حالت گرمایش و سرمایش را بررسی کردند. 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 خنک کردن که در پارک گاندی کار می‌کند، مطالعه کردند. سبحانیان و همکاران [۸] آنالیز انرژی وسیعی در زمینه پنل‌های خورشیدی انجام دادند. سالوکس و همکاران [۹] یک پنل خورشیدی همراه با کلکتورهای مخصوص را از لحاظ انرژی اتلافی مورد بررسی قرار دادند. غلام‌پور و همکاران [۱۰] عملکرد یک سیستم PV/UTC را به‌وسیله قرار دادن بازده انرژی به‌عنوان تابعی از نسبت الکتروسیته به حرارت و قانون دوم ترمودینامیک تخمین زدند. نعمتی و همکاران [۱۱] انرژی و ارزش اقتصادی یک سیستم PV/T بر پایه کلکتور آبی را مورد بررسی قرار دادند. در این پژوهش تلاش شده است تا سیستم تهویه مطبوع یک ساختمان مشخص با توجه به لزوم استفاده بیش‌تر از انرژی‌های سبز و کم کردن آلاینده‌های زیست‌محیطی، بر اساس استفاده از دو انرژی تجدیدپذیر خورشیدی و زمین-گرمایی، شبیه‌سازی شده و میزان انرژی و انرژی اتلافی در آن مورد بررسی قرار گیرد.

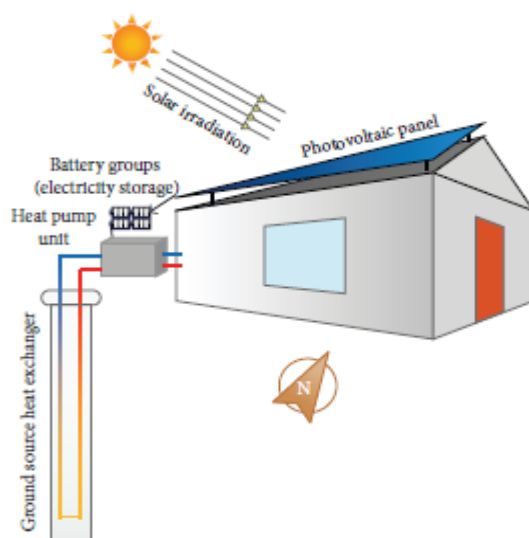
## ۲- شرح مسأله

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  $200\text{ m}^2$  در سه شهر اصفهان (ارتفاع از سطح دریا:  $1590\text{ m}$ )، یزد (ارتفاع از سطح دریا:  $1216\text{ m}$ ) و شهرکرد (ارتفاع از سطح دریا:  $2061\text{ m}$ ) با منبع [۳] مقایسه شده است. سپس عملکرد همان سیستم برای یک ساختمان به مساحت  $100\text{ m}^2$  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:

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 گرم‌کننده). 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.

چرخه ۲- 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 زمینی 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 سوئیچ کردن حالت گرمایش و سرمایش به کار گرفته شده است.

چرخه ۳- در این چرخه گرما به‌وسیله یک فن-کویل با داخل ساختمان مبادله می‌شود. پمپ برای سیرکوله کردن آب به‌عنوان سیال کاری در این چرخه استفاده شده است. پنل‌های خورشیدی برای تأمین قدرت الکتریکی لازم کمپرسور، پمپ‌ها و فن-کویل مورد استفاده قرار گرفته‌اند و باتری‌ها اضافه نیروی الکتریکی تولیدی کلکتورها را در طول روز ذخیره می‌کنند.



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

### ۳- مدل سازی ترمودینامیکی

#### ۳-۱- فرضیات

فرضیات مسأله عبارتند از:

۱. تمام فرایندها پایا هستند.
۲. انرژی پتانسیل و جنبشی در تمام قسمت‌ها قابل صرف نظر است.
۳. بازده مکانیکی و الکتریکی کمپرسور به ترتیب 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 به ترتیب پارامترهای طراحی اصلی، سیکل پمپ گرمایی، سیکل زمین و سیکل گرم‌کننده اتاق آورده شده است.

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	(KW.m <sup>-2</sup> )
بازده باتری	۷۰	(%)
بازده تبدیل قدرت	۱۸	(%)

جدول ۲: پارامترهای سیکل پمپ گرمایی

پارامتر	مقدار	واحد
فشار اوپراتور	۲۰۰	(kpa)
فشار کندانسور	۸۰۰	(kpa)
بازده کندانسور	۸۰	(%)
بازده اوپراتور	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	(%)

### ۳-۲- معادلات حاکم بر چرخه

بر اساس فرضیات فوق و داشتن معادلات بقای جرم، انرژی و انرژی می توان قدرت، گرما، مقدار اتلاف انرژی، انرژی و بازده انرژی را به دست آورد. معادلات حاکم عبارتند از [۱۲ و ۱۳]:

$$\frac{d}{dt}(M_{C.V}) = \sum_{in} \dot{m} - \sum_{out} \dot{m} \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt}(E_{C.V}) = \dot{Q} + \dot{W} + \sum_{in} \dot{m}h - \sum_{out} \dot{m}h \quad (2)$$

$$\frac{d}{dt}(\Phi_{C.V}) = \left[ \sum \dot{Q}_i \left( 1 - \frac{T_o}{T_i} \right) \right] + \left[ \dot{W} + P_o \frac{d}{dt}(\forall_{C.V}) \right] + \sum_{in} \dot{m}\psi - \sum_{out} \dot{m}\psi \quad (3)$$

