

## تحلیل آگزرژی یک سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی ترکیب شده با برج خنک کن

مصطفی نجات الهی<sup>۱</sup>، حسین صیادی<sup>۲</sup>

<sup>۱</sup> دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی سیستم های انرژی، دانشگاه صنعتی خواجه نصیر الدین طوسی؛ mostafa.nejatolahi@gmail.com  
<sup>۲</sup> استادیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیر الدین طوسی؛ sayyaadi@kntu.ac.ir

### چکیده

در این تحقیق به تحلیل آگزرژی یک سیستم پمپ حرارتی با منبع ترکیب شده با یک برج خنک کن به صورت مفصل پرداخته شده است. تعدادی پارامترهای مهم ترمودینامیکی برای این تحلیل معرفی شده اند و روابطی برای محاسبه این پارامترها برای پمپ، کمپرسور، کندانسور، اواپراتور، مبدل زمینی، برج خنک کن و شیر انبساط ارائه گردیده است. یک سیستم که بوسیله برنامه نویسی کامپیوتری شبیه سازی شده است را به عنوان نمونه مورد بررسی قرار داده ایم. بازده قانون دوم محاسبه شده کل این سیستم برابر ۱۰،۴۴ بوده است. عوامل مهم تخریب آگزرژی نیز مورد بررسی قرار گرفته اند. مهمترین عامل بازگشت ناپذیری کمپرسور می باشد. دو وسیله دفع حرارت یعنی مبدل زمینی و برج خنک کن نیز با هم مقایسه شدند که مبدل زمینی تخریب آگزرژی کمتری داشت. با افزایش سهم برج خنک کن نسبت به مبدل زمینی در دفع حرارت، بازده کل سیستم کاهش پیدا کرد.

**کلمات کلیدی:** سیستم پمپ حرارتی با منبع زمینی، برج خنک کن، تحلیل آگزرژی، قانون دوم ترمودینامیک، انرژی زمین گرمایی، شبیه سازی کامپیوتری

### مقدمه

در سال های اخیر استفاده از سیستم های پمپ حرارتی منبع زمینی<sup>۱</sup>، برای سرمایش و گرمایش ساختمان های مسکونی، اداری و تجاری افزایش چشم گیری داشته است. این افزایش بدلیل بالاتر بودن بازده پمپ های حرارتی منبع زمینی نسبت به سایر سیستم های تهویه مطبوع رایج می باشد. بنا به اظهارات آژانس حفاظت محیط زیست امریکا<sup>۲</sup>، در میان تمام سیستم های تهویه مطبوع رایج، پمپ های حرارتی منبع زمینی دارای بیشترین کارایی انرژی بوده و از نقطه نظر زیست محیطی، پاک ترین سیستم گرمایش-سرمایش می باشد [۲،۴].

از سال ۱۹۹۵ پمپ های حرارتی منبع زمینی در میان تمام سیستم های تهویه مطبوع دارای بیشترین رشد سالانه، معادل ۹،۷٪ بوده اند. بیشترین استفاده از این سیستم ها در میان کشور های اروپایی و ایالات متحده امریکا می باشد. اگر چه کشور هایی مانند ژاپن و ترکیه نیز توجه روبه رشدی نشان داده اند. کل ظرفیت نصب شده تا سال ۲۰۰۰ در ۲۶ کشور، برابر ۶۸۵۰ MW بوده که میزان

مصرف سالانه انرژی آن ها برابر ۲۳۲۱۴ TJ/year بوده است. تعداد واقعی واحد های نصب شده برابر ۵۰۰۰۰۰ بوده، که اگر از میزان بار متوسط ۱۲ kW (مقدار متوسط برای خانه های معمولی امریکا و برخی دیگر کشور ها) استفاده گردد این تعداد برابر ۵۷۰۰۰۰ واحد خواهد بود [۲].

در برخی موارد بین حرارت داده شده و گرفته شده از زمین در طول سال، اختلاف زیادی وجود دارد. در این صورت با گذشت زمان، میزان حرارت زمین افزایش (یا کاهش) زیادی خواهد داشت که منجر به افزایش (یا کاهش) دمای زمین می گردد. این امر موجب دور شدن از نقطه طراحی و کاهش بازده سیستم می گردد که با گذشت زمان بیشتر، این مشکل حاد تر می گردد. برای حل این مشکل می توان طول مبدل زمینی را افزایش داد که موجب بالا رفتن هزینه اولیه و در نتیجه غیر اقتصادی شدن سیستم می گردد. راه حل دیگر قرار دادن یک منبع کمکی برای دفع (یا جذب) حرارت در کنار پمپ حرارتی منبع زمینی اصلی می باشد. به این نوع پمپ های حرارتی، پمپ های حرارتی منبع زمینی هیبریدی گفته می شود. البته در برخی موارد بنا به دلایلی مانند هزینه بالای حفاری، یا کمبود زمین برای حفاری نمی توان مبدل زمینی را به اندازه کافی بزرگ حفر کرد و مجبور به استفاده از یک منبع کمکی در کنار سیستم اصلی خواهیم بود. منبع کمکی برای گرمایش می تواند یک جمع کننده خورشیدی باشد در حالیکه برای سرمایش می توان از برج خنک کن، حوضچه، دریاچه و سیستم گرمایش پیاده رو در زمستان استفاده کرد.

