

Performance Analysis of a Building Heating System using Underground Source Heat Pump and Photovoltaic Thermal Collector

M. Karami, F. Sarhaddi*, F. Sobhnamayan

Department of Mechanical Engineering, University of Sistan and Baluchestan, Zahedan, Iran

ABSTRACT: This study investigates the performance evaluation of a building heating system equipped to underground storage tank heat pump and photovoltaic thermal collector. The system consists of an underground spherical tank, a photovoltaic thermal collector and a heat pump. The performance evaluation of the combined system is carried out from the energy and exergy perspective. Developing energy balance for various components of the system, the analytical relations for water temperature of the auxiliary tank, solar cell temperature, absorber plate temperature and the useful heat gain of photovoltaic thermal collector are obtained. The output electrical power of photovoltaic module is calculated by the four-parameter current-voltage model. By writing the exergy balance for the various components of the system, their irreversibility is specified. The validation of the simulation results is carried. The obtained results indicate that the energy and exergy efficiency is maximum for the collector number of 65 and mass flow rate of 0.25 kg/s. The decrease in storage tank volume causes a decrease in water temperature. The increase of 30% in the collector number causes an increase of 25% in water temperature. The highest and lowest water temperature of the tank is observed on the ground of coarse graveled and granite, respectively.

Review History:

Received: 7 Oct. 2018
Revised: 14 Jan. 2019
Accepted: 11 Mar. 2019
Available Online: 20 Mar. 2019

Keywords:

Energy storage
Underground tank
Photovoltaic thermal collector
Irreversibility

1- Introduction

A building heating system by the underground source heat pump and photovoltaic thermal collectors provides the possibility of storing solar energy in warm seasons and using it in cold seasons to supply the thermal energy needed for building heating [1]. Fig. 1 shows the schematic view of the studied system.

Many studies [1-4] have been carried out on the performance evaluation of the building heating system equipped to an underground source heat pump and solar collectors. Yumrutaş and Ünsal [1] investigated the energy analysis and modeling of the solar heating system of a building with the help of a heat pump and an underground energy storage tank. Their proposed model was used to predict the long-term performance of the system. The results of their study showed that the minimum amount of annual water temperature of storage tank is directly related to decreasing tank volume and solar collector area. In previous studies [1-4], the underground heat pump system with the help of conventional solar collectors for building heating has been studied. However, in the present research, photovoltaic thermal collectors have been used instead of conventional solar collectors to heat the building, and the performance analysis of the building heating system equipped to an underground source heat pump and photovoltaic thermal collectors is carried out. In this case, in addition to thermal energy, electricity will be produced at the same time.

2- Governing Equations

The governing equations for water temperature inside the

underground storage tank include the transient radial conduction heat transfer [1].

$$\frac{\partial^2 T_w}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial T_w}{\partial r} = \frac{\rho_w c_w}{k_w} \frac{\partial T_w}{\partial t} \quad (1)$$

$$T_w(0, t) = \text{finite} \quad (2)$$

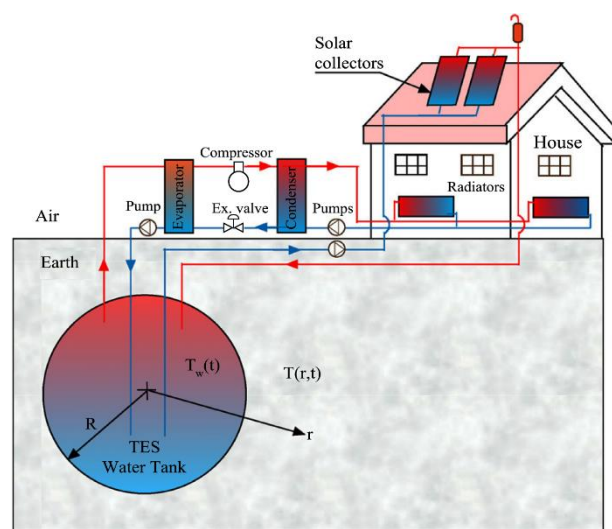


Fig. 1. Heating system by an underground source heat pump and photovoltaic thermal collectors [1]

*Corresponding author's email: fsarhaddi@eng.usb.ac.ir

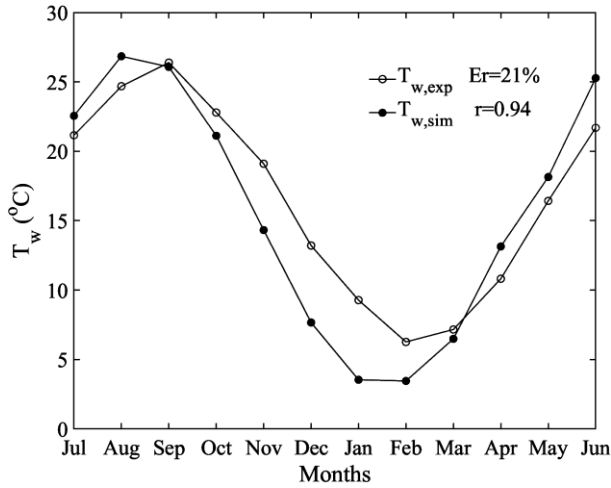


Fig. 2. Simulated and experimental values of the water temperature inside the underground storage tank

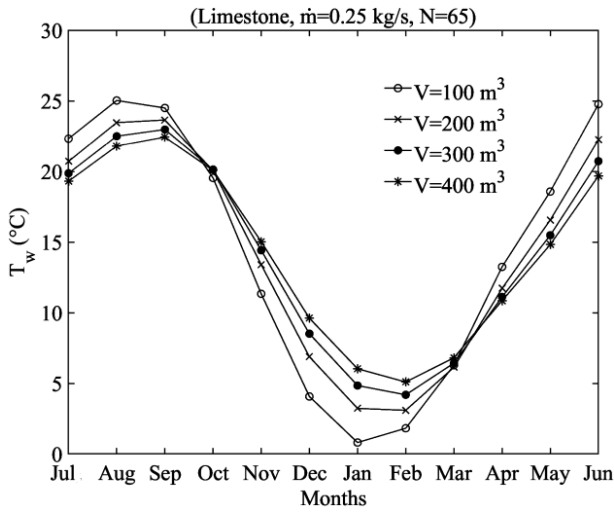


Fig. 3. Effect of changes in the volume of the water tank on the water temperature of the underground water tank

$$T_w(R, t) = T_s \quad (3)$$

$$T(r, 0) = T_0 \quad (4)$$

An expression for water temperature inside the underground storage tank can be obtained after the solution of Eq. (1) by the separation of variables method as follows [1].

$$T_w(r, t) = T_s + \sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{2R(T_s - T_0)(-1)^n}{n\pi} \right) \times e^{-\alpha_w \left(\frac{n\pi}{R} \right)^2 t} \frac{1}{r} \sin \left(\frac{n\pi}{R} r \right) \quad (5)$$

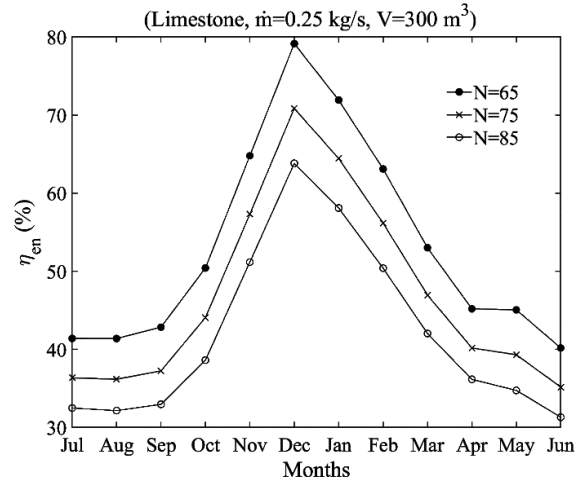


Fig. 4. Effect of changes in the number of photovoltaic thermal collectors on energy efficiency

where T_s is water temperature on the tank surface in the location of $r=R$. It can be obtained from the solution of the following equations set.

$$Q_{cond,e} = Q_{cond,w} + Q_u - Q_L \quad (6)$$

$$Q_{cond,e} = 4\pi k(T_s - T_{\infty}) / (1/R - 1/R_o) \quad (7)$$

$$Q_{cond,w} = -8\pi R k_w (T_s - T_0) \sum_{n=1}^{\infty} e^{-\alpha_w \left(\frac{n\pi}{R} \right)^2 t} \quad (8)$$

$$Q_u = F_R A_c [(\alpha\tau)_{eff} G_c - U_L (T_{f,in} - T_a)] \quad (9)$$

$$Q_L = Q_h - Q_h (T_h - T_w) / (\eta_c T_h) \quad (10)$$

The output electrical power and electrical efficiency of the photovoltaic module can be calculated by the four-parameter model of current-voltage as follows [4]:

$$I = I_L - I_o \left[\exp \left(\frac{V + IR_s}{a} \right) - 1 \right] \quad (11)$$

$$\eta_{el} = V_{mp} I_{mp} / (A_c G) \quad (12)$$

The energy efficiency of the hybrid solar heating system can be defined as follows:

$$\eta_{en} = (Q_h + V_{mp} I_{mp} / C_f) / (A_c G + Q_h - Q_L) \quad (13)$$

3- Validation

The present simulation results for the water temperature of the storage tank are validated with the experimental data of Yumrutaş and Ünsal [1] (see Fig. 2).

According to Fig. 2, the simulation results of the present study for water temperature are in good agreement with experimental data of Yumrutaş and Ünsal [1].

4- Results

Fig. 3 shows the effect of changes in the volume of the water tank on the water temperature of the underground tank.

According to Fig. 3, the amplitude of the changes in water temperature decreases with the increase of water tank volume. By increasing the water tank volume, we come close to the thermodynamic meaning of the heat source, so that the temperature fluctuations of the tank water decreases with the entry and exit of the heat. Fig. 4 shows the effect of the number of photovoltaic thermal collectors on the annual energy efficiency. With the increase of 30% in collectors numbers, the energy efficiency decreases about 25%.

5- Conclusions

It is concluded from the results of the present study that the simulation results of this study are in good agreement

with the experimental results of previous studies. Also, the increase in the number of collectors increases the electrical power and thermal energy. However, this increase is lower than the increase of absorbed solar energy, therefore the energy efficiency reduces.

References

- [1] R. Yumrutaş, M. Ünsal, Energy analysis and modeling of a solar assisted house heating system with a heat pump and an underground energy storage tank, *Solar Energy*, 86 (2012) 983-993.
- [2] V. Verma, K. Murugesan, Experimental study of solar assisted ground source heat pump system during space heating operation from morning to evening, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 32 (2018) 391-398.
- [3] J. Menéndez, J. Loredó, M. Galdo, J.M. Fernández-Oro, Energy storage in underground coal mines in NW Spain: Assessment of an underground lower water reservoir and preliminary energy balance, *Renewable Energy*, 134 (2019) 1381-1391.
- [4] J. Yazdanpanahi, F. Sarhaddi, Irreversibility rates in a solar photovoltaic/thermal water collector: An experimental study, *Heat Transfer Research*, 48 (8) (2017) 741-756.



تحلیل عملکرد سیستم گرمایش ساختمان توسط پمپ حرارتی منبع زیرزمینی و گردآورنده فتوولتائیک حرارتی

ملیحه کرمی، فرامرز سرحدی^{*}، فاطمه صبح‌نمایان

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی شهید نیکبخت، دانشگاه سیستان و بلوچستان، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۷/۰۷/۱۵

بازنگری: ۱۳۹۷/۱۰/۲۴

پذیرش: ۱۳۹۷/۱۲/۲۰

ارائه آنلاین: ۱۳۹۷/۱۲/۲۹

کلمات کلیدی:

ذخیره انرژی

منبع زیرزمینی

گردآورنده فتوولتائیک حرارتی

بازگشت‌ناپذیری

خلاصه: در پژوهش حاضر به تحلیل عملکرد سیستم گرمایش ساختمان مجهز به پمپ حرارتی منبع زیرزمینی و گردآورنده فتوولتائیک حرارتی پرداخته شده است. اجزاء سیستم مورد مطالعه شامل منبع کروی زیرزمینی، گردآورنده فتوولتائیک حرارتی و پمپ حرارتی می‌باشد. بررسی عملکرد سیستم ترکیبی از دو منظر انرژی و اکسرژی صورت گرفته است. توسط توسعه موازنه انرژی برای اجزاء مختلف سیستم روابطی تحلیلی برای محاسبه دمای آب منبع کمکی، دمای سلول خورشیدی، دمای صفحه جاذب و نرخ حرارت جذب شده گردآورنده فتوولتائیک حرارتی به دست آمده است. توان الکتریکی خروجی مدول فتوولتائیک توسط مدل الکتریکی چهار پارامتری جریان-ولتاژ محاسبه شده است. با نوشتن موازنه اکسرژی برای اجزاء مختلف سیستم برگشت‌ناپذیری آن‌ها مشخص شده است. نتایج شبیه‌سازی تحقیق حاضر در توافق خوبی با داده‌های آزمایشگاهی تحقیقات پیشین می‌باشد. بررسی نتایج نشان می‌دهد که برای تعداد گردآورنده ۶۵ عدد و دبی جرمی ۰/۲۵ کیلوگرم بر ثانیه راندمان انرژی و اکسرژی حداکثر می‌باشد. کاهش حجم منبع کاهش دمای آب منبع کمکی را به دنبال دارد. افزایش ۳۰ درصدی تعداد گردآورنده‌های فتوولتائیک حرارتی افزایش ۲۵ درصدی دمای آب را سبب می‌شود. بیشترین و کمترین دمای آب منبع کمکی به ترتیب در زمینی از جنس سنگ‌ریزه زبر و گرانیت مشاهده شد.