که انرژی ( $\psi$ ) به صورت زیر تعریف می شود:

$$\psi = (h - h_o) - T_o(s - s_o) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (4)$$

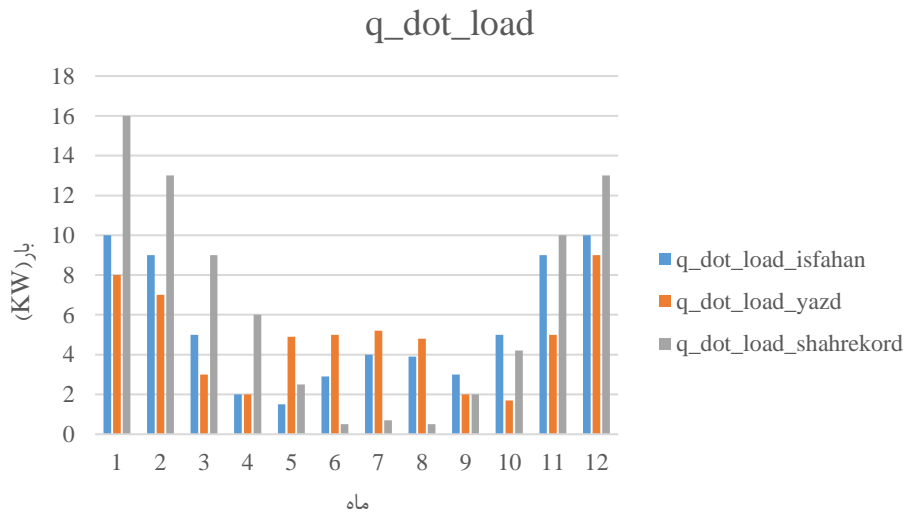
### ۳-۳- معادلات انرژی

#### ۳-۳-۱- فرایند انتقال گرما در فن-کویل

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

$$\dot{\Phi}_{load} = \dot{Q}_{load} \left( 1 - \frac{T_o}{T_d} \right) \quad (5)$$

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 بازگشت ناپذیری مبدل گرمایی سیستم هواساز به صورت زیر است:

$$\dot{I}_{fan-coil} = \dot{\Phi}_{load} \pm \dot{m}(\psi_{in} - \psi_{out}) \quad (6)$$

### ۲-۳-۳-۳- فرایند تراکم

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

$$\dot{I}_{pump} = \dot{W}_{pump} + \dot{m}(\psi_{in} - \psi_{out}) \quad (7)$$

بازگشت ناپذیری حاصل از نقایص تبدیل انرژی در موتور الکتریکی به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{I}_{electric-motor} = \dot{W}_{pv}(1 - \eta_{p,e}) \quad (8)$$

### ۳-۳-۳-۳- اواپراتور و کندانسور

معادله انرژی برای فرایند به صورت زیر است:

$$\dot{I}_{c,v} = \sum_{in} \dot{m}\psi - \sum_{out} \dot{m}\psi \quad (9)$$

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

$$\dot{I}_{e,c} = \left( \dot{m}_1 \psi_{1,in} + \dot{m}_2 \psi_{2,in} \right) - \left( \dot{m}_1 \psi_{1,out} + \dot{m}_2 \psi_{2,out} \right) \quad (10)$$

### ۴-۳-۳-۴- شیر انبساط

نرخ انرژی هدررفته در شیر انبساط به صورت زیر است:

$$\dot{I}_{ir} = \dot{m}(\psi_{in} - \psi_{out}) \quad (11)$$

### ۵-۳-۳-۵- مبدل زمین گرمایی

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

$$\dot{\Phi}_{geo} = \dot{Q}_{geo} \left( 1 - \frac{T_o}{T_{geo}} \right) \quad (12)$$

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:

$$T_{geo} = T_{mean} + A' \cdot \cos \left( \omega(t - t_0) - \frac{z}{d} \right) \times e^{-z/d} \quad (13)$$

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

طول لوله GSHX به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$L_{GSHX} = \frac{\dot{Q}_{geo}}{T_{geo} - \bar{T}_{W,G}} \frac{1}{R_{tot}} \quad (14)$$

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

$$R_{tot} \cong 230 \frac{kW}{m(^{\circ}C)}$$

نرخ اتلاف انرژی در فرایند انتقال حرارت برابر است با:

$$\dot{I}_{GSHX} = \dot{\Phi}_{geo} \pm \dot{m}(\psi_{in} - \psi_{out}) \quad (15)$$