در مقاله حاضر از یک برج خنک کن به عنوان منبع کمکی استفاده شده است. در سال های اخیر کار هایی بر روی طراحی و ارزیابی عملکرد این نوع پمپ های حرارتی منبع زمینی هیبریدی انجام شده است (ASHRAE (۱۹۹۵)، Kavanaugh and (۱۹۹۷)، Yavuzturk and (۲۰۰۰)، Kavanaugh (۱۹۹۸)، Rafferty Phetteplace and (۱۹۹۸)، Thornton (۲۰۰۰)، Spittle، Sullivan (۱۹۹۸)، Singh and Foster (۱۹۹۸)، Sullivan، Ramamoorthy et al (۲۰۰۱)، Eskilson (۱۹۸۷)، Khan et al (۲۰۰۳)، Chiasson and Yavuzturk (۲۰۰۳) [۴].

در تحقیق حاضر از تحلیل آگزرژی، به عنوان یک ابزار نیرومند ترمودینامیکی در بررسی سیستم های انرژی، برای تحلیل یک سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی ترکیب شده با برج خنک کن استفاده شده است. تحلیل آگزرژی ما را قادر می سازد تا محل، دلیل و مقدار واقعی هدر رفتن منابع انرژی را به خوبی شناسایی کنیم. از این اطلاعات می توان برای طراحی سیستم های جدید با بازده انرژی بالاتر و همچنین برای بهبود سیستم های موجود استفاده کرد [۶]. در

<sup>۱</sup> Ground Source Heat Pump (GSHP)

<sup>۲</sup> EPA

$$\varepsilon^K = V_0^2/2 \quad (10)$$

که در آن  $V_0$  سرعت توده سیال نسبت به پوسته زمین می باشد.

اگرژی مخصوص پتانسیل عبارتست از:

$$\varepsilon^P = gZ_0 \quad (11)$$

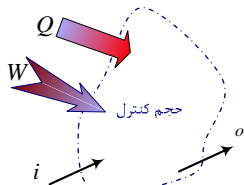
که در آن  $Z_0$  ارتفاع جریان جرم نسبت به سطح دریاها می باشد.

اگرژی مخصوص فیزیکی عبارتست از:

$$\varepsilon^{Ph} = (h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (12)$$

که در آن اندیس صفر بیانگر شرایط محیطی (شرایط مرده محدود) است. یعنی مربوط به حالتی است که توده ماده در دما و فشار محیط قرار دارد.

اگرژی مخصوص شیمیایی را بایست از جداول خوانده، یا با استفاده از روابط مربوطه محاسبه کرد.



شکل ۱: یک حجم کنترل

۳. نحوه محاسبه میزان تغییرات اگرژی یک جریان مایع

برای تحلیل یک پمپ حرارتی منبع زمینی ترکیب شده با برج خنک کن به غیر از مبرد، با آب و مخلوط آب-الکل به عنوان سیال کاری سر و کار خواهیم داشت. بنابراین مجبور به محاسبه تغییرات اگرژی فیزیکی و در نتیجه انتالپی و انتروپی آنها خواهیم بود. در این قسمت روابطی برای محاسبه این پارامترها بر اساس دماها و فشارهای اولیه و ثانویه سیال، ارائه خواهیم داد.

با رجوع به جداول ترمودینامیکی متوجه می شویم که اگر سیال کاری مایعی مانند آب باشد، فرضیات زیر برای آن معقول هستند:

$$(\partial v / \partial T)_p = \alpha \quad (13)$$

$$(\partial v / \partial P)_T = 0 \quad (14)$$

بنابراین روابط ماکسول برای تغییرات انتروپی و انتالپی ماده را می توان به ترتیب به صورت زیر بیان کرد:

$$ds = C_p dT/T - \alpha dP \quad (15)$$

$$dh = C_p dT - (v - T\alpha) dP \quad (16)$$

اگر تغییرات موقعیت سیال از  $T_1$  و  $P_1$  به  $T_2$  و  $P_2$  باشد، می توان تغییرات انتروپی را از هر مسیری که از موقعیت 1 به موقعیت 2 برسد، محاسبه کرد. با توجه به شکل ۲ می توان نوشت:

$$\Delta s_{1-2} = \Delta s_{1-1'} + \Delta s_{1'-2'} + \Delta s_{2'-2} \quad (17)$$

توجه شود که مسیر که 1-1' و 2'-2، فشار ثابت بوده و ترم دوم معادلات 15 و 16 در آنها صفر است. در حالیکه مسیر 1'-2' دما ثابت بوده و ترم اول این معادلات در آن برابر صفر است.

زمینه تحلیل اگرژی پمپ های حرارتی منبع زمینی هیبریدی تحقیقاتی صورت گرفته است که اکثر آنها در مورد پمپ های حرارتی منبع زمینی ترکیب شده با جمع کننده خورشیدی می باشند (Singh et al (2000), Bascetincelik et al (1999), Badescu (2002), Reyes and Gortari (2001), Ozturk and Bascetincelik (2003), Izquierdo et al (2002), Ghosal et al (2004), Hepbasli and Akdemir (2004), Ozgener and Hepbasli (2005, 2004). [7]

## تحلیل

این قسمت را به بخش هایی تقسیم می کنیم که با شماره مشخص خواهند شد:

۱. برخی پارامترهای مهم ترمودینامیکی

برای تحلیل اگرژی از چند پارامتر استفاده می گردد که مهمترین آنها عبارتند از [8]:

$$I: \text{تخریب اگرژی} \quad (1)$$

$$\psi_i = \frac{P_i}{F_i} \text{ بازده قانون دوم} \quad (3)$$

$$f_i = \frac{F_i}{F_{tot}} \text{ فاکتور اگرژی} \quad (3)$$

$$IP_i = (1 - \psi_i)(E^i - E^o) \text{ امکان بهبود} \quad (4)$$

$$\delta = \frac{I_i}{F_{tot}} \text{ نرخ تقلیل سوخ} \quad (5)$$

۲. نحوه محاسبه میزان تخریب اگرژی یک حجم کنترل

یک حجم کنترل مطابق شکل ۱ را در نظر بگیرید. با فرض اینکه کلیه فرآیندها در حالت پایدار نسبت به زمان می باشند، می توان بالانس اگرژی را به صورت زیر نوشت.

$$I = E^i - E^o + E^Q + E^W \quad (6)$$

در این روش از بالانس اگرژی های ورودی و خروجی برای محاسبه میزان تخریب اگرژی استفاده می گردد. که  $E^Q$  اگرژی مربوط به انتقال حرارت از مرزهای سیستم می باشد و از رابطه زیر محاسبه می گردد:

$$E^Q = Q(1 - T_0/T) \quad (7)$$

از طرفی اگرژی یک کار عبوری از مرزهای سیستم برابر خود میزان کار می باشد [1]. همچنین  $E^i$  و  $E^o$  به ترتیب نرخ اگرژی های جریان های جرم ورودی به و خروجی از حجم کنترل می باشند. که به صورت زیر محاسبه می گردند:

$$E = m\varepsilon \quad (8)$$

که  $\varepsilon$  اگرژی مخصوص جریان ماده است و شامل اجزای مختلفی می باشد. این اجزا شامل اگرژی<sup>۲</sup> جنبشی، پتانسیل، فیزیکی و شیمیایی می باشد:

$$\varepsilon = \varepsilon^K + \varepsilon^P + \varepsilon^{Ph} + \varepsilon^{Ch} \quad (9)$$

اگرژی مخصوص جنبشی عبارت است از:

<sup>۱</sup> Improvement Potential

<sup>۲</sup> Fuel Depletion Rate

برای حالت سیال دو فاز (در کمپرسور) می توان از جداول ترمودینامیکی به همراه معادله ۱۲ استفاده کرد.

سوخت و محصول را نیز به صورت زیر تعریف می کنند [۹]:

$$F = W \quad (22)$$

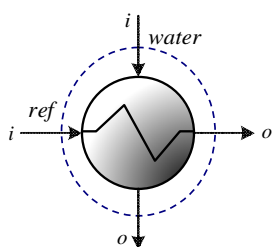
$$P = -(E_i - E_o) \quad (23)$$

۴,۲ تحلیل انرژی یک کندانسور یا اواپراتور

یک مبدل حرارتی پوسته لوله ای (کندانسور یا اواپراتور) همانند شکل ۴ را در نظر بگیرید. فرض کرده ایم که هیچ گونه اتلاف انرژی نداریم. برای حجم کنترل نشان داده شده میزان تخریب انرژی را با استفاده از معادله ۶ می توان به صورت زیر نوشت ( $E^W = 0$ ) و

$$E^Q = 0$$

$$I = (E_i - E_o)_r + (E_i - E_o)_b \quad (24)$$



شکل ۴: حجم کنترل شامل یک کندانسور یا اواپراتور

سوخت و محصول برای هر دوی کندانسور و اواپراتور به صورت زیر قابل تعریف هستند [۹]:

$$F = (E_i - E_o)_r \quad (25)$$

$$P = -(E_i - E_o)_b \quad (26)$$

۴,۳ تحلیل انرژی یک مبدل زمینی

یک مبدل زمینی همانند شکل ۵ را در نظر بگیرید. با فرض اینکه انتقال حرارت درون زمین به صورت پایدار نسبت به زمان است. فرض معمول در این حالت این است که شعاع این استوانه را آنچنان بزرگ انتخاب می کنند که اطمینان حاصل شود حرارت داده شده به زمین در دمای زمین  $T_g$  به زمین داده می شود. با استفاده از معادله ۷ می توان انرژی حرارت داده شده به زمین را به صورت زیر محاسبه کرد:

$$E_{ghx}^Q = Q_{ghx} (1 - T_0/T_g) \quad (27)$$

که در حالت سرمایه عبارت پشت پرانتز منفی بوده و با توجه به کمتر بودن دمای زمین نسبت به دمای هوای اتمسفر در فصل گرم، عبارت داخل پرانتز نیز منفی می باشد. بنابراین در مجموع  $E_{ghx}^Q$  عبارتی مثبت و می توان آن را به عنوان قسمتی از سوخت حجم کنترل در نظر گرفت.