۱- مقدمه

اتمام‌پذیری منابع سوخت‌های فسیلی، آلاینده‌گی و مسایل زیست‌محیطی ناشی از آن توجه محققان را به استفاده از منابع انرژی‌های تجدیدپذیر هم‌چون انرژی زمین‌گرمایی و انرژی خورشیدی معطوف ساخته است. مشکلات متعددی جهت استفاده از منبع ذخیره‌سازی انرژی خورشیدی به طور تنها وجود دارد. یک عامل مهم محدود شدن استفاده از انرژی خورشیدی، چرخه‌ای و وابسته بودن آن به زمان است به‌طوری‌که در طول شب نمی‌توان از آن بهره برد. پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی نیز دارای معایبی از جمله هزینه اولیه بالا، نیاز به توان الکتریکی جهت پمپاژ سیال عامل و هم‌چنین کاهش توانایی منبع زمین در گرمایش در طول یک دوره کارکرد می‌باشند. اگر پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی با گردآورنده‌های فتوولتائیک حرارتی خورشیدی ترکیب شوند سیستم ترکیبی حاصله از مزایای زیر برخوردار می‌باشد:

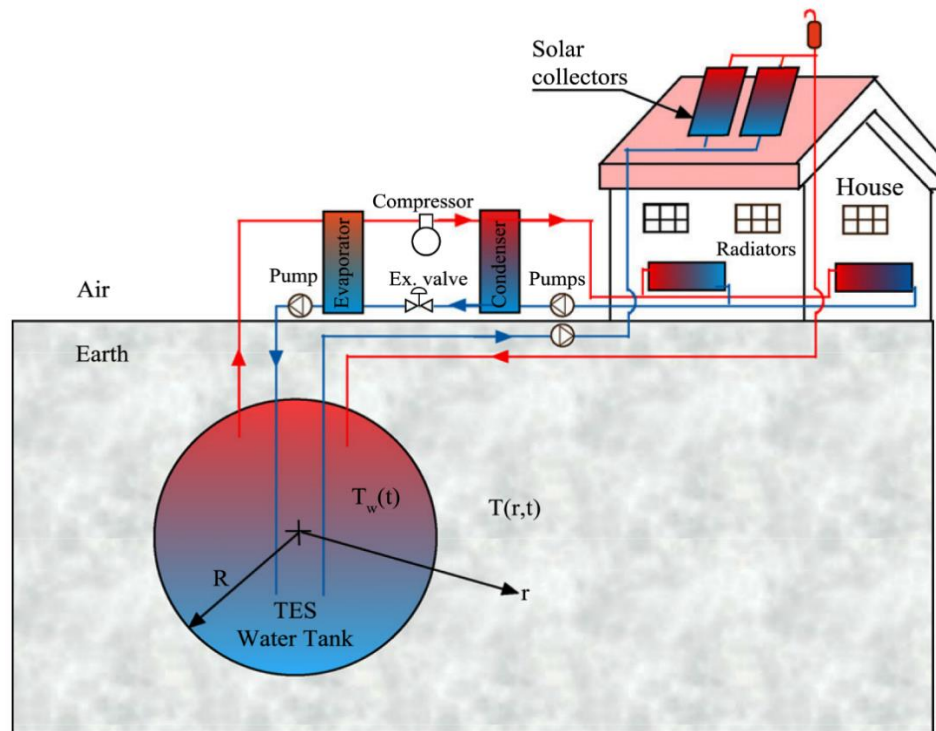
۱- سیستم پمپ حرارتی زمین خورشیدی مشکلات متعددی از جمله نامنظم بودن تولید انرژی را حل کرده است.

۲- این سیستم هم‌چنین از افت درجه حرارت زمین به هنگام استفاده متناوب از سیستم پمپ حرارتی زمینی جلوگیری می‌کند.
۳- سیستم فتوولتائیک می‌تواند توان الکتریکی لازم در سیکل را در اختیار گذارد.

در سیستم‌های گرمایشی می‌توان از منبع زیرزمینی و لوله‌های مارپیچ استفاده کرد که کاربرد متفاوتی دارند. هدف از استفاده منبع ذخیره‌سازی زیرزمینی تبادل انتقال حرارت بسیار کم با زمین می‌باشد که بتواند انرژی را برای زمان مورد استفاده ذخیره کند. هدف از استفاده لوله‌های مارپیچ تبادل انتقال حرارت آنی بیشتر با زمین می‌باشد که سیال جاری در لوله‌ها بتواند انتقال انرژی بیشتری با زمین انجام دهند. در این پژوهش از منبع زیرزمینی کروی برای ذخیره‌سازی انرژی استفاده شده است که با ترکیب با گردآورنده‌های فتوولتائیک حرارتی می‌تواند انرژی خورشید را در فصول گرم ذخیره و در فصول سرد انرژی مورد نیاز برای گرمایش ساختمان را تامین نماید. یک مخزن کروی به دلیل توزیع تنش یکنواخت در سطح داخلی و خارجی آن یا عدم وجود نقاط دارای تمرکز تنش از استحکام مناسبی برخوردار است. طرحی از سیستم گرمایشی مورد تحقیق در شکل ۱ نشان

^{*} نویسنده عهده‌دار مکاتبات: fsarhaddi@eng.usb.ac.ir





شکل ۱: سیستم گرمایشی توسط پمپ حرارتی منبع زیرزمینی و گردآورنده فتوولتائیک حرارتی [۱]

Fig. 1. Heating system by an underground source heat pump and photovoltaic thermal collector [1]

روزانه جهت گرمایش فضا را انجام دادند و عملکرد حرارتی آن را بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که ضریب عملکرد پمپ حرارتی برای کم‌ترین دمای منبع ذخیره‌سازی در پایان یک روز ابری حدود ۲/۵ و در حدود ۳/۵ برای بالاترین دمای منبع در پایان یک روز آفتابی است و نوسان آن بین این مقادیر در زمان‌های دیگر است. همچنین، ضریب عملکرد سیستم در حدود ۱۵-۲۰ درصد پایین‌تر از ضریب عملکرد پمپ حرارتی است. هنگامی که دمای آب مخزن ذخیره‌سازی از 38°C بیشتر باشد، آن را از میان سیستم گرمایش کف برای گرم کردن اتاق به چرخش در می‌آید که این باعث می‌شود ضریب عملکرد سیستم و ضریب عملکرد پمپ حرارتی به مقادیر بالاتری برسند. اسن و همکاران [۵] در سال ۲۰۰۷ به بررسی بازده انرژی و اکسرژی سیستم پمپ حرارتی منبع‌زمینی به عنوان تابعی از عمق گودال برای فصل گرم پرداختند. مبدل‌های حرارتی زمینی افقی مورد استفاده قرار گرفته در عمق‌های ۱ متری و ۲ متری دفن شدند. نتایج نشان می‌دهد که بازده انرژی و اکسرژی سیستم با افزایش دمای منبع گرما (زمین) برای فصل گرم افزایش می‌یابد و با افزایش درجه حرارت محیط مرجع راندمان اکسرژی در هر دو مبدل حرارتی زمینی کاهش می‌یابد. وانگ و همکاران [۶] در سال ۲۰۰۹ به مقایسه تحلیل اکسرژی یک سیستم پمپ گرمایی منبع زمینی برای

داده شده است.

تحقیقات متعددی در خصوص بررسی عملکرد سیستم گرمایشی مجهز به پمپ‌حرارتی منبع زیرزمینی و گردآورنده‌های خورشیدی انجام شده است. یامروتاس و آنسال [۲] در سال ۲۰۰۰ یک مدل محاسباتی برای سیستم گرمایشی با استفاده از پمپ گرمایی به همراه یک مخزن نیم‌کروی زمین‌گرمایی ارائه دادند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که استفاده از مواد با هدایت حرارتی بالا تبادل انرژی بین زمین و مخزن را افزایش می‌دهد که تبادل انرژی بالا، سبب افزایش دمای آب مخزن و عملکرد سیستم می‌شود و ضخامت بالای عایق و شعاع مخزن بزرگ‌تر از ۳۵ متر دارای مزیت قابل توجهی نیستند. یامروتاس و همکاران [۳] در سال ۲۰۰۳ یک مدل تحلیلی و محاسباتی برای سیستم گرمایشی خورشیدی با کمک پمپ حرارتی و یک مخزن ذخیره‌سازی استوانه‌ای زیرزمینی را ارائه دادند. نتایج به‌دست آمده تاثیر نوع زمین و اندازه سیستم را بر عملکرد سیستم نشان دادند. دمای بالای آب مخزن در زمینی از جنس سنگ‌ریزه و دمای پایین آب مخزن در زمینی از جنس گرانیت اتفاق می‌افتد. با کاهش حجم مخزن دامنه درجه حرارت افزایش می‌یابد. یامروتاس و کاسکا [۴] در سال ۲۰۰۴ طراحی و ساخت یک سیستم پمپ حرارتی خورشیدی با یک مخزن ذخیره‌سازی انرژی استوانه‌ای

هر دو حالت گرمایش و سرمایش ساختمان پرداختند. نتایج نشان می‌دهد که از بین رفتن اکسرژی سیستم پمپ گرمایی منبع‌زمینی در حالت گرمایشی بیشتر از حالت سرمایشی است و راندمان اکسرژی کل سیستم پمپ گرمایی منبع‌زمینی به‌طور آشکار پایین‌تر از اجزاء آن در هر دو حالت سرمایشی و گرمایشی است، به همین دلیل باید به تحلیل اکسرژی کل سیستم توجه بیشتری شود. لوهانی و اسمیت [۷] در سال ۲۰۱۰ به مقایسه انرژی و تحلیل اکسرژی سیستم گرمایش فضای یک ساختمان با نیروگاه‌های تولید حرارت مختلف پرداختند. سه سیستم متعارف (با سوخت فسیلی) و سیستم پمپ گرمایی منبع‌زمینی و سیستم پمپ گرمایی منبع هوایی مقایسه شده‌اند. مقایسه این تجزیه و تحلیل نشان می‌دهد سیستم پمپ گرمایی منبع‌زمینی واقع بینانه‌ترین سیستم است که ضریب عملکرد اولیه کلی بالای حدود ۵۰ درصد و راندمان اکسرژی کلی اولیه در حدود ۲۵ درصد کمتر از تقاضای انرژی اولیه و اکسرژی در حالت پایه که سیستم متعارف است دارد. یامروتاس و آنسال [۱] در سال ۲۰۱۲ تحلیل انرژی و مدل‌سازی سیستم گرمایشی خورشیدی یک ساختمان با کمک پمپ حرارتی و مخزن ذخیره‌سازی انرژی زیرزمینی پرداختند. مدل ارائه شده برای پیش‌بینی عملکرد بلندمدت سیستم موردنظر است. نتایج به‌دست آمده از این تحقیق نشان داده‌است که حداقل مقدار دمای سالانه مخزن ذخیره‌سازی با کاهش حجم مخزن و یا مساحت گردآورنده خورشیدی ارتباط مستقیم دارد. از ترک [۸] در سال ۲۰۱۴ به تحلیل بازده انرژی و اکسرژی یک سیستم پمپ حرارتی منبع زیرزمینی پرداخت که در آن اواپراتور به عنوان گردآورنده فتوولتائیک حرارتی کار می‌کند. از نتایج راندمان اکسرژی، ضریب عملکرد سیستم و ضریب عملکرد اکسرژی سیستم به‌ترتیب $72/74$ ، $2/89$ و $0/39$ درصد به‌دست آمدند. سیستم ترکیبی پمپ حرارتی منبع‌زمینی که توسط یک گردآورنده فتوولتائیک حرارتی نصب شده بر روی اواپراتور نسبت به سیستم پمپ حرارتی منبع‌زمینی ساده سودمندتر است و دلیل آن می‌تواند کاهش و یا از بین رفتن برق مصرفی از اجزای کمپرسور و پمپ باشد. ورما و موروگسان [۹] در سال ۲۰۱۷ به بررسی عملکرد یک سیستم پمپ حرارتی منبع‌زمینی با کمک خورشید برای ذخیره انرژی خورشیدی در روز و گرمایش فضا در شب پرداختند. نتایج به‌دست آمده نشان داد که در حین تزریق گرما از گردآورنده خورشیدی به داخل زمین، در حدود ۵-۱۸ درصد از انرژی هدر می‌رود و افزایش دبی جرمی سیال انتقال حرارت در کلکتور و مبدل حرارتی زمینی منجر به افزایش ۲۱ درصدی تزریق گرما به داخل زمین می‌شود. ورما و موروگسان [۱۰] در سال ۲۰۱۸ به تحقیق تجربی یک سیستم خورشیدی به کمک پمپ حرارتی منبع زیرزمینی برای

تشخیص تغییرات عملکرد آن در مدت زمان گرمایش برای ۸ ساعت پیوسته از ۹ صبح تا ۵ عصر در شرایط آب و هوایی هند پرداختند. نتایج این تحقیق افزایش ۳ درصدی دمای خانه را نشان داد و همچنین آن‌ها نشان دادند که این سیستم توانایی نگهداری دمای خانه را بین ۲۱-۲۰ درجه سانتی‌گراد هنگامی که دمای بیرون حدود ۱۲ درجه سانتی‌گراد است را دارد. سایدام و همکاران [۱۱] در سال ۲۰۱۹ به طراحی و ساخت یک مبدل حرارتی مجهز به مواد تغییر فازدهنده و لوله‌های مارپیچ جهت استفاده در مخازن ذخیره انرژی حرارتی پرداختند. ماده تغییر فازدهنده و سیال عامل در تحقیق آن‌ها به ترتیب واکس پارافین و مخلوط آب-اتیلن گلیکول بود. آن‌ها اثر تغییرات دبی جرمی جریان و دمای ورود سیال را بر زمان شارژ و تخلیه ماده تغییر فازدهنده بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که افزایش دبی جرمی جریان و دمای سیال ورودی و به ترتیب باعث کاهش ۲۱ درصدی و ۳۵ درصدی زمان شارژ می‌گردد. مندز و همکاران [۱۲] در سال ۲۰۱۹ به بررسی عددی امکان استفاده از تونل‌های زیرزمینی موجود در معادن متروک به عنوان مخزن ذخیره انرژی حرارتی جهت استفاده در پمپ گرمایی پرداختند. آن‌ها توسط روش دینامیک سیالات محاسباتی یک مدل سه‌بعدی جریان دو فاز برای تحلیل رفتار هیدرودینامیکی و حرارتی جریان آب و هوا را در تونل‌های زیرزمینی یک معدن متروک توسعه دادند. نتایج تحقیق آن‌ها نشان می‌دهد که استفاده از معادن زیرزمینی متروک به عنوان منبع ذخیره انرژی دما پایین از نظر تکنیکی امکان‌پذیر می‌باشد.