### ۳-۳-۶- سیستم فتوولتائیک

ضریب تابش خورشید برای استفاده PV بر اساس مرجع [۱۴] در نمودار (۱) آمده است. انرژی ورودی حقیقی حاصل از تشعشع می‌تواند به صورت زیر تعریف شود:

$$\dot{W}_{solar} = A I_s \quad (16)$$

که  $I_s$  شدت تابش خورشیدی و  $A$  سطح پنل فتوولتائیک است. انرژی ورودی حاصل از تشعشع به صورت زیر است:

$$\dot{\Phi}_{in,solar} = \left( 1 - \frac{4}{3} \left( \frac{T_0}{T_s} \right) + \frac{1}{3} \left( \frac{T_0}{T_s} \right)^4 \right) I_s A \quad (17)$$

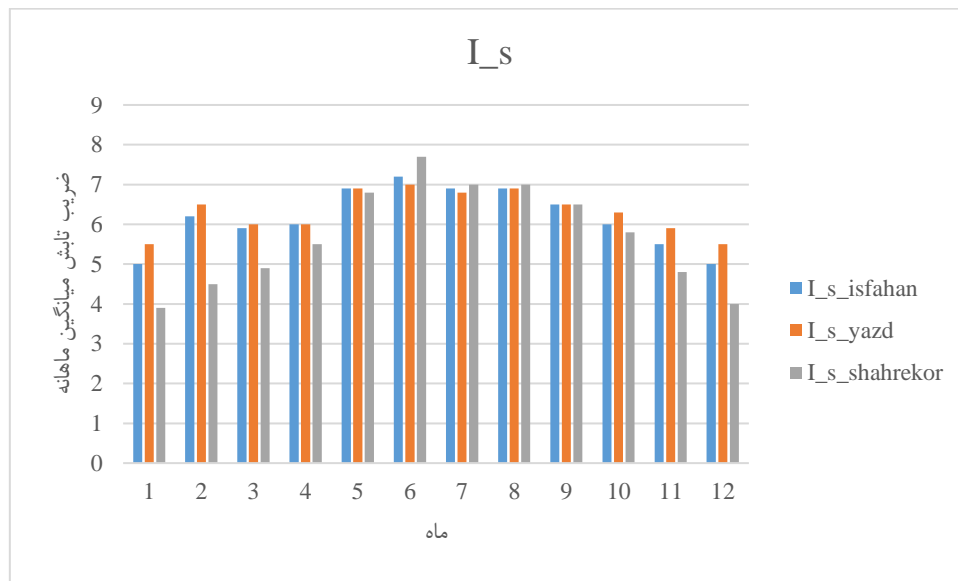
که  $T_s$  دمای خورشید است که ثابت و برابر با 5777 K در نظر گرفته شده است. معادله انرژی برای PV:

$$\dot{\Phi}_{in,solar} = \dot{W}_{pv} + \dot{I}_{PV} \quad (18)$$

انرژی خروجی PV به صورت زیر نشان داده شده است:

$$\dot{W}_{PV} = V_m I_m \quad (19)$$

که  $V_m$  ولتاژ فتوولتائیک و  $I_m$  جریان تولیدی است. میزان تابش میانگین ماهانه سه شهر اصفهان، یزد و شهرکرد از مرجع [۱۴ و ۱۵] در شکل (۳) نمایش داده شده است.



شکل ۳: نمودار مقدار تابش میانگین ماهانه

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

$$\eta_{pce} = \frac{V_m I_m}{I_s A} \quad (20)$$

### ۳-۳-۷- آنالیز سیستم

انرژی ورودی چرخه ی گرمایی توسط منبع زمین-گرمایی  $\dot{\Phi}_{geo}$  و سیستم فتوولتائیک  $\dot{\Phi}_{PV}$  تامین می‌شود. انرژی

تحویل داده شده به خانه برابر است با  $\dot{\Phi}_{load}$ . بنابراین بازده قانون دوم برای سیکل تبرید به این صورت است:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{\Phi}_{load}}{\dot{\Phi}_{geo} + \dot{\Phi}_{PV}} \quad (21)$$

اگرژی از دست رفته کلی به صورت زیر محاسبه شده است:

$$\dot{I}_{total} = \dot{I}_{GSHX} + \dot{I}_{evaporator} + \dot{I}_{condensor} + \dot{I}_{tr} + \sum \left( \dot{I}_{pump} + \dot{I}_{electric-motor} \right) \quad (22)$$

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

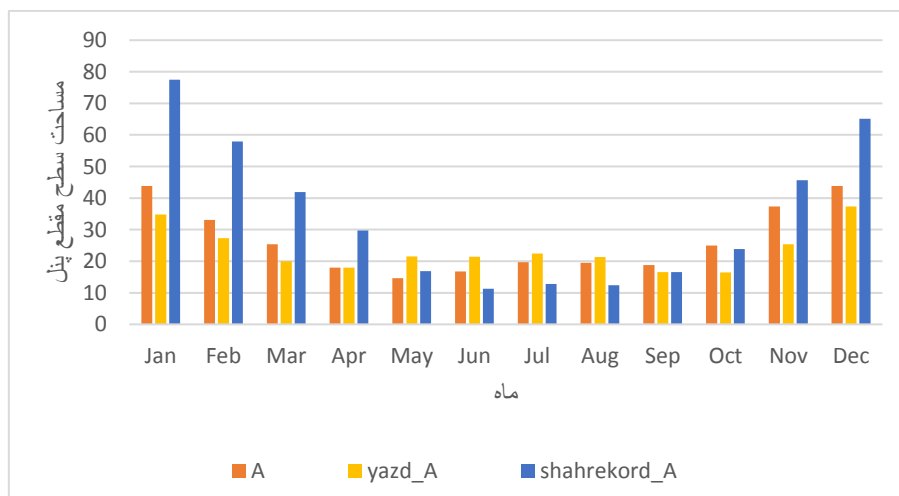
$$RI = \frac{\dot{I}_s}{\dot{I}_{tot}} \quad (23)$$