با توجه به اینکه  $E^W = 0$  می توان بالانس انرژی (معادله ۶) را به صورت زیر نوشت:

$$I = (E_i - E_o) + E_{ghx}^Q \quad (28)$$

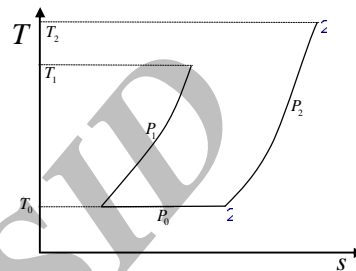
بنابراین تغییرات انتروپی و به طریق مشابه تغییرات انتالپی یک سیال را می توان از معادلات زیر محاسبه کرد:

$$\Delta s = C_p \ln \frac{T_2}{T_1} - \alpha_0 \Delta P \quad (18)$$

$$\Delta h = C_p \Delta T + (v_0 - T_0 \alpha_0) \Delta P \quad (19)$$

با توجه به معادله ۱۲ انرژی فیزیکی یک جریان سیال را می توان به صورت زیر نوشت:

$$\varepsilon^{ph} = C_p (T - T_0) - T_0 C_p \ln \frac{T}{T_0} + v_0 (P - P_0) \quad (20)$$



شکل ۲: نمودار T-s

۴. تحلیل انرژی برخی اجزای یک سیکل ترمودینامیکی

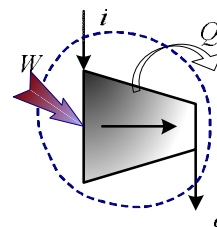
در قسمت های پیش رو به بررسی تحلیل انرژی اجزای مورد نیاز در سیکل ترمودینامیکی یک پمپ حرارتی منبع زمینی ترکیب شده با برج خنک کن می پردازیم. این تحلیل شامل نحوه محاسبه میزان تخریب انرژی، سوخت و محصول برای این اجزا می باشد.

۴,۱ تحلیل انرژی یک پمپ یا کمپرسور:

با توجه به شکل ۲، برای محاسبه میزان تخریب انرژی یک پمپ یا کمپرسور می توان بالانس انرژی (معادله ۶) را به صورت زیر نوشت:

$$I = (E_i - E_o) + W \quad (21)$$

که  $E^W = W_{pump}$  و بدلیل انتقال حرارت در دمای محیط، با توجه به معادله ۷،  $E^Q = Q(1 - T_0/T_0) = 0$  خواهد بود.



شکل ۳: حجم کنترل شامل یک پمپ یا کمپرسور

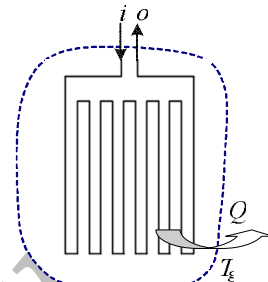
برای محاسبه انرژی جریان های جرم ورودی و خروجی در حالت سیال تک فاز (در پمپ) می توان از معادله ۲۰ استفاده کرده و

اگرزری جریان های جرم ورودی و خروجی سیال تک فاز را می توان از معادله ۲۰ محاسبه کرد.

سوخت و محصول را به صورت زیر می توان تعریف کرد [۹]:

$$F = E_i + E_{ghx}^Q \quad (29)$$

$$P = E_o \quad (30)$$

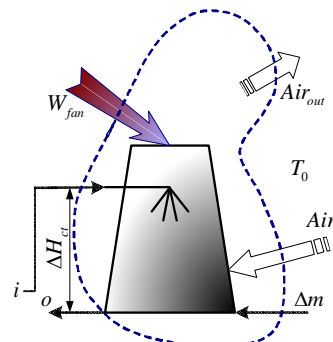


شکل ۵: حجم کنترل شامل یک مبدل زمینی

۴,۴ تحلیل اگرزری یک برج خنک کن

یک برج خنک کن همانند شکل ۶ را در نظر بگیرید. برای اطمینان از انتقال حرارت در دمای محیط، و همچنین تبادل ماده در تعادل کامل با محیط، حجم کنترل به اندازه کافی بزرگ در نظر گرفته شده است ( $E^Q = 0$ ). برای حجم کنترل نشان داده شده میزان تخریب اگرزری را با استفاده از بالانس اگرزری (معادله ۶) می توان به صورت زیر نوشت:

$$I = (E_i - E_o)_w + E_{\Delta m}^{Ch} + W_{fan} \quad (31)$$



شکل ۶: حجم کنترل شامل یک برج خنک کن

اگرزری جریان های ماده شامل قسمت های زیر می باشد:

- اگرزری جریان هوای ورودی و خروجی؛ که بدلیل تعادل کامل (دمایی، فشاری و شیمیایی) با محیط، اگرزری این جریان ها برابر صفر خواهد بود. به همین خاطر از ذکر آنها در رابطه بالا صرف نظر شده است.
- اگرزری جریان های سیال ورودی و خروجی؛ با صرف نظر کردن از سرعت جریان ها اگرزری مخصوص جریان های سیال به صورت زیر خواهد بود:

$$\varepsilon = \varepsilon^{Ph} + \varepsilon_{w,l}^{Ch} \quad (32)$$

که  $\varepsilon^{Ph}$  از معادله ۲۰ قابل محاسبه خواهد بود.

برای جریان ورودی، فشار را می توان از رابطه زیر بدست آورد:

$$P_i - P_0 = (g \Delta H_{w,ct}) / (v_0 - T_0 \alpha_0) \quad (33)$$

که  $\Delta H_{w,ct}$  برابر اختلاف ارتفاع بین ورودی و خروجی سیال از

برج خنک کن می باشد و  $\varepsilon_{w,l}^{Ch}$  اگرزری شیمیایی آب در حالت مایع،

برابر  $172.85 \text{ kJ/kg}$  می باشد [۱].