در پژوهش‌های گذشته [۱۲-۱۱] سیستم پمپ حرارتی منبع زیرزمینی با کمک گردآورنده معمولی برای گرمایش ساختمان مورد مطالعه و بررسی قرار گرفته است. در پژوهش حاضر برای گرمایش ساختمان از گردآورنده‌های فتوولتائیک حرارتی به جای گردآورنده‌های خورشیدی معمولی استفاده شده‌است و به تحلیل عملکرد سیستم گرمایش ساختمان توسط پمپ حرارتی منبع ذخیره‌سازی زیرزمینی پرداخته می‌شود.

۲- معادلات حاکم بر مسئله

در این قسمت به تحلیل انرژی سیستم گرمایش ساختمان توسط پمپ‌حرارتی منبع زیرزمینی و گردآورنده فتوولتائیک حرارتی پرداخته می‌شود. هدف از تحلیل انرژی، به‌دست آوردن روابطی برای محاسبه دمای قسمت‌های مختلف سیستم همچون دمای آب منبع کمکی، دمای زمین اطراف منبع کمکی، دمای سلول و صفحه جاذب می‌باشد. با نوشتن موازنه انرژی برای منبع کمکی و قسمت‌های مختلف گردآورنده فتوولتائیک



شکل ۲: مدار حرارتی معادل

Fig. 2. Equivalent thermal circuit

حرارتی و حل معادلات به دست آمده، می‌توان به ازای پارامترهای ورودی مفروض همچون شدت تابش خورشیدی، دمای زمین و تعداد گردآورنده‌های فتوولتائیک حرارتی، پارامترهای خروجی مطلوب و دماهای اجزاء مختلف سیستم را به دست آورد.

۲-۱- تعریف مسئله

هدف اصلی این تحقیق گرمایش ساختمان توسط ذخیره‌سازی انرژی خورشیدی در طول سال و استفاده از آن در ماه‌های سرد سال و همچنین تأثیر پارامترهای عملکردی و طراحی بر راندمان انرژی می‌باشد. همان‌طور که در شکل ۱ نشان داده شد، سیستم موردنظر ترکیبی از یک منبع کروی زیرزمینی و گردآورنده فتوولتائیک حرارتی می‌باشد، به همین دلیل معادلات انرژی برای دو قسمت منبع کروی زیرزمینی و گردآورنده فتوولتائیک حرارتی می‌باشد.

۲-۲- تحلیل انرژی منبع ذخیره‌سازی کروی زیرزمینی

منبع زیرزمینی کمکی کروی شکل، حاوی آب بوده و در عمق ۱۰ متری زمین قرار دارد. دمای اولیه منبع در دمای عمق زمین فرض شده که در رابطه (۱) زیر نشان داده شده‌است [۱۳]:

$$T_{\infty}(z, t) = T_{mean} - T_{amp} e^{-z \sqrt{\frac{\omega}{a_s}}} \times \cos \left(\omega(t - t_{cold}) - z \sqrt{\frac{\omega}{2a_s}} \right) \quad (1)$$

در رابطه (۱)، T_{mean} متوسط دمای سالیانه زمین ($10/2^{\circ}$)، T_{amp} دامنه دمای سالیانه ($12/8^{\circ}$)، z ارتفاع منبع از زمین، ω فرکانس زاویه‌ای تغییرات دمای سالیانه (0.00717 h^{-1})، t_{cold} سردترین روز سال و a_s نفوذپذیری حرارتی زمین می‌باشند. با جایگذاری این مقادیر در رابطه (۱)، دمای اولیه منبع زیرزمینی (T_{∞}) به دست خواهد آمد.

دمای آب روی محیط منبع زیرزمینی ذخیره سازی T_s در نظر گرفته شده است. تغییرات زمانی دمای آب منبع به‌وسیله حل معادله حرارت گذرا در دمای $T_w(t)$ تعیین می‌شود. زمین با ساختار همگن و خواص حرارتی ثابت فرض شده‌است و از داده‌های تجربی تحقیقات گذشته استفاده شده‌است [۱]. سیستم گرمایشی پژوهش حاضر شامل معادله حرارت گذرای سه‌بعدی است که با فرض این‌که منبع ذخیره‌سازی مورد نظر در عمق ۱۰ متری زمین واقع

شده، می‌توان مسئله را به‌عنوان معادله انتقال حرارت گذرای تک‌بعدی در راستای شعاع در مختصات کروی در نظر گرفت [۱].

$$\frac{\partial^2 T_w}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial T_w}{\partial r} = \frac{\rho_w c_w}{k_w} \frac{\partial T_w}{\partial t} \quad (2)$$

$$T_w(0, t) = \text{finite} \quad (3)$$

$$T_w(R, t) = T_s \quad (4)$$

$$T(r, 0) = T_0 \quad (5)$$

در این جا پارامترهای ρ_w ، c_w و k_w به ترتیب چگالی، ظرفیت ویژه و هدایت حرارتی آب درون منبع می‌باشند و R شعاع منبع است. با استفاده از تغییر متغیر مناسب به یک معادله انتقال حرارت گذرا در مختصات دکرارتی تبدیل شده و با استفاده از روش جداسازی متغیرها، معادله گذرای دمای آب منبع زیرزمینی به صورت معادله (۶) به دست خواهد آمد:

$$T_w(r, t) = T_s + \sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{2R(T_s - T_0)(-1)^n}{n\pi} \right) e^{-\alpha_w \left(\frac{n\pi}{R} \right)^2 t} \frac{1}{r} \sin \left(\frac{n\pi}{R} r \right) \quad (6)$$

در رابطه (۶)، T_s دمای آب روی سطح منبع می‌باشد که جهت محاسبه آن از مدار حرارتی معادل شکل ۲ استفاده می‌شود. معادله مربوط به مدار حرارتی معادل شکل ۲ به صورت زیر است:

$$Q_{cond,e} = \frac{T_s - T_{\infty}}{\frac{1}{4\pi k} \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R_o} \right)} \quad (7)$$

انرژی حرارتی مصرف شده توسط پمپ حرارتی (Q_L) به صورت زیر به دست می آید [۱]:

$$Q_L = Q_h - W \quad (10)$$

در رابطه (۹)، مقدار انرژی مورد نیاز ساختمان و W کار کمپرسور پمپ حرارتی می باشد که به صورت معادله (۱۱) به دست خواهد آمد [۱].

$$W = \frac{Q_h (T_h - T_w)}{\eta_c T_h} \quad (11)$$

در رابطه (۱۱) پارامتر T_h دمای سیال در گردش داخل رادیاتورها و η_c بازده چرخه کارنو می باشند.

انتقال حرارت هدایتی منبع ($Q_{cond,w}$) توسط قانون هدایت فوری به صورت رابطه (۱۲) می باشد:

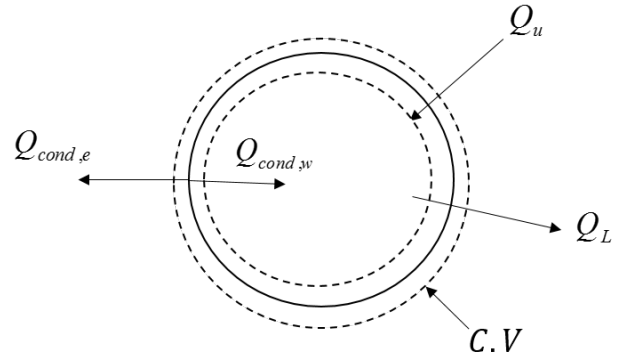
$$Q_{cond,w} = -k_w (4\pi R^2) \frac{\partial T_w(R,t)}{\partial r} = -8\pi R k_w (T_s - T_0) \sum_{n=1}^{\infty} e^{-\alpha_w \left(\frac{n\pi}{R}\right)^2 t} \quad (12)$$

با به دست آوردن انتقال حرارت هدایتی زمین ($Q_{cond,e}$) و استفاده از معادله (۷) مقدار T_s به دست خواهد آمد:

$$T_s = \frac{\frac{T_\infty}{1} + \frac{Q_h T_h}{\eta_c T_h} + 8\pi R k_w T_0 \sum_{n=1}^{\infty} e^{-\alpha_w \left(\frac{n\pi}{R}\right)^2 t} + F_R A_c (\alpha \tau)_{eff} G + F_R A_c U_L}{\frac{1}{4\pi k} \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R_0}\right) + \frac{1}{\eta_c T_h} + 8\pi R k_w \sum_{n=1}^{\infty} e^{-\alpha_w \left(\frac{n\pi}{R}\right)^2 t} + F_R A_c U_L} \quad (13)$$

۲-۳- تحلیل حرارتی و الکتریکی گردآورنده فتوولتائیک حرارتی

هدف از تحلیل حرارتی گردآورنده فتوولتائیک حرارتی محاسبه دمای سطح مدول فتوولتائیک، دمای تدار، دمای سیال خروجی و نرخ حرارت مفید جذب شده توسط گردآورنده فتوولتائیک حرارتی می باشد که با نوشتن موازنه انرژی برای اجزای مختلف گردآورنده فتوولتائیک حرارتی شامل لایه سلول های فتوولتائیک، صفحه جاذب و جریان سیال داخل کانال می توان



شکل ۳: حجم کنترل سطحی روی دیواره مخزن کروی در مکان $r=R$

Fig. 3. Surface control volume on spherical reservoir wall in place $r=R$

در معادله (۷)، $Q_{cond,e}$ انتقال حرارت هدایتی زمین می باشد و برای به دست آوردن آن یک حجم کنترل سطحی روی دیواره مخزن کروی در مکان $r=R$ به صورت شکل ۳ گرفته و با نوشتن معادله بقای انرژی به دست می آید. با نوشتن معادله بقای انرژی شکل ۳ خواهیم داشت:

$$Q_{cond,e} = Q_{cond,w} + Q_u - Q_L \quad (8)$$

در معادله (۸)، Q_u و $Q_{cond,w}$ و Q_L به ترتیب انرژی حرارتی مصرف شده توسط پمپ حرارتی و انتقال حرارت هدایتی منبع زیرزمینی و نرخ حرارت مفید جذب شده خورشیدی می باشند.

نرخ حرارت مفید جذب شده توسط گردآورنده فتوولتائیک حرارتی از رابطه (۹) محاسبه می شود [۱۴]:

$$Q_u = F_R A_c [(\alpha \tau)_{eff} G_c - U_L (T_{f,in} - T_a)]$$

$$F_R = \frac{\dot{m} c_w}{U_L A_c} \left[1 - \exp \left(\frac{-F' U_L A_c}{\dot{m} c_w} \right) \right] \quad (9)$$

در معادله (۹) پارامترهای $T_{f,in}$ ، U_L ، G_c ، $(\alpha \tau)_{eff}$ ، A_c ، F_R به ترتیب ضریب برداشت گرما، مساحت سطح گردآورنده، ضریب جذب-انتقال مؤثر، شدت تابش خورشیدی رسیده به گردآورنده، ضریب اتلاف حرارت کلی گردآورنده، دمای آب ورودی به گردآورنده، دمای محیط و ضریب بازده گردآورنده می باشند که به تفصیل در مرجع [۱۴] آورده شده است.

$$\frac{I_O}{I_{O,ref}} = \left(\frac{T_c}{T_{c,ref}} \right)^3 \exp \left[\left(\frac{\varepsilon_s N_c}{a_{ref}} \right) \left(1 - \frac{T_c}{T_{c,ref}} \right) \right] \quad (21)$$

$$I_L = \frac{G}{G_{ref}} \left[I_{L,ref} + \alpha (T_c - T_{c,ref}) \right] \quad (22)$$

$$\Delta T = T_c - T_{c,ref} \quad (23)$$

$$\Delta I = \alpha \left(\frac{G}{G_{ref}} \right) \Delta T + \left(\frac{G}{G_{ref}} - 1 \right) I_{sc,ref} \quad (24)$$

$$I_{new} = I_{ref} + \Delta I \quad (25)$$

$$V_{new} = V_{ref} + \Delta V \quad (26)$$

در این روابط پارامترهای α, N_c, ε و β به ترتیب انرژی شکاف باند، تعداد سلول‌ها در مدول خورشیدی، ضرایب دمایی ولتاژ و جریان است. توان الکتریکی خروجی از مدول فتوولتائیک و راندمان الکتریکی مدول فتوولتائیک به ترتیب به صورت روابط (۲۷) و (۲۸) تعریف می‌شوند:

$$P_{el} = V_{mp} I_{mp} \quad (27)$$

$$\eta_{el} = \frac{V_{mp} I_{mp}}{G_c A_c} \quad (28)$$

۲-۴- تابش خورشید بر سطح شیب‌دار

تابش کل برای هر سطح شیب‌دار (شیب β) در هر راستا (برای راستای شرقی، جنوبی، غربی و شمالی) $0^\circ, 90^\circ, 180^\circ$ و در عرض جغرافیایی (ϕ) را می‌توان از رابطه ليو و جردن [۱۶] محاسبه کرد:

$$G_t = G_N \cos \theta_i + G_d R_d + \rho R_r (G_b + G_d) \quad (29)$$

در رابطه (۲۹) پارامترهای $G_N, G_d, G_b, R_d, R_r, \theta_i$ و ρ به ترتیب تابش خورشیدی در سطح زمین، تابش پراکنده بر سطح افقی، تابش مستقیم زمینی دریافت شده بر سطح زمین، ضریب جریان تابش مستقیم

پارامترهای ذکرشده را به دست آورد که در مرجع [۱۴] ذکرشده است. در پژوهش حاضر جهت تحلیل الکتریکی و محاسبه راندمان مدول فتوولتائیک از مدل چهار پارامتری جریان-ولتاژ استفاده شده است؛ مدل چهار پارامتری برای معرفی منحنی جریان-ولتاژ سلول خورشیدی به صورت رابطه (۱۳) تعریف می‌شود [۱].

$$I = I_L - I_O \left[\exp \left(\frac{V + I R_s}{a} \right) - 1 \right] \quad (14)$$

چهار پارامتر این مدل I_O, I_L, R_s و a به ترتیب جریان نوری، جریان اشباع معکوس، مقاومت سری و ضریب مطلوبیت می‌باشند. برای محاسبه چهار پارامتر ذکر شده از معادلات (۱۵) تا (۱۸) استفاده می‌شود [۱۵].

$$I_{L,ref} = I_{sc,ref} \quad (15)$$

$$I_{O,ref} = \frac{I_{sc,ref}}{\exp(V_{oc,ref}/a_{ref})} \quad (16)$$

$$a_{ref} = \frac{2V_{mp,ref} - V_{oc,ref}}{\left(\frac{I_{mp,ref}}{I_{sc,ref} - I_{mp,ref}} \right) + \ln \left(1 - \frac{I_{mp,ref}}{I_{sc,ref}} \right)} \quad (17)$$

$$R_{s,ref} = \frac{a_{ref} \ln \left(1 - \frac{I_{mp,ref}}{I_{sc,ref}} \right) + V_{oc,ref} - V_{mp,ref}}{I_{mp,ref}} \quad (18)$$

مقادیر $I_{mp,ref}, V_{mp,ref}, I_{sc,ref}$ و $V_{oc,ref}$ توسط سازندگان مدول‌های فتوولتائیک در شرایط مرجع ارائه می‌شوند. برای محاسبه ولتاژ و جریان و پارامترهای مدل در شرایط جدید (T_c, G_c) از معادلات انتقال استفاده می‌شود که به صورت روابط (۱۹) تا (۲۶) تعریف می‌شوند [۱۳].

$$R_s = R_{s,ref} \quad (19)$$

$$\frac{a}{a_{ref}} = \frac{T_c}{T_{c,ref}} \quad (20)$$

تابش شده، بخش بازتابیده شده، زاویه تابش و ضریب بازتابش زمین می باشد (برابر ۰/۲ در زمین معمولی) می باشند.