### ۷-۳-۳- الگوریتم حل

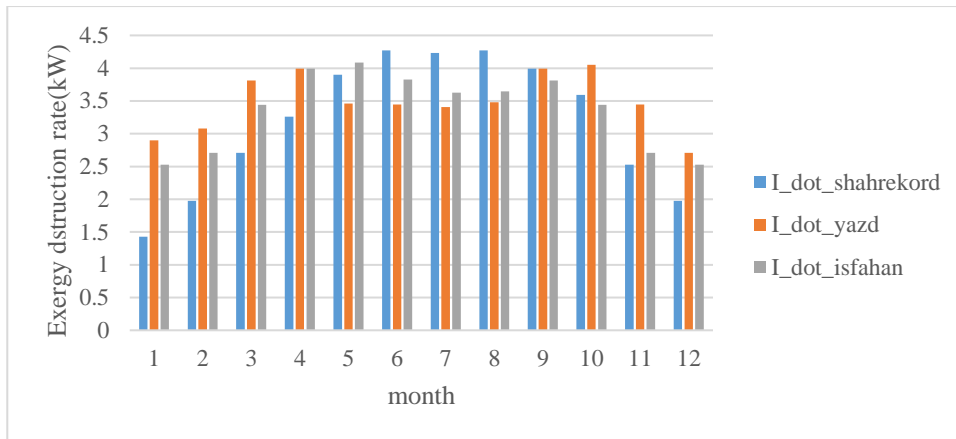
باتوجه به معادلات بیان شده در فصل قبل ابتدا باتوجه به بار گرمایی یا سرمایی مورد نیاز اتاق، مقدار دبی جرمی سیال موجود در چرخه‌ها و سپس مقدار توان مصرفی هر کدام از پمپ‌ها و کمپرسور و از جمع آن‌ها میزان دریافت توان الکتریکی از پنل فتوولتائیک به دست می‌آید. در ادامه باتوجه به میزان شدت تابشی خورشید، مساحت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

### ۸-۳-۳- اعتبارسنجی

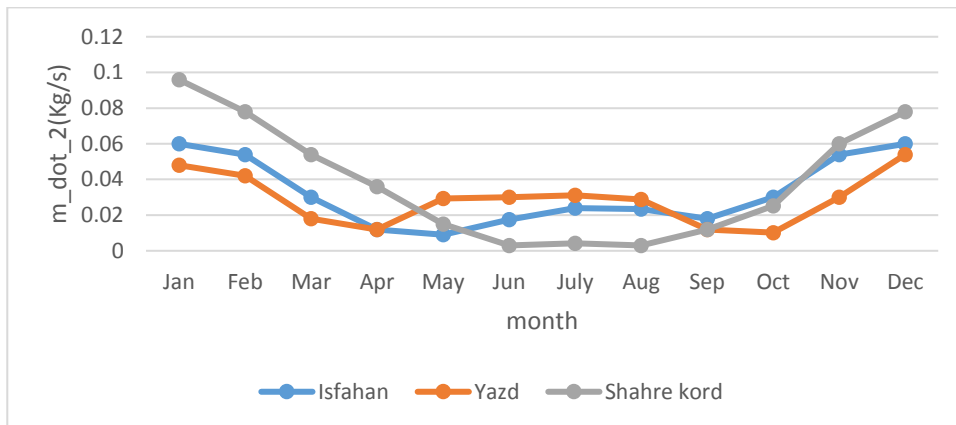
مقدارهای به دست آمده از این پژوهش نسبت به مرجع [۳] در بعضی ماه‌ها و حداکثر به اندازه ۱۵٪ تفاوت دارد که به دلیل در دسترس نبودن برخی داده‌های ورودی در مرجع [۳] و در نتیجه متفاوت بودن بعضی فرضیات رخ داده است. در شکل‌های (۴) و (۵) و (۶) به ترتیب نمودارهای مساحت سطح مقطع پنل مورد نیاز برای شهرهای مختلف، نمودار نرخ اگرژی اتلافی سیستم برای حداقل مساحت پنل مورد نیاز در ماه‌ها و شهرهای مختلف و نمودار تغییرات دبی سیکل یخچال در ماه‌ها و شهرهای مختلف، برای اثبات این ادعا آورده شده است. بر این اساس میزان درستی جواب‌های به دست آمده با مرجع [۲] مورد بحث قرار گرفته شده است.