مشابه مبدل زمینی، سوخت و محصول را به صورت زیر می توان

تعریف کرد.

$$F = E_i + E_{\Delta m}^{Ch} + W_{fan} \quad (34)$$

$$P = E_o \quad (35)$$

۴,۵ تحلیل اگرزری یک شیر انبساط

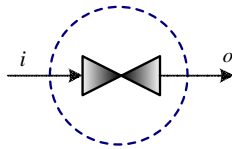
یک شیر انبساط مطابق شکل ۷ را در نظر بگیرید. با توجه به

سرعت بالای عبور سیال فرصت کمی برای انتقال حرارت با محیط

وجود خواهد داشت ( $E^Q = 0$ ). می توان بالانس اگرزری (معادله ۶)

را به صورت زیر نوشت ( $E^W = 0$ ):

$$I = E_i - E_o \quad (36)$$



شکل ۷: حجم کنترل شامل یک شیر انبساط

برای یک شیر انبساط سوخت و محصول را به طرق مختلفی می

توان تعریف کرد. در تحقیق حاضر از تعریف زیر استفاده کرده ایم

[۹]:

$$F = E_i \quad (37)$$

$$P = E_o \quad (38)$$

۵. یک مسئله نمونه

یک سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی ترکیب شده با یک برج

خنک کن را در شکل ۸ ملاحظه می کنید. در این سیستم از دو

کندانسور استفاده شده است. یکی از زمین به عنوان منبع حرارتی

استفاده کرده و دیگری از هوای اتمسفر. این دو کندانسور به صورت

موازی با هم قرار داده شده اند تا از شرایط یکسانی جهت مقایسه

برخوردار باشند و همچنین بتوان بر روی توزیع بار بین آنها مانور داد.

تمام سیستم را با استفاده از برنامه نویسی کامپیوتری شبیه سازی

کرده ایم و برای تمام متغیر های هندسی از مقادیر پیشنهادی در

مراجع معتبر استفاده کرده ایم [۱۰]. در حالیکه برای متغیر های

ترمودینامیکی مانند دماها و بارهای حرارتی، از مقادیری استفاده

کرده ایم که در نهایت بتوان از مقایسه هایی سودمند بهره برد. می

توانید ویژگی های سیستم را در جدول ۱ ملاحظه کنید.

$$F = W_{comp} \quad (۶۷)$$

$$P = -(E_1 - E_2) \quad (۶۸)$$

برای داشتن دید بهتری در مورد نحوه تاثیر بخش های مختلف بر روی عملکرد کل سیستم، سیستم را به پنج زیر سیستم مجزا تقسیم کرده ایم.

۱. واحد مبدل زمینی (پمپ ۱، کندانسور ۱، و مبدل زمینی)

۲. واحد برج خنک کن (پمپ ۲، کندانسور ۲، و برج خنک کن)

۳. واحد اواپراتور (پمپ ۳، اواپراتور)

۴. واحد شیر انبساط

۵. واحد کمپرسور

میزان تخریب اگزرژی، سوخت و محصول هر یک از این زیر سیستم ها را می توان به صورت زیر مشاهده کرد:

واحد مبدل زمینی:

$$I = (E_{2'} - E_{3'}) + W_{p1} + E_{ghx}^Q \quad (۶۹)$$

$$F = E_{2'} + W_{p1} + E_{ghx}^Q \quad (۷۰)$$

$$P = E_{3'} \quad (۷۱)$$

واحد برج خنک کن:

$$I = (E_{2'} - E_{3'}) + W_{p2} + W_{fan} + E_{11} \quad (۷۲)$$

$$F = E_{2'} + W_{p2} + W_{fan} + E_{11} \quad (۷۳)$$

$$P = E_{3'} \quad (۷۴)$$

واحد اواپراتور:

$$I = (E_{12} - E_{14}) + (E_4 - E_1) + W_{p3} \quad (۷۵)$$

$$F = (E_4 - E_1) + W_{p3} \quad (۷۶)$$

$$P = -(E_{12} - E_{14}) \quad (۷۷)$$

واحد شیر انبساط:

$$I = (E_3 - E_4) \quad (۷۸)$$

$$F = E_3 \quad (۷۹)$$

$$P = E_4 \quad (۸۰)$$

واحد کمپرسور:

$$I = (E_1 - E_2) + W_{comp} \quad (۸۱)$$

$$F = W_{comp} \quad (۸۲)$$

$$P = -(E_1 - E_2) \quad (۸۳)$$

برای کل سیستم نیز می توان این متغیرها را تعریف کرد:

$$I = (E_{12} - E_{14}) + W_{p1} + W_{p2} + W_{p3} + W_{fan} + W_{comp} + E_{ghx}^Q + E_{11} \quad (۸۴)$$

$$F = W_{p1} + W_{p2} + W_{p3} + W_{fan} + W_{comp} + E_{ghx}^Q + E_{11} \quad (۸۵)$$

$$P = -(E_{12} - E_{14}) \quad (۸۶)$$

در جدول ۲ می توانید نتایج تحلیل اگزرژی تک تک اجزای سیستم، زیر سیستم ها، و کل سیستم را مشاهده کنید این نتایج شامل میزان تخریب اگزرژی، توان مصرفی، سوخت، محصول، بازده قانون دوم، فاکتور بازگشت ناپذیری، نرخ تقلیل سوخت، فاکتور اگزرژتیک، و امکان بهبود می باشند.