۲-۵- راندمان انرژی

راندمان انرژی سیستم گرمایش خورشیدی فتوولتائیک حرارتی به صورت نسبت انرژی مطلوب خروجی به انرژی خالص ورودی به سیستم تعریف می شود. در معادله (۳۰) به دلیل متفاوت بودن کیفیت انرژی حرارتی و الکتریکی، ضریب C_f برای تبدیل انرژی الکتریکی به معادل حرارتی آن استفاده شده است.

$$\eta_{en} = \frac{Q_h + Q_{el}/C_f}{Q_{solar} + W_{comp}} = \frac{Q_h + V_{mp} I_{mp}/C_f}{A_c G + Q_h - Q_L} \quad (30)$$

۲-۶- تحلیل اکسرژی

به دلیل این که قانون اول ترمودینامیک به تنهایی نمی تواند ابزار مناسبی برای ارزیابی عملکرد یک سیستم حرارتی باشد، در این بخش تحلیل اکسرژی که ریشه در قانون دوم ترمودینامیک دارد انجام می شود [۱۴ و ۱۵]. معادله موازنه اکسرژی برای یک حجم کنترل کلی به صورت معادله (۳۱) به دست می آید [۱۴]:

$$\sum (\dot{Ex})_{in} - \sum (\dot{Ex})_{out} = \dot{Ex}_{des} + \left(\frac{dEx}{dt} \right)_{cv} \quad (31)$$

در معادله (۳۱) جملات $\sum (\dot{Ex})_{in}$ ، $\sum (\dot{Ex})_{out}$ و $\left(\frac{dEx}{dt} \right)_{cv}$ به ترتیب نرخ اکسرژی های ورودی به حجم کنترل، نرخ اکسرژی های خروجی از حجم کنترل و نرخ تغییرات اکسرژی در حجم کنترل می باشند. جمله $\dot{Ex}_{des}$ نرخ تخریب اکسرژی در حجم کنترل ناشی از تولید آنتروپی در حجم کنترل می باشد.

۲-۶-۱- برگشت ناپذیری

در فرایندهای ترمودینامیکی واقعی تولید آنتروپی باعث برگشت ناپذیری و تخریب اکسرژی می شود، بنابراین ضروری است منابع برگشت ناپذیری در فرایندهای ترمودینامیکی به منظور کاهش آن ها شناسایی شوند. برگشت ناپذیری از مجموع اکسرژی تلف شده و اکسرژی تخریب به صورت معادله (۳۲) به دست می آید [۱۴]:

$$\dot{I}r = \dot{Ex}_{loss} + \dot{Ex}_{des} \quad (32)$$

مقدار اکسرژی بلااستفاده که حجم کنترل را ترک می کند، اکسرژی تلف شده نامیده می شود و با علامت $\dot{Ex}_{loss}$ نمایش داده می شود. به منظور به دست آوردن نرخ برگشت ناپذیری، موازنه اکسرژی برای اجزای مختلف سیستم نوشته می شود.

برگشت ناپذیری منبع زیرزمینی کمکی:

$$\begin{aligned} \dot{I}r_{tank} &= \dot{Ex}_{des,tank} + \dot{Ex}_{loss,tank} = \\ &= \dot{Ex}_{st} - \dot{Ex}_{Q_u} + \dot{Ex}_{Q_L} + \dot{Ex}_{Q_{loss}} = \\ &= -m_w C_w \left[\frac{dT_w}{dt} \left(1 - \frac{T_a + 273}{T_w + 273} \right) + \frac{dT_a}{dt} \ln \left(1 - \frac{T_w + 273}{T_a + 273} \right) \right] \\ &\quad - Q_u \left(1 - \frac{T_a + 273}{T_w + 273} \right) + Q_L \left(1 - \frac{T_a + 273}{T_w + 273} \right) + Q_{loss} \left(1 - \frac{T_a + 273}{T_w + 273} \right) \end{aligned} \quad (33)$$

در رابطه بالا $\dot{Ex}_{Q_L}$ ، $\dot{Ex}_{Q_u}$ ، $\dot{Ex}_{st}$ ، $\dot{Ex}_{loss,tank}$ ، $\dot{Ex}_{des,tank}$ و $\dot{Ex}_{Q_{loss}}$ به ترتیب نرخ تخریب اکسرژی منبع، نرخ اکسرژی تلف شده از منبع، نرخ اکسرژی ذخیره شده در منبع، نرخ اکسرژی خورشیدی مفید جذب شده، نرخ اکسرژی حرارتی مصرف شده توسط پمپ حرارتی و نرخ اکسرژی هدر رفته می باشند.

برگشت ناپذیری پمپ حرارتی:

$$\begin{aligned} \dot{I}r_{HP} &= \dot{Ex}_{des,HP} + \dot{Ex}_{loss,HP} = \\ &= \dot{Ex}_{Q_h} + \dot{Ex}_w - \dot{Ex}_{Q_L} = \\ &= Q_h \left(1 - \frac{T_a + 273}{T_h + 273} \right) + W - Q_L \left(1 - \frac{T_a + 273}{T_w + 273} \right) \end{aligned} \quad (34)$$

در رابطه (۳۴) جملات $\dot{Ex}_w$ ، $\dot{Ex}_{Q_h}$ ، $\dot{Ex}_{loss,HP}$ ، $\dot{Ex}_{des,HP}$ و $\dot{Ex}_{Q_L}$ به ترتیب نرخ تخریب اکسرژی پمپ حرارتی، نرخ اکسرژی تلف شده از پمپ حرارتی، نرخ اکسرژی کار پمپ حرارتی، نرخ اکسرژی و نرخ اکسرژی حرارتی مصرف شده توسط پمپ حرارتی می باشند. برگشت ناپذیری گردآورنده فتوولتائیک حرارتی:

مدول سیلیکونی ۹۰ وات متصل به گردآورنده حرارتی می‌باشد در گروه مهندسی مکانیک دانشگاه سیستان و بلوچستان طراحی و ساخته شده است [۱۴]. پارامترهای مختلف جوی و عملکردی گردآورنده فتوولتائیک حرارتی شامل شدت تابش خورشیدی، دمای سلول خورشیدی، دمای آب ورودی و خروجی، دمای محیط و توان الکتریکی خروجی در روز ۲۴ آبان ۱۳۹۴ تحت شرایطی که گردآورنده رو به سمت جنوب با زاویه ۳۰ درجه قرار داشته است اندازه‌گیری شده است. پارامترهای حرارتی و الکتریکی گردآورنده فتوولتائیک حرارتی و شدت تابش خورشیدی محاسبه شده توسط رابطه ليو و جردن [۱۶] با داده‌های تجربی دستگاه آزمایش دانشگاه سیستان و بلوچستان مقایسه شده است. در جدول ۱ پارامترهای جوی، عملکردی و طراحی گردآورنده فتوولتائیک حرارتی و در جدول ۲ مشخصات سیستم پمپ حرارتی خورشیدی با منبع زیرزمینی کروی آورده شده است. جهت مقایسه داده‌های شبیه‌سازی با داده‌های تجربی متناظر درصد خطای نسبی متوسط و ضریب خطی رگرسیون توسط روابط (۳۷) و (۳۸) محاسبه و استفاده شده است [۱۷].

$$Er = \frac{1}{n} \times \sum_{i=1}^n \left| \frac{X_{sim,i} - X_{exp,i}}{X_{exp,i}} \right| \times 100 \quad (37)$$

$$r = \frac{n \left(\sum_{i=1}^n X_{exp,i} X_{sim,i} \right) - \left(\sum_{i=1}^n X_{exp,i} \right) \left(\sum_{i=1}^n X_{sim,i} \right)}{\sqrt{n \left(\sum_{i=1}^n X_{exp,i}^2 \right) \left(\sum_{i=1}^n X_{sim,i}^2 \right) - \left(\sum_{i=1}^n X_{exp,i} \right)^2 \left(\sum_{i=1}^n X_{sim,i} \right)^2}} \quad (38)$$

که در روابط بالا X و n به ترتیب مقدار داده‌های تجربی با شبیه‌سازی و تعداد داده‌های آزمایش می‌باشد.

داده‌های آزمایشگاهی موجود در شکل‌های ۴ و ۵ از دستگاه آزمایش گردآورنده فتوولتائیک حرارتی مستقر در دانشگاه سیستان و بلوچستان استخراج شده است [۱۴]. در پژوهش حاضر نتایج شبیه‌سازی برای شدت تابش خورشیدی و دمای اجزاء مختلف گردآورنده فتوولتائیک حرارتی با داده‌های آزمایشگاهی متناظر استخراج شده از دستگاه مذکور اعتبارسنجی شده‌اند. همچنین در شکل ۶ دمای آب شبیه‌سازی پژوهش حاضر با مقادیر تجربی به‌دست آمده توسط یامروتاس و آنسال [۱] مقایسه شده است.

در شکل ۴ مقایسه‌ای بین مقادیر شبیه‌سازی و تجربی شدت تابش خورشیدی اندازه‌گیری شده توسط گردآورنده فتوولتائیک حرارتی مستقر در دانشگاه سیستان و بلوچستان [۱۴] انجام شده است. خطای نسبی شدت

$$\begin{aligned} \dot{I}r_{PV/T} &= \dot{E}x_{des,PV/T} + \dot{E}x_{loss,PV/T} = \\ &\dot{E}x_{Q_u} + \dot{E}x_{Q_{loss}} + \dot{E}x_{Q_{el}} - \dot{E}x_{Q_{solar}} = \\ &Q_u \left(1 - \frac{T_a + 273}{T_w + 273} \right) + Q_{loss} \left(1 - \frac{T_a + 273}{T_c + 273} \right) + Q_{el} \quad (35) \\ &- Q_{solar} \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_a + 273}{T_s} \right) + \frac{1}{3} \left(\frac{T_a + 273}{T_s} \right)^4 \right] \end{aligned}$$

در رابطه (۳۵) جملات $\dot{E}x_{Q_u}$ ، $\dot{E}x_{loss,PV/T}$ ، $\dot{E}x_{des,PV/T}$ ، $\dot{E}x_{Q_{solar}}$ و $\dot{E}x_{Q_{el}}$ به‌ترتیب نرخ تخریب اکسرژی گردآورنده فتوولتائیک حرارتی، نرخ اکسرژی تلف شده از گردآورنده فتوولتائیک حرارتی، نرخ اکسرژی خورشیدی مفید جذب شده، نرخ اکسرژی، نرخ اکسرژی هدر رفته، نرخ اکسرژی الکتریکی و نرخ اکسرژی خورشیدی می‌باشند. راندمان اکسرژی سیستم:

$$\begin{aligned} \eta_{ex} &= \frac{\dot{E}x_{Q_h} + \dot{E}x_{Q_{el}}}{\dot{E}x_{Q_{solar}} + W_{comp}} = \\ &\frac{Q_h \left(1 - \frac{T_a + 273}{T_h + 273} \right) + V_{mp} I_{mp}}{A_c G \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_a + 273}{T_s} \right) + \frac{1}{3} \left(\frac{T_a + 273}{T_s} \right)^4 \right] + Q_h - Q_L} = \quad (36) \\ &1 - \frac{\sum \dot{I}r}{\dot{E}x_{Q_{solar}} + W_{comp}} = 1 - \frac{\dot{I}r_{tank} + \dot{I}r_{HP} + \dot{I}r_{PV/T}}{\dot{E}x_{Q_{solar}} + W_{comp}} \end{aligned}$$

۳- نتایج و بحث

۳-۱- اعتبارسنجی

هدف از حل معادلات قبل یافتن دمای اجزاء مختلف سیستم می‌باشد. جهت بررسی صحت کد نوشته شده از حل معادلات حاکم نیاز به اعتبارسنجی آن با داده‌های آزمایشگاهی می‌باشد. به‌دلیل عدم وجود تحقیق منطبق بر پژوهش حاضر، اعتبارسنجی در طی دو مرحله به شرح زیر صورت می‌گیرد: اعتبارسنجی کد نوشته شده برای شدت تابش خورشیدی و گردآورنده فتوولتائیک حرارتی توسط مقایسه با داده‌های دستگاه آزمایش گردآورنده فتوولتائیک حرارتی مستقر در گروه مهندسی مکانیک دانشگاه سیستان و بلوچستان [۱۴].

اعتبارسنجی کد نوشته شده برای سیستم گرمایش کمکی با داده‌های تجربی یامروتاس و آنسال [۱].