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



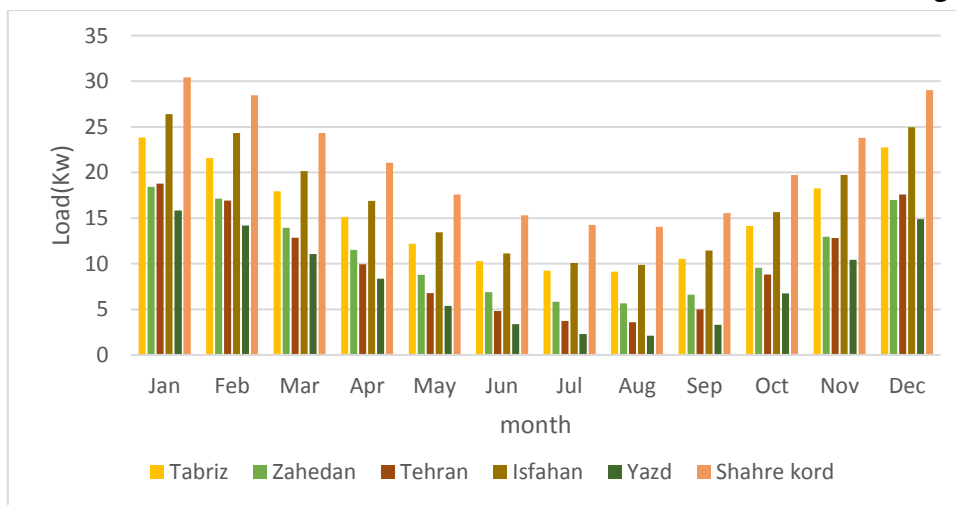
شکل ۵: نمودار نرخ انرژی اتلافی سیستم برای حداقل مساحت پنل مورد نیاز در ماه‌ها و شهرهای مختلف



شکل ۶: نمودار تغییرات دبی سیکل یخچال در ماه‌ها و شهرهای مختلف

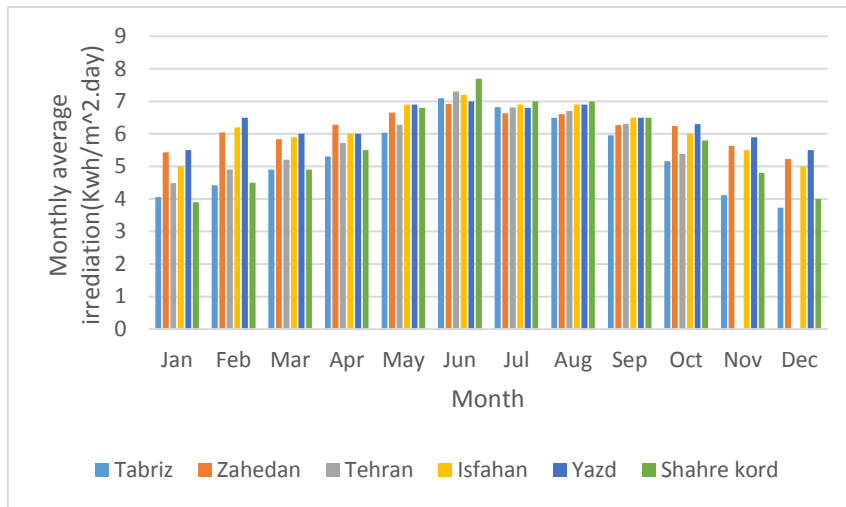
#### ۴- نتایج و بحث

برای بررسی بهتر عملکرد این سیستم در شهرهای مختلف کشورمان، عملکرد آن در سه شهر با اقلیم مختلف علاوه بر شهرهای فوق، مورد مطالعه قرار گرفته است. به این ترتیب نتایج به دست آمده 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 مورد نیاز محاسبه شده است. نتایج به دست آمده برای بار گرمایی و سرمایی در شکل (۷) نمایش داده شده است.



شکل ۷: نمودار بار گرمایی و سرمایی شهرهای مختلف

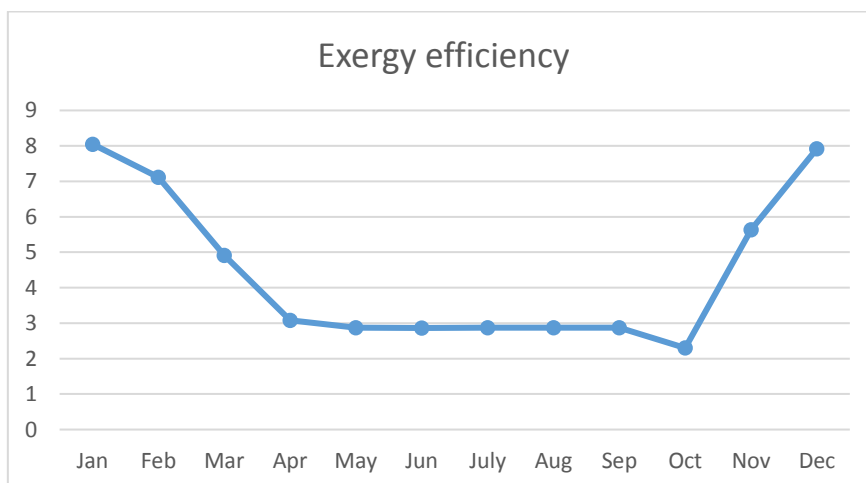
همچنین میزان تشعشع ماهیانه خورشید در شهرهای مورد مطالعه که از منبع [ ۱۴ و ۱۵ ] به دست آمده در شکل (۸) نمایش داده شده است.