بار سرمایه‌ی برابر ۱ MW در نظر گرفته شده. برای اینکه دو جزء مبدل زمینی و برج خنک کن در شرایط یکسانی قرار داشته باشند، بار حرارتی را به صورت مساوی بین آنها تقسیم کرده ایم. حال به بررسی میزان تخریب اگزرژی، سوخت و محصول هر یک از اجزای سیستم می پردازیم:

پمپ ۱:

$$I = (E_7 - E_5) + W_{p1} \quad (۳۹)$$

$$F = W_{p1} \quad (۴۰)$$

$$P = -(E_7 - E_5) \quad (۴۱)$$

کندانسور ۱:

$$I = (E_6 - E_7) + (E_{2'} - E_{3'}) \quad (۴۲)$$

$$F = (E_{2'} - E_{3'}) \quad (۴۳)$$

$$P = -(E_6 - E_7) \quad (۴۴)$$

مبدل زمینی:

$$I = (E_5 - E_6) + E_{ghx}^Q \quad (۴۵)$$

$$F = E_5 + E_{ghx}^Q \quad (۴۶)$$

$$P = -E_6 \quad (۴۷)$$

پمپ ۲:

$$I = (E_9 - E_{10}) + W_{p2} \quad (۴۸)$$

$$F = W_{p2} \quad (۴۹)$$

$$P = -(E_9 - E_{10}) \quad (۵۰)$$

کندانسور ۲:

$$I = (E_{10} - E_8) + (E_{2'} - E_{3'}) \quad (۵۱)$$

$$F = (E_{2'} - E_{3'}) \quad (۵۲)$$

$$P = -(E_{10} - E_8) \quad (۵۳)$$

برج خنک کن:

$$I = (E_8 - E_9) + W_{fan} + E_{11} \quad (۵۴)$$

$$F = E_8 + W_{fan} + E_{11} \quad (۵۵)$$

$$P = E_9 \quad (۵۶)$$

پمپ ۳:

$$I = (E_{12} - E_{13}) + W_{p3} \quad (۵۷)$$

$$F = W_{p3} \quad (۵۸)$$

$$P = -(E_{12} - E_{13}) \quad (۵۹)$$

اواپراتور:

$$I = (E_{13} - E_{14}) + (E_4 - E_1) \quad (۶۰)$$

$$F = (E_4 - E_1) \quad (۶۱)$$

$$P = -(E_{13} - E_{14}) \quad (۶۲)$$

شیر انبساط:

$$I = (E_3 - E_4) \quad (۶۳)$$

$$F = E_3 \quad (۶۴)$$

$$P = E_4 \quad (۶۵)$$

کمپرسور:

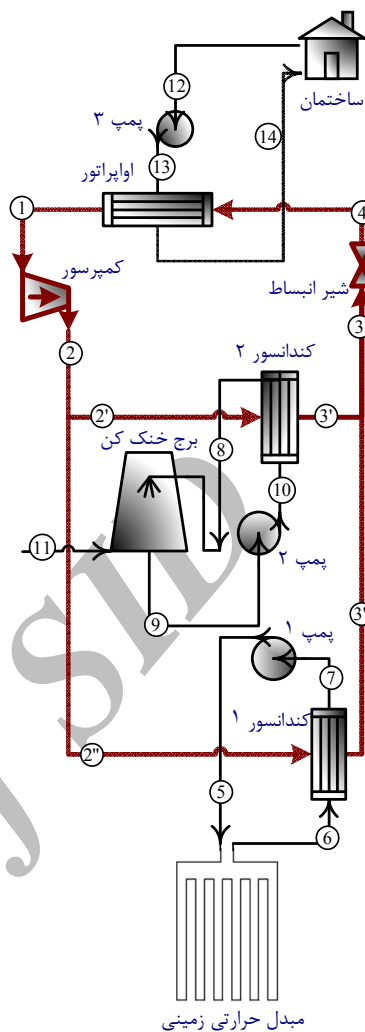
$$I = (E_1 - E_2) + W_{comp} \quad (۶۶)$$

پس از آن شیر انبساط و مبدل زمینی با سهم ۱۸,۴۶ و ۱۳,۸۵ درصدی به ترتیب در رتبه سوم و چهارم قرار دارند. و پس از آنها سایر اجزای سیستم قرار دارند.

بیشترین بهبود در بازده قانون دوم یک فرآیند یا سیستم زمانی به دست می آید که تخریب انرژی به حداقل ممکن خود برسد [۳]. این مفهوم معادل است با هر چه بیشتر بودن امکان بهبود (معادله ۴). با توجه به جدول ۲ مشاهده می گردد که به ترتیب برج خنک کن، مبدل زمینی و کمپرسور دارای بیشترین پتانسیل بهبود ترمودینامیکی می باشند.

جدول ۱: داده های مسئله نمونه شبیه سازی شده توسط مامپیوتر

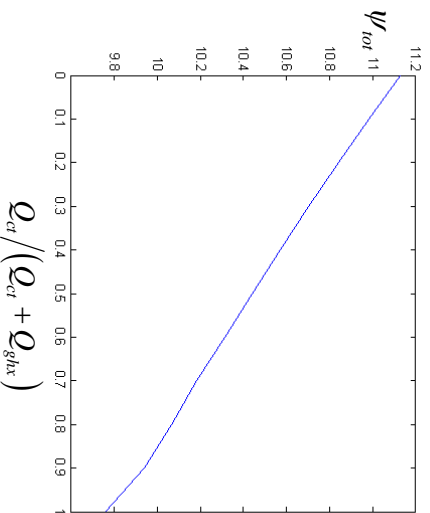
شماره	دما (°C)	فشار (kPa)	نرخ جریان (kg/s)	نرخ جریان مخصوص (kJ/kg)	انرژی مخصوص (kJ/kg)	نرخ جریان انرژی (kW)
1	7	315.23	8.49	22.11	187.82	
2'	82.25	1942.2	4.25	61.81	262.51	
2''	82.25	1942.2	4.25	61.81	262.51	
3'	61	1942.2	4.25	41.47	176.12	
3''	61	1942.2	4.25	41.47	176.12	
4	2	315.23	8.49	31.19	264.92	
5	53.75	448.53	14.66	5.36	78.59	
6	41.49	108.14	14.66	1.71	24.99	
7	53.75	101.33	14.66	5.03	73.7	
8	53.75	118.6	13.48	5.49	73.98	
9	41.5	101.33	13.48	1.85	24.92	
10	41.5	125.74	13.48	1.87	25.25	
11	25	101.33	0.29	172.85	49.51	
12	12	101.33	47.85	1.23	58.67	
13	12	126.15	47.85	1.25	59.85	
14	7	101.33	47.85	2.38	113.79	