یک نمونه آزمایشگاهی از گردآورنده فتوولتائیک حرارتی که شامل یک

Table 1. Climatic, operating and design parameters of photovoltaic thermal collector [14]

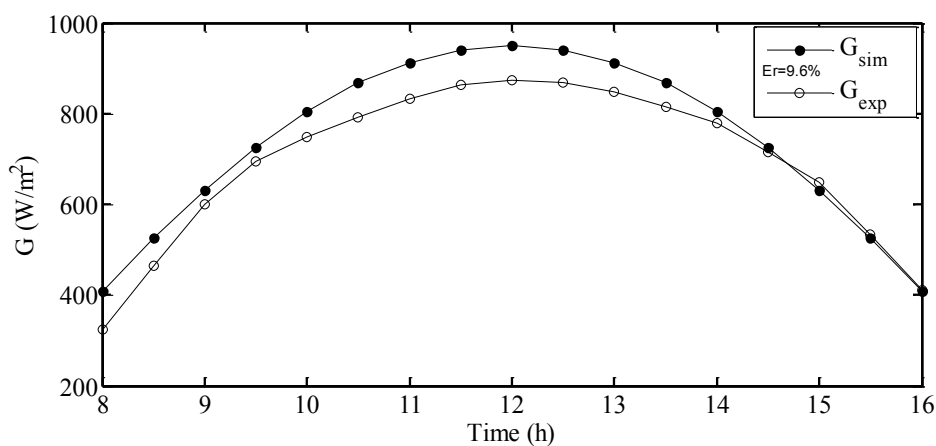
جدول ۱: پارامترهای جوی، عملکردی و طراحی گردآورنده فتوولتائیک حرارتی [۱۴]

پارامتر گردآورنده	مقدار	پارامتر گردآورنده	مقدار
نوع مدول	مونوکریستال سیلیکون ^۱ (۹۰ W)	شدت تابش خورشیدی در شرایط مرجع	$G_{ref} = 1000 \text{ W/m}^2$
طول مدول فتوولتائیک	$L = 1/3 \text{ m}$	دمای محیط در شرایط مرجع	$T_{a,ref} = 298/15 \text{ K}$
عرض مدول فتوولتائیک	$b = 0/5 \text{ m}$	دمای مدول فتوولتائیک در شرایط مرجع	$T_{c,ref} = 298/15 \text{ K}$
جریان اتصال کوتاه در شرایط مرجع	$I_{sc,ref} = 5/29 \text{ A}$	راندمان الکتریکی در شرایط مرجع	$\eta_{el,ref} = 0/1$
ولتاژ مدار باز در شرایط مرجع	$V_{oc,ref} = 21 \text{ V}$	ضریب دمایی جریان	$\alpha = 2/06 \text{ mA/}^\circ\text{C}$
جریان نقطه توان ماکزیمم در شرایط مرجع	$I_{mp,ref} = 4/29 \text{ A}$	ولتاژ نقطه توان ماکزیمم در شرایط مرجع	$V_{mp,ref} = 18/3 \text{ V}$
ضخامت صفحه جاذب	$L_p = 0/002 \text{ m}$	قابلیت هدایت صفحه جاذب	$K_p = 400 \text{ W/m.K}$

Table 2. Design parameters of the system of solar heat pump with an underground spherical reservoir [1]

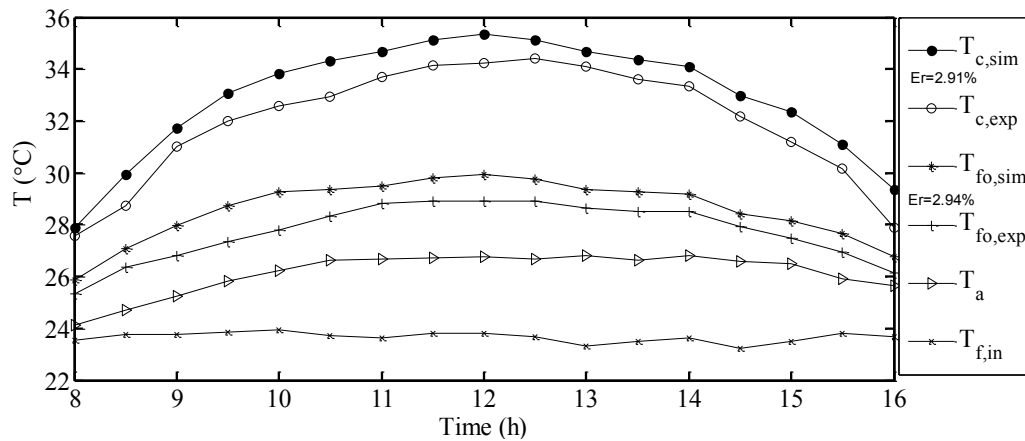
جدول ۲: پارامترهای طراحی سیستم پمپ حرارتی خورشیدی با منبع زیرزمینی کروی [۱]

پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
مساحت ساختمان	$A = 100 \text{ m}^2$	بار گرمایشی ساختمان	$Q_h = 10 \text{ kW}$
دمای طراحی داخل	$T_i = 20 \text{ }^\circ\text{C}$	دمای طراحی خارج	$T_a = -9 \text{ }^\circ\text{C}$
دمای اولیه منبع زیرزمینی کروی	$T_w(0) = 20 \text{ }^\circ\text{C}$	حجم منبع زیرزمینی کروی	$V = 300 \text{ m}^3$
دمای زمین	$T_\infty = 15 \text{ }^\circ\text{C}$	قابلیت هدایت حرارتی زمین (سنگ آهک)	$K_e = 1/3 \text{ W/m.K}$
مساحت گردآورنده خورشیدی	$A_c = 20 \text{ m}^2$	بازده کارنو	$\eta_c = 0/4$



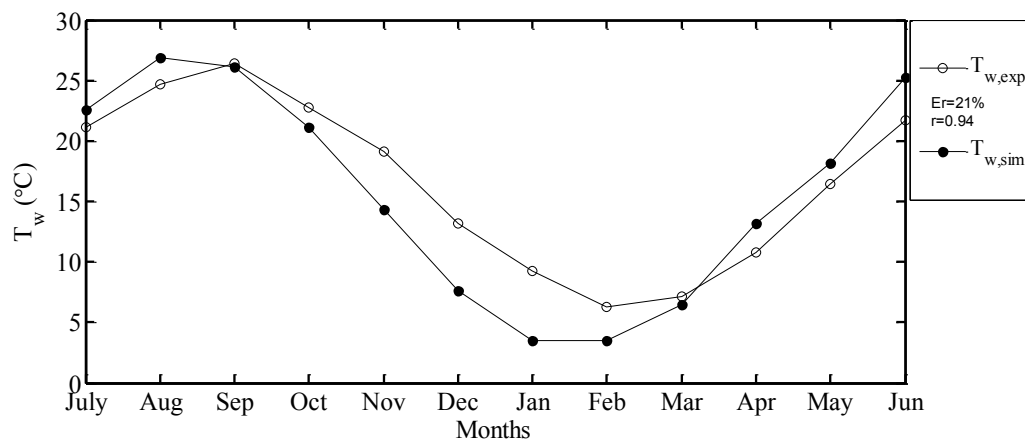
شکل ۴: داده‌های شبیه‌سازی و تجربی شدت تابش خورشیدی برحسب زمان آزمایش

Fig. 4. Simulated and experimental data of solar radiation intensity versus test time



شکل ۵: دماهای مختلف گردآورنده فتوولتائیک حرارتی برحسب زمان آزمایش

Fig. 5. Various temperatures of photovoltaic thermal collector versus test time



شکل ۶: مقادیر شبیه‌سازی و تجربی دمای آب منبع زیرزمینی کمکی

Fig. 6. Simulated and experimental values of the water temperature of auxiliary underground reservoir

یامروتاس و آنسال [۱] و مقادیر شبیه‌سازی تحقیق حاضر برای دمای آب منبع زیرزمینی کمکی انجام شده است. خطای نسبی متوسط دمای مذکور برابر با ۲۱ درصد می‌باشد.

از نتایج شکل‌های ۴، ۵ و ۶ می‌توان اظهار داشت توافق نسبتاً خوبی بین نتایج شبیه‌سازی تحقیق حاضر و داده‌های آزمایشگاهی برقرار است. دلایل خطای مربوطه می‌تواند به شرح زیر باشد:

خطای داده‌های آزمایشگاهی

استفاده از مدل انتقال حرارت یک‌بعدی شبه دائم برای شبیه‌سازی گردآورنده فتوولتائیک حرارتی

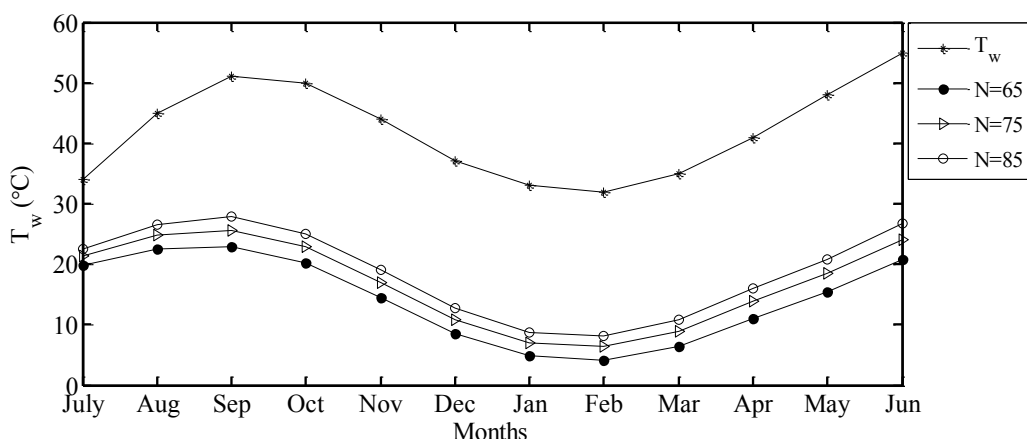
ثابت در نظر گرفتن برخی ضرایب انتقال حرارت و برخی ضرایب

تابش مذکور برابر با ۹/۶ درصد می‌باشد. در شکل ۵ دماهای مختلف گردآورنده فتوولتائیک حرارتی شامل دمای مدول فتوولتائیک، دمای آب خروجی و دمای آب ورودی و همچنین دمای محیط برحسب زمان آزمایش نشان داده شده است.

با توجه به شکل ۵ مقایسه‌ای بین مقادیر شبیه‌سازی و تجربی دمای مدول فتوولتائیک و دمای آب خروجی انجام شده است. خطای نسبی متوسط دماهای مذکور به ترتیب برابر ۲/۹۱ و ۲/۹۴ درصد می‌باشد.

در شکل ۶ مقادیر شبیه‌سازی و تجربی دمای آب منبع زیرزمینی کمکی در ماه‌های مختلف نشان داده شده است.

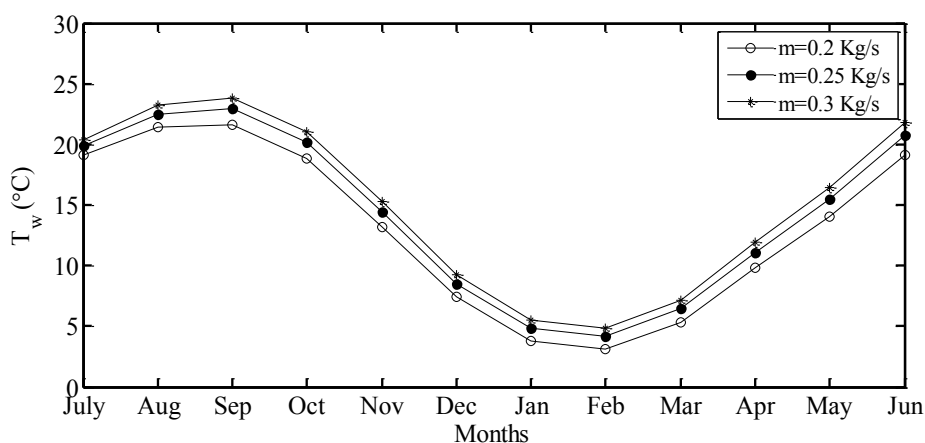
مطابق شکل ۶ مقایسه‌ای بین مقادیر تجربی مربوط به تحقیق



(Limestone, $\dot{m} = 0.25 \text{ kg/s}$, $V=300 \text{ m}^3$)

شکل ۷: تاثیر تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی بر دمای آب منبع زیرزمینی کمکی

Fig. 7. Effect of the number of photovoltaic thermal collectors on the water temperature of the auxiliary underground reservoir



(Limestone, $N=65$, $V=300 \text{ m}^3$)

شکل ۸: تاثیر تغییرات دبی جرمی آب بر دمای آب منبع زیرزمینی کمکی

Fig. 8. Effect of changes in water mass flow rate on the water temperature of the auxiliary underground reservoir

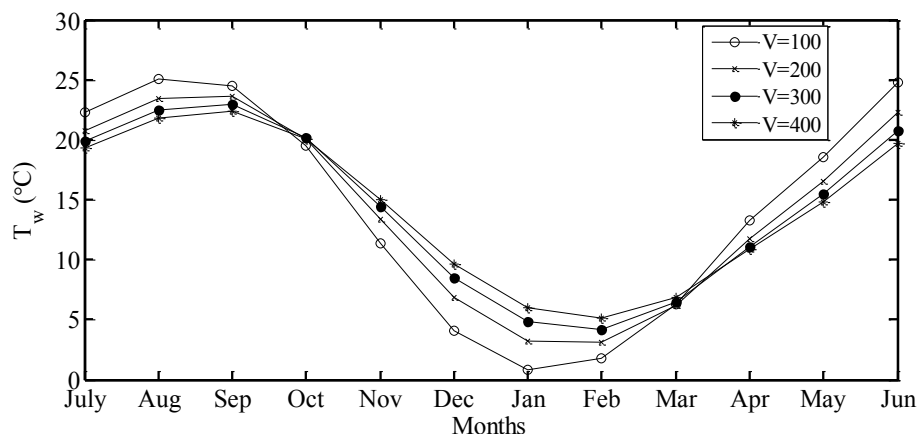
آب منبع زیرزمینی کمکی نشان می‌دهد.