شکل ۸: نمودار مقدار تابش میانگین ماهیانه

#### ۴-۱- بازده انرژی

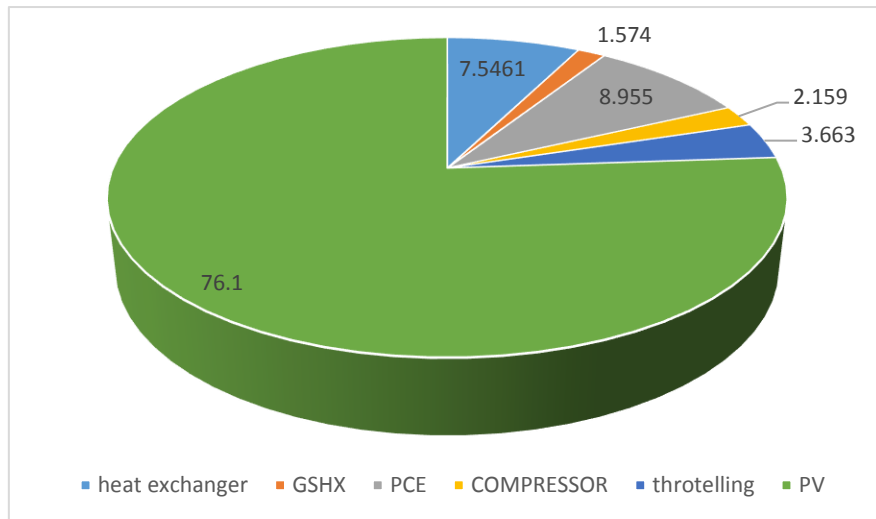
تغییرات بازده انرژی سیستم در طول سال در شکل (۹) نشان داده شده است. بازده انرژی سیکل سرمایشی در فصل‌های گرم تقریباً ثابت است و در پایین‌ترین مقدار خود (۲٪) قرار دارد. اما در طول فصل سرد بازده انرژی افزایش خواهد یافت. بازده انرژی به میزان بسیاری به عملکردی GSHP وابسته است. در طول فصول گرم دمای زمین و محیط نسبت به فصول سرد به هم نزدیک‌ترند که باعث می‌شود انرژی در یافتی از سیستم زمین-گرمایی در طول فصول گرم در سطح پایینی باشد. با وجود این که 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 به وجود آمدن گستره‌ای از انرژی ورودی زمین-گرمایی می‌شود. از آن جاکه انرژی خورشیدی نسبتاً تغییرات کم‌تری را در طول فصل سرد داراست، بازده انرژی سیستم کلی به میزان زیادی به بازده انرژی سیستم زمین-گرمایی وابسته است. از سوی دیگر بالاترین میزان بازده انرژی 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 انرژی برای زاهدان بر اساس ماه

۴-۲- تحلیل بازگشت ناپذیری نسبی

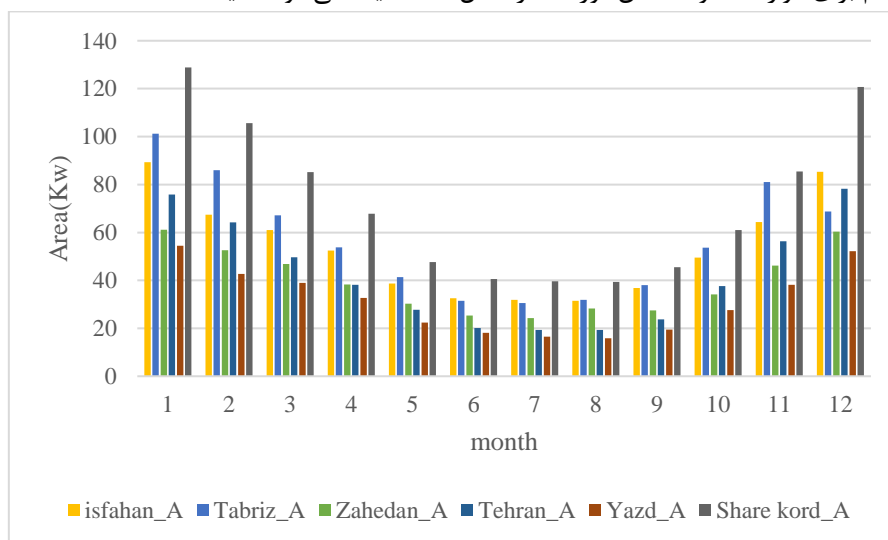
شکل (۱۰) برگشت ناپذیری نسبی واحد را برای کل چرخه نمایش می‌دهد. در شکل (۱۰) نشان داده شده است که بیشترین اتلاف انرژی در سیستم PV رخ می‌دهد. سلول‌های فتوولتائیک، مبدل AC/DC، و سیستم باتری تقریباً ۸۲٪ انرژی کل ورودی را تلف می‌کنند. دومین فرایند از نظر بزرگی اتلاف انرژی مربوط به تبادل حرارت در اواپراتور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