شکل ۸: یک سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی ترکیب شده با یک برج خنک کن

این در حالیهست که پمپ ها دارای کمترین پتانسیل بهبودی می باشند. در سال های اخیر با پیشرفت موتور ها، شیر ها، روغن کاری و ... میزان افت ها در برخی اجزای ترمودینامیکی کاهش یافته است [۳]. تنها راه برای کاهش افت ناشی از شیر انبساط، قرار دادن یک توربین برای بازیابی کار در هنگام افت فشار سیال می باشد. در این سیستم هر دوی زیر سیستم های واحد برج خنک کن و واحد مبدل زمینی از شرایط یکسانی برخوردار بوده اند. با مشاهده جدول ۲ می بینیم که واحد برج خنک کن دارای داشتن ۲۹,۳۰ درصد نسبت به واحد مبدل زمینی با داشتن ۲۲,۳۴ درصد، دارای تخریب انرژی بیشتری می باشد. در شکل ۹ می بینید که با افزایش سهم واحد برج خنک کن در دفع حرارت، بازده قانون دوم کل سیستم کاهش پیدا کرده است.

با توجه به جدول ۲ مشاهده می گردد که کل سیستم دارای بازده قانون دوم برابر ۱۰,۴۴ می باشد. در میان تمام اجزای سیستم تنها کمپرسور و پمپ ها می باشند که در مجموع انرژی به سیستم افزوده می کنند، سایر اجزا در مجموع از انرژی سیستم می کاهند. همچنین مشاهده می گردد که بیشترین میزان تخریب انرژی مربوط به کمپرسور می باشد (۲۴,۸۷ درصد کل تخریب انرژی). این افت مربوط به بازده الکتریکی، مکانیکی و آیزنتروپیک کمپرسور می باشد و نشان دهنده نیاز به اعمال توجه بیشتر در انتخاب این جزء باشد. برج خنک کن با ۲۱,۳۰ درصد دومین جزئی است که بیشترین سهم در تخریب انرژی را دارا می باشد. البته بیشتر انرژی که در این قسمت تخریب می گردد، انرژی شیمیایی آب جبرانی برج می باشد، که از نظر اقتصادی قابل مقایسه با انرژی الکتریکی مصرف شده توسط کمپرسور نمی باشد.



شکل ۹: نمودار تغییرات بازده قانون دوم کل بر حسب میزان سهم برج خنک کن در دفع حرارت سیستم

### نتیجه گیری

نحوه محاسبه برجی پارامتر های ترمودینامیکی مربوط به تحلیل انرژی اجزاء، زیر سیستم ها و کل سیستم، در یک سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی ترکیب شده با برج خنک کن آرایه گردید. یک سیستم که توسط کد نویسی در محیط برنامه نویسی شبیه سازی شده بود، مورد تحلیل انرژی قرار گرفت. برجی پارامتر ها از جمله فاکتور بازگشت ناپذیری، امکان بهبود و بازده قانون دوم اجزاء و کل سیستم مورد بررسی قرار گرفتند. نحوه تغییر بازده قانون دوم کل سیستم با تغییر توزیع بار بین واحد های برج خنک کن و مبدل زمینی مورد ارزیابی قرار گرفت. مهمترین نتایجی که می توان از این مقاله استخراج کرد د زیر آورده شده اند:

۱. با تغییر سهم برج خنک کن در دفع حرارت از ۰ تا ۱۰۰ درصد کل بار، بازده قانون دوم کل سیستم بین ۹.۷۶ و ۱۱.۱۳ درصد تغییر کرد.
۲. بیشترین تخریب انرژی مربوط به کمپرسور بوده که پس از آن به ترتیب برج خنک کن، شیر انبساط و مبدل زمینی قرار دارند.
۳. بیشترین امکان بهبود را برج خنک کن و پس از آن مبدل زمینی و کمپرسور قرار دارند.
۴. مبدل زمینی از لحاظ قانون دوم ترمودینامیک بر برج خنک کن ارجحیت دارد.
۵. سیستم با پست با یک طراحی بهتر اصلاح گردد.

### تشکر و قدر دانی

در نهایت از شرکت ملی بهینه سازی مصرف سوخت بدلیل حمایت مالی از این تحقیق، کمال قدر دانی و تشکر را می نمایم.