الکتریکی در فرایند شبیه‌سازی

مطابق با شکل ۷ با افزایش ۳۰ درصدی تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی دمای آب منبع زیرزمینی کمکی در حدود ۲۵ درصد افزایش می‌یابد و دلیل این امر افزایش دمای آب خروجی از گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی بواسطه افزایش حرارت مفید جذب شده توسط گردآورنده‌ها می‌باشد. در این شکل نمودار اول نشان‌دهنده دمای آب منبع زیرزمینی در طول ماه‌های سال قبل از برداشت انرژی برای گرمایش ساختمان موردنظر می‌باشد. شکل ۸ تاثیر تغییرات دبی جرمی آب درون مجرا را بر روی دمای آب

۳-۲- مطالعات پارامتری بر روی دمای آب منبع زیرزمینی ذخیره‌سازی کمکی

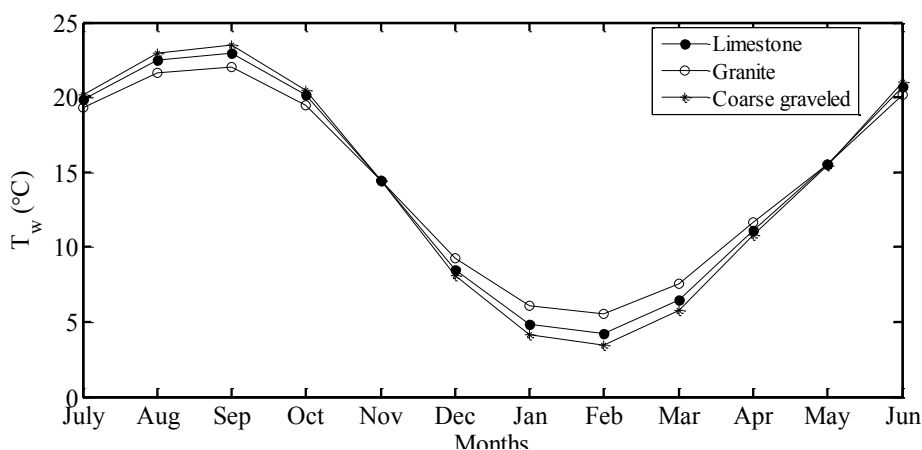
در این بخش به بررسی تاثیر پارامترهای طراحی و عملکردی شامل تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی، دبی جرمی آب، حجم منبع زیرزمینی کمکی، جنس زمین بر روی دمای آب منبع زیرزمینی کمکی پرداخته می‌شود. شکل ۷ تاثیر تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی را بر روی دمای



(Limestone, $N=65$, $\dot{m} = 0.25$ kg/s)

شکل ۹: تاثیر تغییرات حجم منبع آب بر دمای آب منبع زیرزمینی کمکی

Fig. 9. Effect of changes in the volume of water tank on the water temperature of the auxiliary underground reservoir



($N=65$, $\dot{m} = 0.25$ kg/s, $V=300$ m³)

شکل ۱۰: تاثیر تغییرات جنس زمین بر دمای آب منبع زیرزمینی کمکی

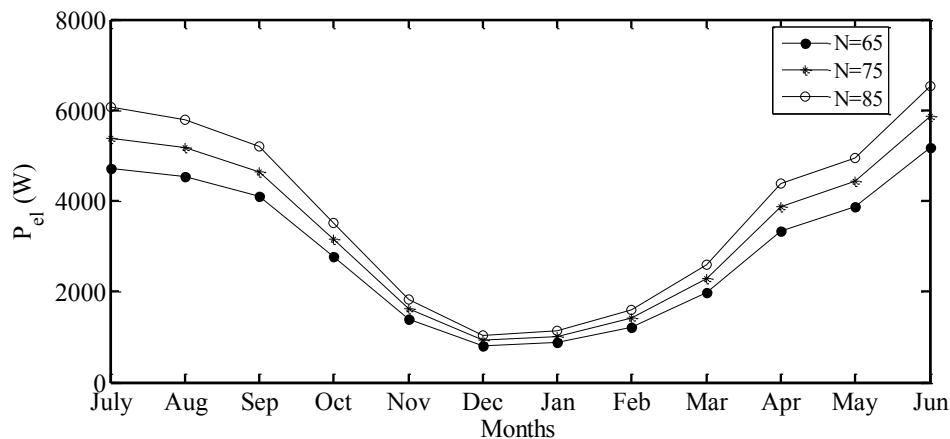
Fig. 10. Effect of changes in ground type on the water temperature of the auxiliary underground reservoir

منبع زیرزمینی کمکی نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل ۸ نشان داده شده است افزایش ۵۰ درصدی دبی جریان آب افزایش ۱۵ درصدی دمای آب منبع را به دنبال دارد. با افزایش دبی جرمی جریان ضریب انتقال حرارت جابجایی و در نتیجه ضریب برداشت افزایش پیدا می‌کند و این امر باعث افزایش دمای آب خروجی از گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی و در نتیجه افزایش دمای آب منبع زیرزمینی کمکی شده است. با افزایش دبی جرمی از ۰/۲۵ کیلوگرم بر ثانیه به ۰/۳ کیلوگرم بر ثانیه دمای آب منبع زیرزمینی ۲/۱ درجه سانتی‌گراد افزایش می‌یابد.

شکل ۹ تغییرات دمای آب منبع زیرزمینی را برحسب حجم منبع نشان می‌دهد.

شکل ۹ نشان می‌دهد که با افزایش حجم منبع زیرزمینی کمکی، دامنه

شکل ۹ تغییرات دمای آب منبع زیرزمینی را برحسب حجم منبع نشان می‌دهد.



(Limestone, $\dot{m} = 0.25 \text{ kg/s}$, $V=300 \text{ m}^3$)

شکل ۱۱: تاثیر تغییرات تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی بر روی توان الکتریکی

Fig. 11. Effect of changes in the number of photovoltaic thermal collectors on electrical power

۳-۳- مطالعات پارامتری بر روی توان الکتریکی

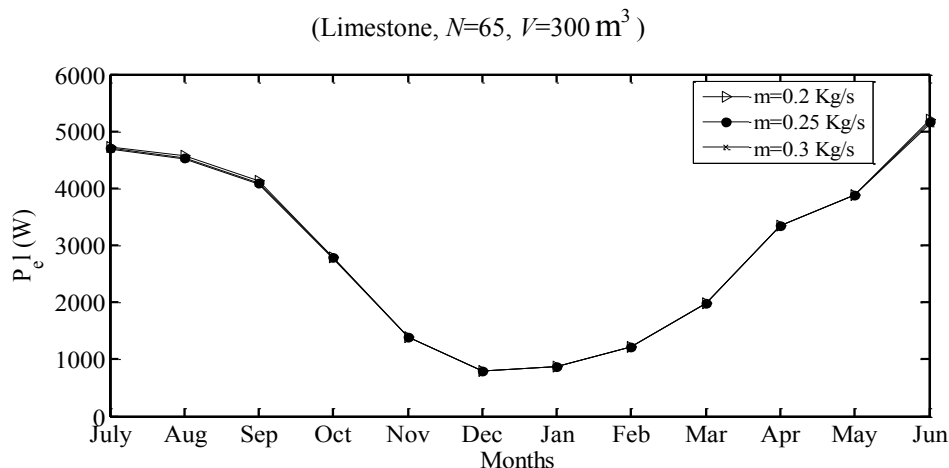
در این بخش به بررسی تأثیر پارامترهای طراحی و عملکردی شامل تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی، دبی جرمی آب، حجم منبع زیرزمینی کمکی، جنس زمین بر روی توان الکتریکی پرداخته می‌شود. شکل ۱۱ تأثیر تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی را بر روی توان الکتریکی نشان می‌دهد. مطابق شکل ۱۱ با افزایش ۳۰ درصدی تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی میزان توان الکتریکی در حدود ۳۰ درصد افزایش می‌یابد. علت این امر افزایش ولتاژ و جریان در سلول می‌باشد. در ماه‌های سردتر به دلیل این که پمپ حرارتی فعال می‌باشد و توان الکتریکی مصرفی آن از گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی تأمین می‌شود تغییرات توان الکتریکی چندان محسوس نیست.

شکل ۱۲ تأثیر دبی جرمی آب درون مجرا را بر روی توان الکتریکی نشان می‌دهد.

مطابق شکل ۱۲ با افزایش دبی جرمی آب درون مجرا تغییر محسوسی در توان الکتریکی مشاهده نمی‌شود. افزایش دبی جرمی آب، تغییرات دمای صفحه جاذب و دمای سطح سلول‌های خورشیدی در گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی را به دنبال دارد. ولی محدوده تغییرات دبی جرمی به نحوی انتخاب شده است که نوسانات دمای سلول‌های خورشیدی زیاد نباشد و باعث تغییرات محسوس در توان الکتریکی نگردد. افزایش بیشتر دبی جرمی آب خارج از محدوده مذکور توان مصرفی پمپاژ را بالا می‌برد که مناسب نخواهد بود. شکل ۱۳ تأثیر حجم منبع زیرزمینی کمکی را بر روی توان الکتریکی

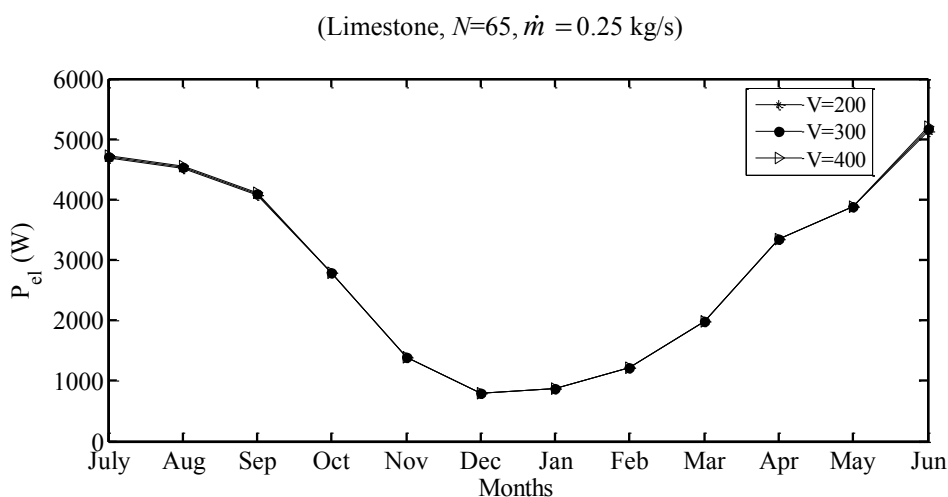
تغییرات دمای آب منبع کاهش می‌یابد. آب به عنوان سیال ذخیره‌کننده انرژی حرارتی از قابلیت نسبتاً مناسبی برخوردار است. افزایش حجم منبع به معنای افزایش جرم آب منبع نیز می‌باشد. هرچه حجم منبع ذخیره بزرگ‌تر باشد به مفهوم ترموینامیکی منبع حرارتی نزدیک‌تر خواهد بود. در ترمودینامیک منبع حرارتی یک منبعی تعریف می‌شود که با ورود و خروج انرژی دمای آن چندان تغییر نمی‌کند. با افزایش حجم منبع به تعریف منبع حرارتی نزدیک می‌شویم به نحوی که با ورود و خروج حرارت نوسانات دمای آب کاهش می‌یابد. در ضمن باید به خاطر داشت که افزایش حجم منبع زیرزمینی باعث افزایش هزینه اقتصادی می‌گردد. در حجم منبع زیرزمینی ۱۰۰ مترمکعب دمای آب در ماه‌های سرد کاهش بیشتری دارد. دلیل آن کمتر بودن پتانسیل ذخیره انرژی حرارتی منبع به دلیل جرم آب کمتر درون آن می‌باشد. با این حال دمای آب مخزن در فصول سرد همچنان از صفر درجه سانتی‌گراد بالاتر است. شکل ۱۰ تغییرات دمای آب منبع زیرزمینی را بر حسب جنس زمین نشان می‌دهد.

شکل ۱۰ نشان می‌دهد که در زمین گرانیت دمای آب منبع زیرزمینی کاهش می‌یابد و در زمین سنگ‌ریزه دمای بیشتری مشاهده می‌شود که دلیل آن هدایت حرارتی بالای گرانیت می‌باشد. هر چه هدایت حرارتی زمین بیشتر باشد اتلاف حرارت از طریق هدایت حرارتی به زمین بیشتر و به طبع دمای آب مخزن کمتر خواهد شد. با تغییر جنس زمین از سنگ آهک به گرانیت دمای منبع زیرزمینی ۱/۱ درجه سانتی‌گراد کاهش می‌یابد.



شکل ۱۲: تاثیر تغییرات دبی جرمی آب بر روی توان الکتریکی

Fig. 12. Effect of changes in the water mass flow rate on the electrical power

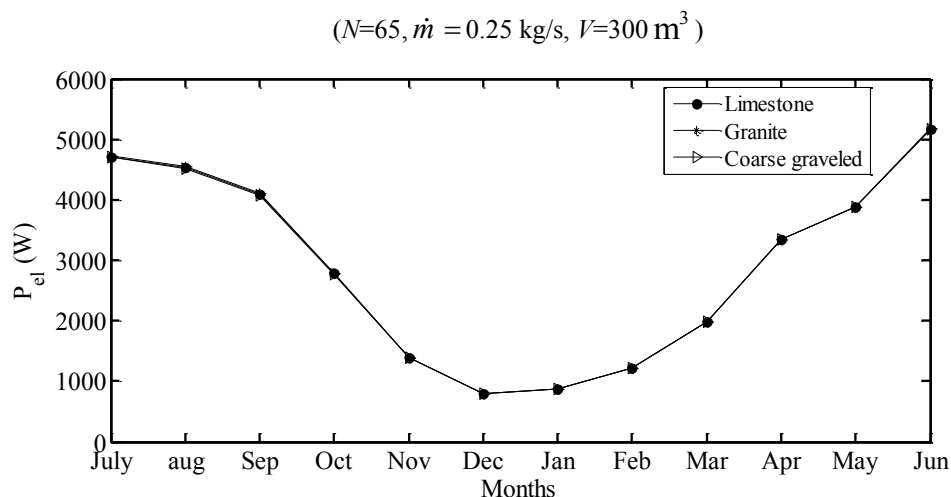


شکل ۱۳: تاثیر تغییرات حجم منبع زیرزمینی کمکی بر روی توان الکتریکی

Fig. 13. Effect of changes in the volume of the auxiliary underground reservoir on the electrical power