شکل ۱۰: نمایش برگشت ناپذیری نسبی برای اصفهان

۴-۳- اثرات محدودیت‌های طراحی

محدودیت‌های اصلی طراحی چرخه سرمایه‌گذاری طول مبدل گرمایی زمینی و سطح پنل‌های فتوولتائیک هستند. هر شاخص طراحی برای این پارامترها می‌تواند نتایج تحلیل انرژی را عوض کند. همین‌طور ویژگی‌های آب‌وهوایی می‌تواند بر روی عملکرد سیستم تأثیر بگذارد. COP سیستم هم تابعی از نرخ دبی جرمی یخچال است. با توجه به این نکات و برای نشان دادن اثر محدودیت‌های ذکر شده بر عملکرد سیستم تبرید از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک، نتایج نشان داده شده‌اند. تأثیر اقلیم‌های آب‌وهوایی مختلف بر عملکرد سیستم برای موارد متفاوت همان‌طور که در شکل (۱۱) دیده می‌شود مقایسه شده است.

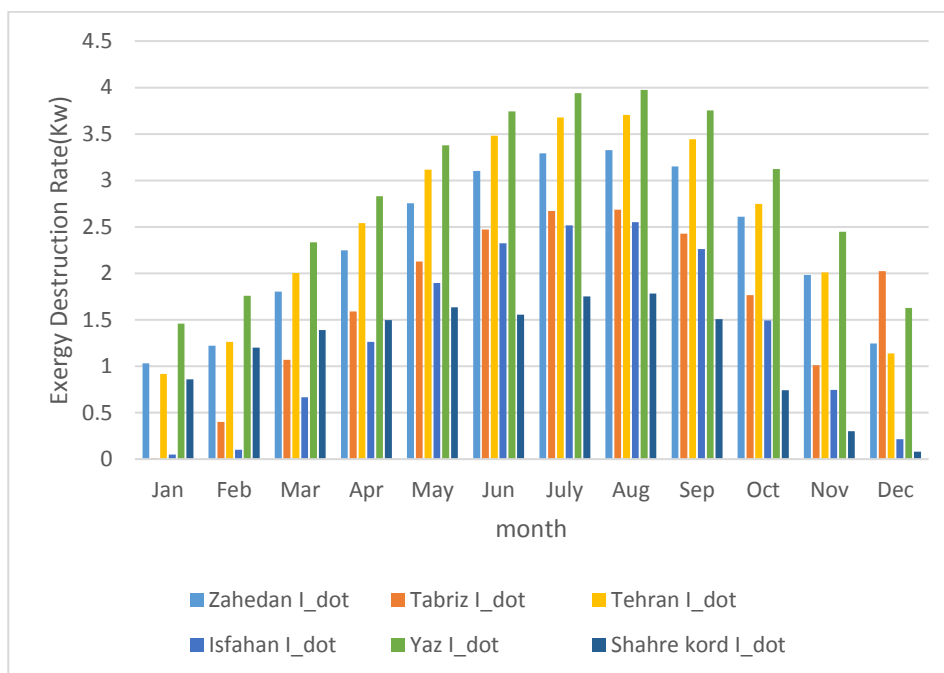


شکل ۱۱: نمودار مساحت سطح مقطع پنل مورد نیاز برای شهرهای مختلف

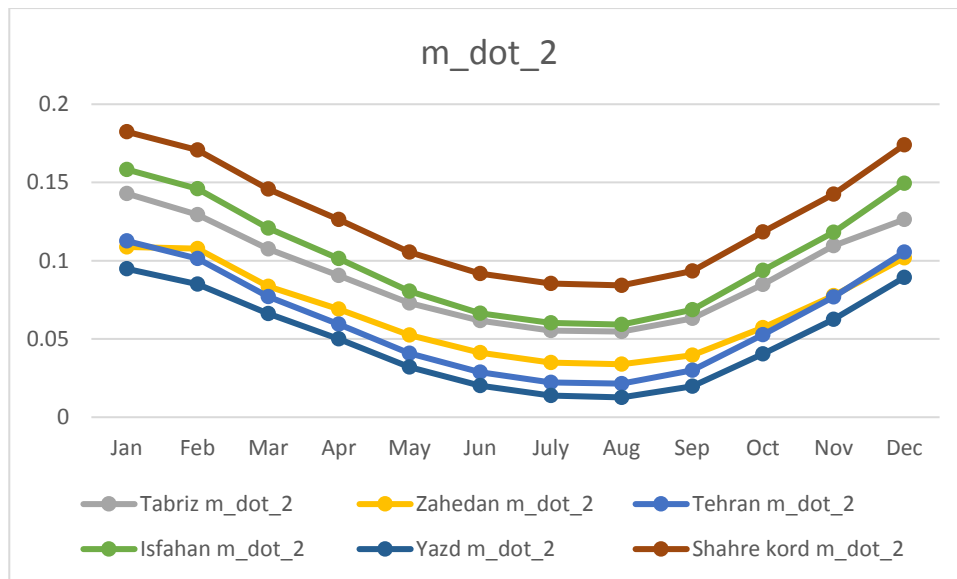
اگر انرژی اتلافی کل سیستم می تواند به دو قسمت اجتناب پذیر و اجتناب پذیر تقسیم شود. بخش اجتناب پذیر مربوط است به اتلاف انرژی حاصل از بازگشت ناپذیری روندهای مختلف قابل اجرا در چرخه تبرید با حداقل مقدار مورد نیاز منابع انرژی، و بخش دیگر مربوط به بیش طراحی سیستم برای ماه های مختلف است. به بیان دیگر بخش اجتناب پذیر مربوط به بازگشت ناپذیری های درونی اجزاست اما اتلاف انرژی اجتناب پذیر به دلیل بیش طراحی سیستم (مانند بیش از نیاز بودن سطح پنل های فوتوولتائیک یا طول لوله های GSHX) است.