### فهرست علائم

C ظرفیت حرارتی مخصوص، kJ/kg.K

جدول ۲: نتایج تحلیل انرژی مربوط به مسئله نمونه شبیه سازی شده کامپیوتری

امکان بهبود (kW)	فاکتور انرژی تیک (%)	نرخ تقلیل سوخت (%)	فاکتور بازگشت ناپذیری (%)	بازده قانون دوم (%)	سوخت (kW)	محصول (kW)	توان مصرفی (kW)	تخریب انرژی (kW)	جزء
0.845	1.397	0.473	0.528	66.173	7.381	4.884	7.381	2.50	پمپ ۱
16.431	16.356	7.134	7.965	56.387	86.385	48.710	0.000	37.68	کندانسور ۱
47.404	17.133	12.401	13.846	27.621	90.487	24.993	0.000	65.49	مبدل زمینی
0.084	0.103	0.041	0.045	60.559	0.543	0.329	0.543	0.21	پمپ ۲
16.417	16.356	7.130	7.962	56.406	86.385	48.726	0.000	37.66	کندانسور ۲
80.748	23.791	19.073	21.296	19.837	125.650	24.925	2.163	100.73	برج خنک کن
0.210	0.341	0.116	0.130	65.894	1.803	1.188	1.803	0.61	پمپ ۳
6.959	14.599	4.386	4.897	69.957	77.104	53.940	0.000	23.16	اوپراتور
21.647	66.694	16.533	18.460	75.210	352.240	264.920	0.000	87.32	شیر انبساط
30.432	86.121	22.276	24.873	74.134	454.840	337.190	454.840	117.65	کمپرسور
39.626	53.355	20.008	22.340	62.500	281.790	176.120	7.381	105.67	واحد مبدل زمینی
61.038	59.590	26.243	29.302	55.961	314.720	176.120	2.706	138.60	واحد برج خنک کن
7.165	14.940	4.502	5.027	69.865	78.906	55.128	1.803	23.78	واحد اوپراتور
21.647	66.694	16.533	18.460	75.210	352.240	264.920	0.000	87.32	واحد شیر انبساط
30.432	86.121	22.276	24.873	74.134	454.840	337.190	454.840	117.65	واحد کمپرسور
423.637	100.000	89.561	100.000	10.438	528.140	55.128	466.730	473.01	کل سیستم

## مراجع

- [1]- Kotas TJ. *The exergy method of thermal power plants*. Malabar, FL: Krieger Publishing Company; 1995.
- [2]- Hepbasli A. *Ground-source Heat Pumps*. In The Encyclopedia of Energy, Cutler J, Cleveland CJ (eds). Academic Press/Elsevier Inc.: U.S.A. 2004
- [3]- Hepbasli A., "Thermodynamic analysis of a ground-source heat pump system for district heating," International Journal of Energy Research, Vol. 26, pp. 1121-1139, 2005.
- [4]- *Geothermal heat pumps*. Department of Energy (DOE), (U.S.A.). <http://www.eren.doe.gov>. 2001.
- [5]- Bejan A. *Advanced engineering thermodynamics*. New York: Wiley; 1988.
- [6]- Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M. *Thermal design and optimization*. New York: John Wiley and Sons; 1996.
- [7]- Ozgenera O., and Hepbasli A., "Exergy Analysis of a Solar-Assisted Ground-Source (Geothermal) Heat Pump Greenhouse," Proceedings World Geothermal Congress, Antalya, Turkey, 2005
- [8]- Xiang JY., Cali M., Santarelli M., "Calculation for physical and chemical exergy of flows in systems elaborating mixed-phase flows and a case study in an IRSOFC plant," International Journal of Energy Research Vol. 28, pp.101-115, . 2004
- [9]- Hepbasli, A., Kalinci, Y., "A review of heat pump water heating systems," Renew Sustain Energy Rev, 2008
- [10]- Coulson and Richardson. *Chemical Engineering Design, Volume 6, 3th ed.*, Butterworth and Heinemann, 1996.

$E$	اگرژی، kJ/kg
$f$	فاکتور اگرژی تیک، بدون بعد
$F$	نرخ جریان اگرژی سوخت، kW
$g$	شتاب گرانش زمین، $m/s^2$
$h$	آنتالپی مخصوص، kJ/kg
$H$	ارتفاع، m
$I$	نرخ تخریب اگرژی، kW
$IP$	نرخ پتانسیل بهبود، kW
$m$	نرخ جریان جرم، kg/s
$P$	فشار، kPa
$Q$	نرخ انتقال حرارت، kW
$s$	انتروبی مخصوص، kJ/kg
$T$	دما، k یا $^{\circ}C$
$V$	سرعت، m/s
$W$	نرخ کار یا توان، kW
$Z$	ارتفاع از سطح زمین، m
	<b>علائم یونانی</b>
$\psi$	بازده قانون دوم (اگرژی تیک)، بدون بعد
$\delta$	نرخ تقلیل سوخت، بدون بعد
$\varepsilon$	اگرژی مخصوص، kJ/kg
	<b>زیر نویس</b>
$0$	شرایط مرده محدود
$b$	آب یا مخلوط آب-الکل
$comp$	کمپرسور
$ct$	برج خنک کن
$fan$	فن
$ghx$	مبدل زمینی
$i$	ورودی
$l$	مایع
$o$	خروجی
$p$	پمپ
$P$	فشار
$r$	مبرد
$\Delta m$	آب جبرانی برج خنک کن
$w$	آب
	<b>بالا نویس</b>
$Ch$	شیمیایی
$i$	ورودی
$K$	حرکتی
$o$	خروجی
$P$	پتانسیل
$Ph$	فیزیکی
$Q$	حرارت
$W$	کار