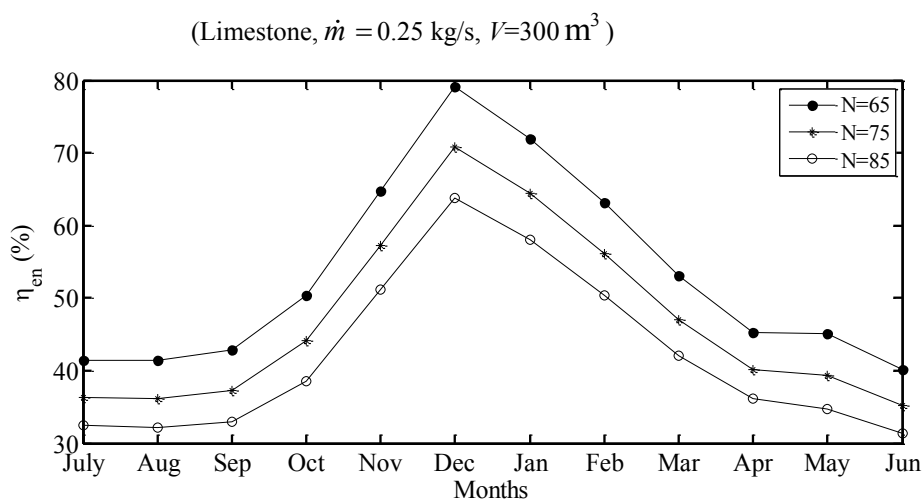
شکل ۱۴ تاثیر جنس زمین را بر روی توان الکتریکی نشان می‌دهد. مطابق با شکل ۱۴ با تغییر جنس زمین، تغییرات توان الکتریکی محسوس نیست. با ارجاع به شکل ۱۰ تغییرات دمای آب مخزن نسبت به تغییرات جنس زمین در حدود ۱/۱ درجه سانتی‌گراد می‌باشد. به طبع این تغییرات کم در دمای آب نمی‌تواند تغییرات چشمگیر در دمای صفحه جاذب و سلول‌های خورشیدی داشته باشد. لذا توان الکتریکی با تغییرات جنس زمین چندان تغییر نمی‌کند. در خصوص شکل‌های ۱۲، ۱۳ و ۱۴ می‌توان

نشان می‌دهد. مطابق با شکل ۱۳ افزایش حجم منبع زیرزمینی به معنای نزدیک شدن به تعریف ترمودینامیکی منبع حرارتی می‌باشد. لذا نوسانات دمای آب منبع کاهش می‌یابد. از سوی دیگر آب ورودی به گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی از منبع حرارتی تغذیه می‌باشد. به طبع کاهش نوسانات دمای آب به واسطه افزایش حجم منبع، کاهش نوسانات دمای صفحه جاذب و سلول‌های خورشیدی را در گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی به دنبال دارد که باعث می‌شود تغییرات توان الکتریکی اصلاً محسوس نباشد.



شکل ۱۴: تاثیر تغییرات جنس زمین بر روی توان الکتریکی

Fig. 14. Effect of changes in the ground type on the electrical power



شکل ۱۵: تاثیر تغییرات تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی بر راندمان انرژی

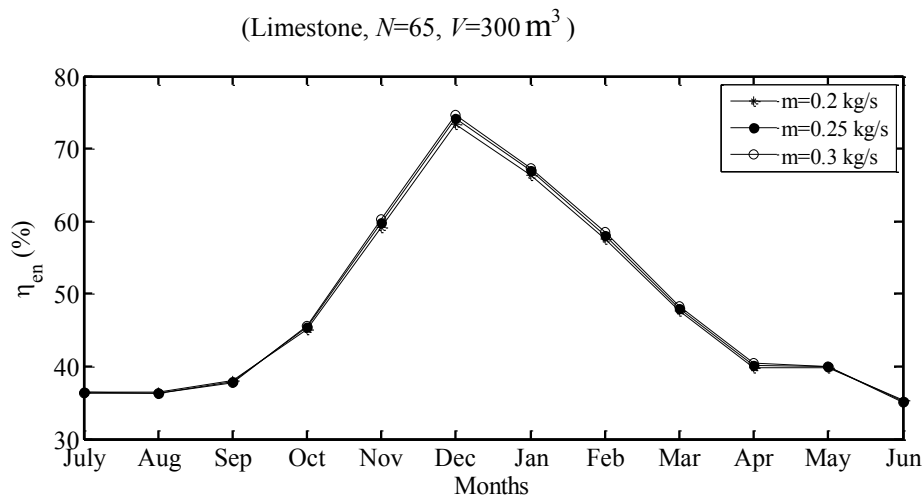
Fig. 15. Effect of changes in the number of photovoltaic thermal collectors on the energy efficiency

تولیدی ضمن داشتن نوسانات کمتر در وضعیت مناسبی نیز قرار داشته باشد.

۳-۴- مطالعات پارامتری از دیدگاه انرژی

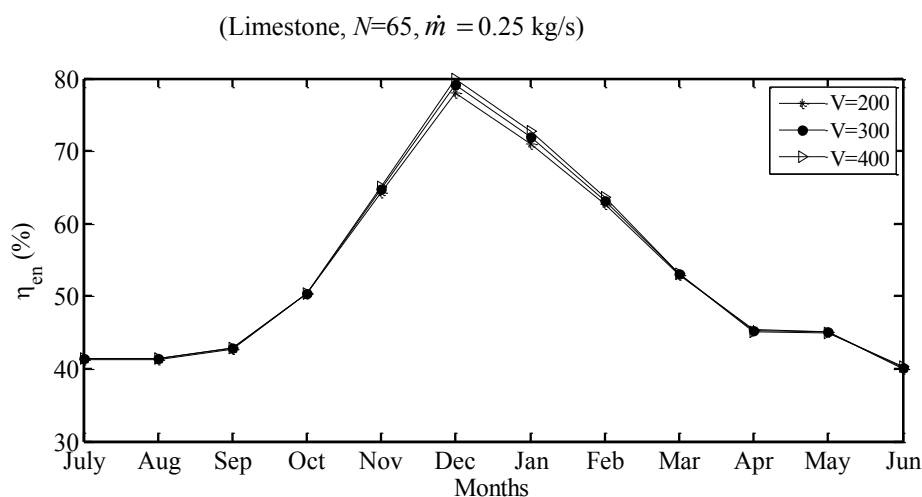
در این بخش به بررسی تأثیر پارامترهای طراحی و عملکردی شامل تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی، دبی جرمی آب، حجم منبع زیرزمینی کمکی، جنس زمین از دیدگاه انرژی پرداخته می‌شود.

اظهار کرد که پارامتر مهم بر مقدار توان الکتریکی تولیدی دمای سطح گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی می‌باشد. دمای سطح نیز پارامتر مستقل نبوده و خود نیز با واسطه به دمای آب مخزن مرتبط می‌باشد. نوسانات دمای سطح گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی به واسطه تغییرات دمای آب مخزن چندان زیاد نیست که باعث تغییرات مقدار توان الکتریکی تولیدی سیستم شود. به عبارت دیگر نحوه انتخاب محدوده پارامترهای مذکور به نحوی بوده است که در ضمن افزایش دمای آب مخزن، مقدار توان الکتریکی



شکل ۱۶: تاثیر تغییرات دبی جرمی آب بر راندمان انرژی

Fig. 16. Effect of changes in the water mass flow rate on the energy efficiency

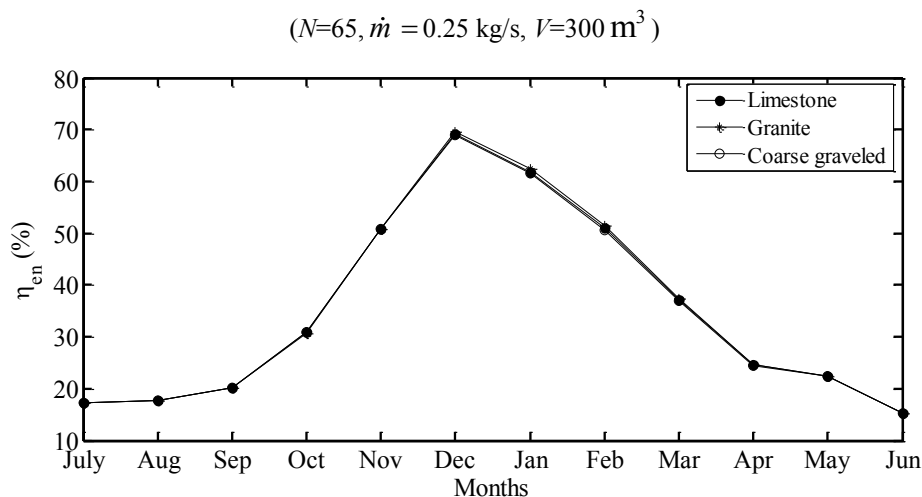


شکل ۱۷: تاثیر تغییرات حجم منبع زیرزمینی کمکی بر راندمان انرژی

Fig. 17. Effect of changes in the volume of the auxiliary underground reservoir on the energy efficiency

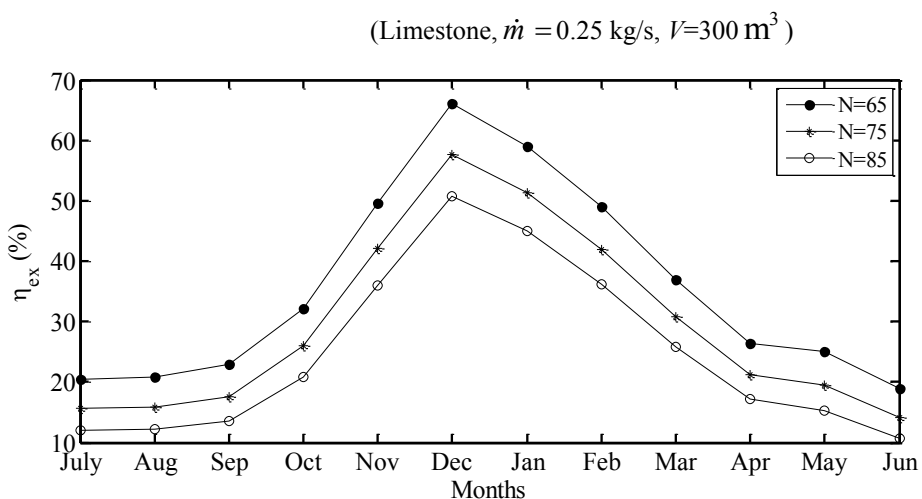
پیدا می‌کند. شکل ۱۶ تاثیر دبی جرمی آب درون مجرا را از دیدگاه انرژی نشان می‌دهد. مطابق شکل ۱۶ با افزایش ۵۰ درصدی دبی جرمی آب درون مجرا، راندمان انرژی در حدود ۰/۵ درصد افزایش پیدا می‌کند. با افزایش دبی جرمی آب، دمای آب خروجی از گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی و حرارت مفید جذب شده توسط آن‌ها افزایش می‌یابد. همچنین دمای سلول‌های خورشیدی قدری کاهش می‌یابد و توان الکتریکی بهبود می‌یابد. تاثیر توأم

شکل ۱۵ تاثیر تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی از دیدگاه انرژی را نشان می‌دهد. مطابق شکل ۱۵ با افزایش ۳۰ درصدی تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی، راندمان انرژی سیستم در حدود ۲۵ درصد کاهش پیدا می‌کند. افزایش تعداد گردآورنده، افزایش سطح و در نتیجه افزایش جذب انرژی خورشیدی و توان الکتریکی را به دنبال دارد، اما افزایش انرژی حرارتی در گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی و توان الکتریکی نسبت به افزایش انرژی خورشیدی جذب شده کمتر بوده و در نتیجه راندمان انرژی کاهش



شکل ۱۸: تاثیر تغییرات جنس زمین بر راندمان انرژی

Fig. 18. Effect of changes in the ground type on energy efficiency



شکل ۱۹: تاثیر تغییرات تعداد گردآورنده‌های فتوولتائیک حرارتی بر راندمان اکسرژی

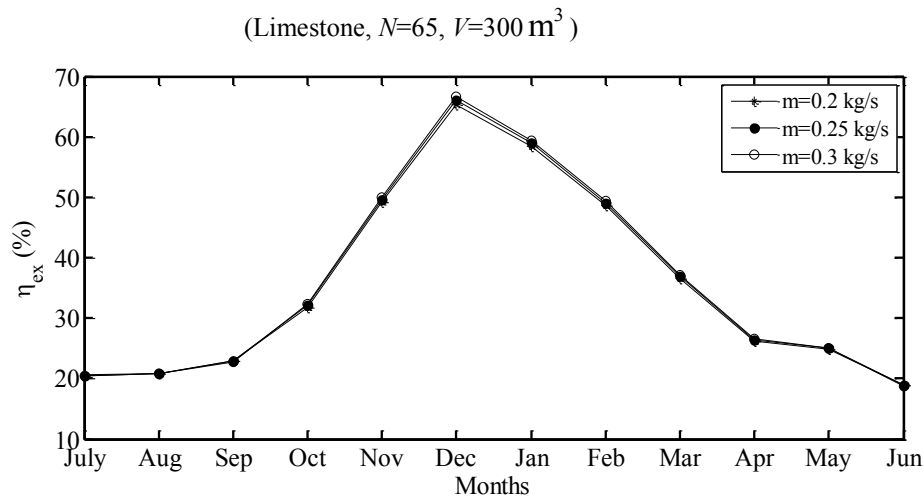
Fig. 19. Effect of changes in the number of photovoltaic thermal collectors on the exergy efficiency

توان الکتریکی در گردآورنده‌های فتوولتائیک حرارتی چندان تغییر نمی‌یابد که باعث تغییرات چشمگیر راندمان انرژی گردد.