یک سیستم تهویه مطبوع برای یک ساختمان خاص معمولاً برای بدترین شرایط آب و هوایی طراحی می شود. (به عنوان مثال برای گرم ترین و سردترین روز سال) و سیستم های کنترلی برای به حداقل رساندن مصرف انرژی در بقیه روزهای سال به کار می روند. باین حال، در استفاده از سیستم های خورشیدی و زمین گرمایی، طول مبدل های حرارتی و مساحت پنل های PV تنها با بیشینه انرژی مورد نیاز مطابقت دارد که منجر به اتلاف زیاد انرژی ورودی در طول بیشتر روزهای فعالیت سیستم می شود. مشاهده شده است که اتلاف انرژی حاصل از عدم تطابق انرژی ورودی و مورد نیاز در سیستم PV بسیار بزرگتر از سیستم GSHP است. انرژی اضافی موجود را می توان یا برای عملیات سیستم در طول شب و یا ساعات اوج ذخیره کرد. در واقع، طراحی کل چرخه می تواند بر اساس میانگین انرژی مورد نیاز بهینه شود و سیستم ذخیره انرژی می تواند برای جبران کمبود انرژی در ساعات اوج، استفاده شود.

همان طور که در شکل (۱۲) نشان داده شده است در طول فصول گرم بخش قابل توجهی از پنل های خورشیدی مورد استفاده قرار نمی گیرند. بیشینه نرخ اتلاف انرژی در ماه آپریل و به دلیل عدم تطابق بین سائز سیستم و انرژی مورد نیاز ساختمان اتفاق می افتد. در این ماه بار گرمایشی و سرمایشی کمینه هستند. بیش از ۸۰٪ انرژی اتلافی در این ماه می تواند توسط ذخیره شدن انرژی در باتری کم شود. تغییرات دبی جریان مبرد پمپ حرارتی در طول یک سال و بر اساس تغییرات آب و هوایی در شکل (۱۳) نشان داده شده است. می توان نتیجه گرفت که برای شهر اصفهان در طول ماه های سرد زمستان، زمانی که هر دوی سطح پنل PV و طول GSHX ماکزیمم هستند بیش ترین دبی مبرد هم مورد نیاز است. در واقع تقاضای انرژی بالا و میزان تشعشع پایین خورشید در طول این ماهها منجر به افزایش قابل توجه بازگشت ناپذیری تا ۲ برابر می شود. این بازگشت ناپذیری بیشتر در مبدل های گرمایی سیکل تبرید رخ می دهند.



شکل ۱۲: نمودار نرخ انرژی اتلافی سیستم برای حداقل مساحت پنل مورد نیاز در ماه ها و شهر های مختلف



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 قابل اجرا در چرخه 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 تهویه مطبوع برای یک ساختمان خاص معمولاً برای بدترین شرایط آب‌وهوایی طراحی می‌شود. سیستم‌های کنترلی برای به حداقل رساندن مصرف انرژی در بقیه روزهای سال به کار می‌روند. باین‌حال، 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 قابل توجهی از پنل‌های خورشیدی مورد استفاده قرار نمی‌گیرند. بیشینه نرخ اتلاف اگزرژی در ماه آپریل و به دلیل عدم تطابق بین سائز 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، زمانی که هر دوی سطح پنل PV و طول GSHP ماکزیمم هستند بیش‌ترین دبی مبرد هم موردنیاز است. در واقع تقاضای انرژی بالا و میزان تشعشع پایین خورشید

در طول این ماهها منجر به افزایش قابل توجه بازگشتناپذیری تا ۲ برابر می شود. این بازگشتناپذیری بیش تر در مبدل های گرمایی سیکل تبرید رخ می دهند.

## 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 Sustainability 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," *Applied Thermal 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.

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

Mojtaba Masoumnezhad<sup>1\*</sup>, Vahid Rezaee<sup>2</sup>, Ahmed Ajaqloo<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran

<sup>2</sup> Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran

<sup>3</sup> 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: mmasoumnezhad@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.