شکل ۱۸ تاثیر جنس زمین را از دیدگاه انرژی نشان می‌دهد. تغییرات جنس زمین و یا به عبارت دیگر تغییرات ضریب هدایت حرارتی زمین تاثیر زیادی بر راندمان انرژی ندارد. با ارجاع به نتایج شکل‌های ۱۰ و ۱۴ می‌توان اظهار داشت که با تغییر جنس زمین تغییرات دمای آب منبع و توان الکتریکی چندان زیاد نیست. دو پارامتر مذکور تاثیر مستقیم بر نرخ حرارت مفید جذب

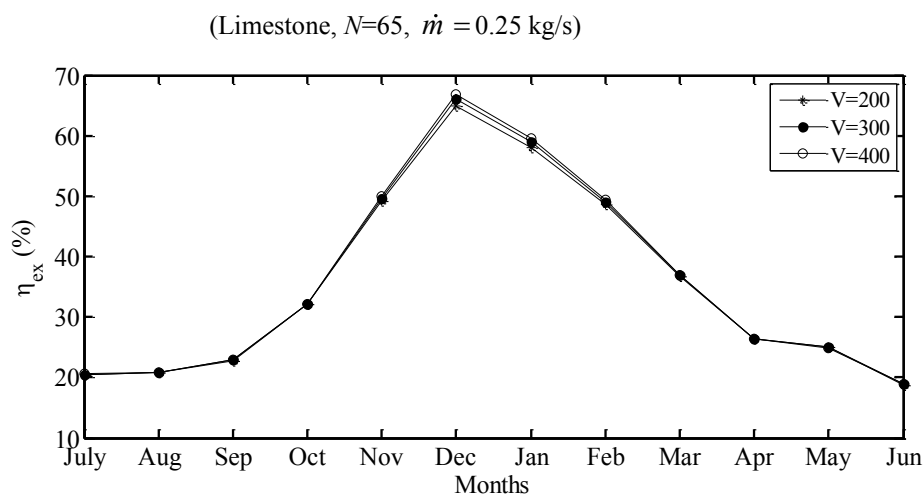
عوامل مذکور باعث افزایش راندمان انرژی می‌گردد. هر چند که این افزایش چندان زیاد نیست.

شکل ۱۷ تاثیر حجم منبع زیرزمینی کمکی را از دیدگاه انرژی نشان می‌دهد. همانطور که در شکل ۱۷ مشاهده می‌شود افزایش حجم منبع زیرزمینی کمکی، سبب افزایش اندکی در راندمان انرژی می‌شود. افزایش حجم منبع نزدیک شدن به تعریف ترمودینامیکی منبع حرارتی و کاهش نوسانات دمای آب مخزن را به دنبال دارد. لذا نرخ حرارت مفید جذب شده و



شکل ۲۰: تاثیر تغییرات دبی جرمی آب بر راندمان اکسرژی

Fig. 20. Effect of changes in water mass flow rate on the exergy efficiency



شکل ۲۱: تاثیر تغییرات حجم منبع زیرزمینی کمکی بر راندمان اکسرژی

Fig. 21. Effect of changes in the volume of the auxiliary underground reservoir on the exergy efficiency

اکسرژی نشان می‌دهد. با افزایش ۳۰ درصدی تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی راندمان اکسرژی سیستم در حدود ۲۵ درصد کاهش می‌یابد. افزایش تعداد گردآورنده باعث افزایش انرژی خورشیدی جذب شده و توان الکتریکی می‌شود اما به دلیل این که میزان انرژی خورشیدی و در نتیجه اکسرژی آن بیشتر از اکسرژی حرارتی و توان الکتریکی در صورت کسر راندمان اکسرژی می‌باشد، راندمان اکسرژی سیستم کاهش می‌یابد.

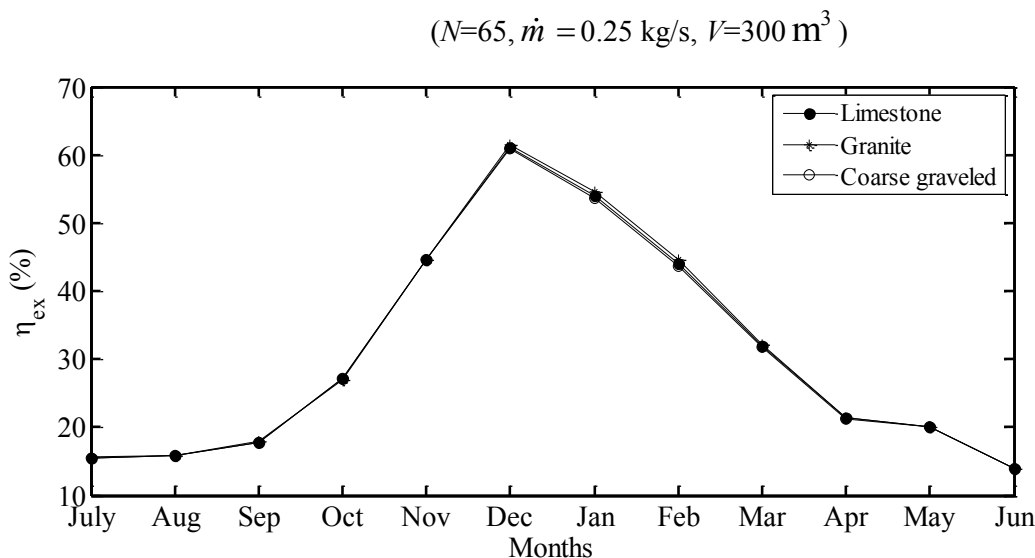
شکل ۲۰ تاثیر دبی جرمی آب درون مجرا را از دیدگاه اکسرژی نشان

شده و توان الکتریکی در صورت کسر راندمان انرژی دارند که نوسانات کم آن‌ها باعث تغییرات نامحسوس راندمان انرژی شده است.

۳-۵- مطالعات پارامتری از دیدگاه اکسرژی

در این بخش به بررسی تاثیر پارامترهای طراحی و عملکردی شامل تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی، دبی جرمی آب، حجم منبع زیرزمینی کمکی، جنس زمین از دیدگاه اکسرژی پرداخته می‌شود.

شکل ۱۹ تاثیر تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی را از دیدگاه



شکل ۲۲: تاثیر تغییرات جنس زمین بر راندمان اکسرژی

Fig. 22. Effect of changes in the ground type on the exergy efficiency

۵۰ درصدی دبی جرمی آب، دمای آب مخزن ذخیره به ترتیب ۲/۳ و ۲/۱ سانتی گراد افزایش می یابد.

بیشترین و کمترین دمای آب منبع زیرزمینی کمکی به ترتیب در زمین از جنس سنگ ریزه زبر و گرانیب مشاهده می شود و اختلاف دمای آب برای آن می تواند در برخی ماه های سال به حدود ۳ درجه سانتی گراد می رسد. با تغییر جنس زمین از سنگ ریزه زبر به گرانیب دمای آب منبع زیرزمینی در حدود ۲/۳ درجه سانتی گراد کاهش می یابد.

با افزایش ۳۰ درصدی تعداد گردآورنده های فتولتائیک حرارتی توان الکتریکی در برخی از ماه های سال تا حدود ۲۵ درصد افزایش می یابد. اما تغییرات جنس زمین، حجم منبع زیرزمینی کمکی و دبی جرمی آب به دلیل تاثیر کم آن روی دمای سلول های فتولتائیک تغییر محسوسی روی توان الکتریکی ندارد.

افزایش ۳۰ درصدی تعداد گردآورنده های فتولتائیک حرارتی باعث کاهش به ترتیب ۱۵ درصدی و ۲۰ درصدی در راندمان انرژی و راندمان اکسرژی سیستم می شود. اما تغییرات دبی جرمی آب و حجم منبع زیرزمینی تاثیر محسوسی بر راندمان انرژی و راندمان اکسرژی ندارد.

می دهد.

با افزایش دبی جرمی آب درون مجرا، دمای سلول کاهش اندکی می یابد که باعث افزایش توان الکتریکی تولیدی می شود که همان مقدار اکسرژی الکتریکی بوده و راندمان اکسرژی سیستم قدر اندکی افزایش می یابد. همان طور که در شکل ۲۱ مشاهده می شود با افزایش حجم منبع زیرزمینی کمکی، راندمان اکسرژی به میزان اندکی افزایش می یابد. با افزایش حجم منبع زیرزمینی کمکی مقدار افزایش دمای منبع ناچیز بوده که باعث شده است راندمان اکسرژی به در حدود ۱ درصد افزایش یابد.

شکل ۲۲ تاثیر تغییرات جنس زمین را از دیدگاه اکسرژی نشان می دهد. تغییرات جنس زمین تغییرات اندکی در دمای آب منبع و توان الکتریکی را به دنبال دارد. این موضوع باعث می شود تغییرات نرخ اکسرژی حرارتی و توان الکتریکی چندان زیاد نباشد و این موضوع باعث تغییرات نامحسوس راندمان اکسرژی شده است.

۴- نتیجه گیری

با افزایش ۳۰ درصدی تعداد گردآورنده های فتولتائیک حرارتی و افزایش

۵- فهرست علائم

سرد	<i>cold</i>
هدایت	<i>cond</i>
جابه‌جایی	<i>conv</i>
کمپرسور	<i>comp</i>
تخریب‌شده	<i>des</i>
زمین	<i>e</i>
مؤثر	<i>eff</i>
الکتریکی	<i>el</i>
اتلاف‌شده	<i>loss</i>
ورودی	<i>in</i>
فتوولتائیک حرارتی	<i>PV/T</i>

منابع

- [1] R. Yumrutaş, M. Ünsal, Energy analysis and modeling of a solar assisted house heating system with a heat pump and an underground energy storage tank, *Solar Energy*, 86 (2012) 983-993.
- [2] R. Yumrutaş, M. Ünsal, A computational model of a heat pump system with a hemispherical surface tank as the ground heat source, *Energy*, 25 (2000) 371-388.
- [3] R. Yumrutaş, M. Kunduz, T. Ayhan, Investigation of thermal performance of a ground coupled heat pump system with a cylindrical energy storage tank, *International Journal of Energy Research*, 27 (2003) 1051-1066.
- [4] R. Yumrutas, Ö. Kaska, Experimental investigation of thermal performance of a solar assisted heat pump system with an energy storage, *International Journal of Energy Research*, 28 (2004) 163-175.
- [5] H. Esen, M. Inalli, M. Esen, K. Pihtili, Energy and exergy analysis of a ground-coupled heat pump system with two horizontal ground heat exchangers, *Building and Environment*, 42 (2007) 3606-3615.
- [6] Y. Bi, X. Wang, Y. Liu, H. Zhang, L. Chen, Comprehensive exergy analysis of a ground-source heat pump system for both building heating and cooling modes, *Applied*

علائم انگلیسی	
<i>A</i>	مساحت، m^2
<i>b</i>	عرض گردآورنده، m
<i>c</i>	ظرفیت گرمایی ویژه، $kJ/kg.K$
<i>C_f</i>	ضریب تبدیل انرژی الکتریکی به انرژی حرارتی
<i>D</i>	قطر، m
<i>\dot{E}</i>	نرخ انرژی، W
<i>E_r</i>	خطا
<i>\dot{E}_x</i>	نرخ اکسرژی، W
<i>F</i>	کارایی فین
<i>F_R</i>	ضریب برداشت گرما
<i>G</i>	شدت تابش خورشید، W/m^2
<i>h</i>	ضریب انتقال حرارت، $W/m^2.K$
<i>k</i>	ضریب هدایت حرارتی، $W/m.K$
<i>L</i>	طول مجرای جریان، m
<i>\dot{m}</i>	دبی جرمی، kg/s
<i>N</i>	تعداد گردآورنده
<i>P</i>	توان، W
<i>Q</i>	نرخ انتقال حرارت، توان الکتریکی، W
<i>q</i>	توان، W
<i>\dot{r}</i>	نرخ بازگشت‌ناپذیری، W
<i>r</i>	ضریب رگرسیون خطی
<i>R</i>	شعاع، m
<i>t</i>	زمان، s
<i>T</i>	دما، K
<i>U</i>	ضریب انتقال حرارت کلی، $W/m^2.K$
<i>V</i>	حجم، m^3
<i>z</i>	ارتفاع، m

علائم یونانی

α	ضریب دمایی جریان، $V/^\circ C$
α	ضریب جذب
β	ضریب انبساط حجمی، $1/K$
η	راندمان
θ	زاویه شیب شیشه‌ها، degree
ρ	چگالی، kg/m^3
σ	ثابت استفان بولتزمن، $J/m^2.kg$
$\alpha\tau$	ضریب جذب- انتقال مؤثر

زیرنویس

<i>a</i>	محیط
<i>air</i>	هوا
<i>b</i>	جاذب
<i>c</i>	گردآورنده
<i>cell</i>	سلول

- Spain: Assessment of an underground lower water reservoir and preliminary energy balance, *Renewable Energy*, 134 (2019) 1381-1391.
- [13] C. Li, J. Mao, H. Zhang, Z. Xing, Y. Li, J. Zhou, Numerical simulation of horizontal spiral-coil ground source heat pump system Sensitivity analysis and operation characteristics. *Applied Thermal Engineering*, 110 (2017) 424-435.
- [14] J. Yazdanpanahi, F. Sarhaddi, Irreversibility rates in a solar photovoltaic/thermal water collector: An experimental study, *Heat Transfer Research*, 48 (8) (2017) 741-756.
- [15] J. Yazdanpanahi, F. Sarhaddi, M. Mahdavi Adeli, Experimental investigation of exergy efficiency of a solar photovoltaic thermal (PVT) water collector based on exergy losses, *Solar Energy*, 118 (2015) 197-208.
- [16] B. Liu, R. Jordan, Daily insolation on surfaces tilted towards equator, *ASHRAE J. (United States)* 10 (1961).
- [17] J.J. Hermosillo, C.A. Arancibia-Bulnes, C.A. Estrada, Water desalination by air humidification: Mathematical model and experimental study, *Solar Energy*, 86 (2012) 1070-1076.
- Energy, 86 (2009) 2560-2565.
- [7] S. P. Lohani, D. Schmidt, Comparison of energy and exergy analysis of fossil plant, ground and air source heat pump building heating system, *Renewable Energy*, 35 (2010) 1275-1282.
- [8] M. Ozturk, Energy and exergy analysis of a combined ground source heat pump system, *Applied Thermal Engineering*, 73 (2014) 362-370.
- [9] V. Verma, K. Murugesan, Experimental study of solar energy storage and space heating using solar assisted ground source heat pump system for Indian climatic conditions, *Energy and Buildings*, 139 (2017) 569-577.
- [10] V. Verma, K. Murugesan, Experimental study of solar assisted ground source heat pump system during space heating operation from morning to evening, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 32 (2018) 391-398.
- [11] V. Saydam, M. Parsazadeh, M. Radeef, X. Duan, Design and experimental analysis of a helical coil phase change heat exchanger for thermal energy storage, *Journal of Energy Storage*, 21 (2019) 9-17.
- [12] J. Menéndez, J. Loredó, M. Galdo, J.M. Fernández-Oro, Energy storage in underground coal mines in NW

