



چهارمین کنفرانس سالانه انرژی پاک

4th Annual Clean Energy Conference (ACEC2014)

۴ و ۵ تیر ۱۳۹۳ - کرمان، دانشگاه تحصیلات تکمیلی صنعتی و فناوری پیشرفته



تحلیل انرژی اکونومیک سیکل تبخیر آبی دودمداره نیروگاه زمین گرمایی

کد مقاله :

غزاله آصفی^۱، دکتر فرهاد ترابی^۲، دکتر سید علی آقا میرجلیلی^۳

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات یزد، baghasefi@yahoo.com

^۲ استادیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، ftorabi@kntu.ac.ir

^۳ استادیار دانشکده مهندسی مکانیک، گروه تبدیل انرژی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات یزد، saa_mirjalily@ysrbiau.ac.ir

چکیده

انرژی زمین گرمایی یکی از منابع تجدید پذیر برای تولید برق می باشد. نیروگاه های زمین گرمایی دارای راندمان پایینی هستند. با توجه به این مساله تا به حال تحقیقات زیادی در زمینه افزایش بازده این نیروگاه ها انجام گرفته است. اما کمتر به بررسی اقتصادی سیکل های زمین گرمایی پرداخته شده است. انرژی اکونومیک با ترکیب مفاهیم ترمودینامیکی (انرژی) و اقتصادی به تحلیل سیکل می پردازد. در تحقیق حاضر با استفاده از مفاهیم انرژی و هزینه گذاری انرژی به تحلیل انرژی اکونومیک سیکل ترکیبی تبخیر آبی نیروگاه زمین گرمایی پرداخته شده است و معادلات بالانس هزینه بر روی تک تک اجزای سیکل اعمال شده است. سیکل حاضر با هدف کاهش مجموع هزینه های تخریب و استهلاک انرژی بهینه گردیده است.

واژه های کلیدی : انرژی اکونومیک، سیکل دودمداره بخار آبی زمین گرمایی، انرژی

مقدمه

افزایش مشکلات زیست محیطی سوخت های فسیلی و همچنین کاهش ذخایر جهانی سوخت، استفاده از انرژی های تجدید پذیر را توجیه پذیر می کند. در این میان انرژی زمین گرمایی بیش از پیش مورد توجه قرار گرفته است. نیروگاه های زمین گرمایی به سه دسته تقسیم می شوند: نیروگاه بخار خشک، که در آن سیال خروجی از چاه زمین گرمایی کاملاً بخار بوده و بخار خروجی را پس از تصفیه توسط لوله به داخل توربین فرستاد و تولید برق نمود که تعداد این نیروگاه ها بسیار کم می باشد. ۲- نیروگاه بخار آبی، که در آن سیال خروجی از چاه زمین گرمایی کاملاً مایع است. این سیکل ها باید به گونه ای باشند که بتوانند مایع را به بخار تبدیل کنند اما بخش زیادی از

سیال به صورت مایع به زمین بازگردانده می شود. ۳- نیروگاه دودمداره، دمای سیال خارج شده از چاه زمین گرمایی، آنقدر بالا نیست که بتوان از آن مستقیماً برای تولید بخار استفاده نمود. با استفاده از این سیکل می توان حرارت باقی مانده در سیال زمین-گرمایی نیروگاه تبخیر آبی را بازیافت نمود. تحقیقات زیادی در زمینه افزایش راندمان یا توان نیروگاه های ترکیبی بخار آبی دودمداره انجام شده است. دیپپو [۱] تحلیل ترمودینامیکی بر روی سیکل های دودمداره با دمای پایین انجام داد. نتایج او نشان داد که سیکل های با دمای خیلی پایین، بازده انرژی بالایی دارند، به طوری که برای سیال با آنتالپی 200 kJkg^{-1} ، بازده انرژی ۴۰٪ و حتی بیش تر به دست می آید. کانگلو [۲] عوامل انهدام انرژی را در نیروگاه های دودمداره بررسی کرد. نتایج او نشان داد که با افزایش فشار ورودی در توربین هر دو بازده حرارتی و بازده انرژی افزایش می یابد. یاری [۳] عملکرد نیروگاه های دودمداره را که در آن از سیکل های رانکین آبی مختلف استفاده می شود، بررسی کرد و مقایسه ترمودینامیکی بر اساس قانون اول و دوم ترمودینامیک انجام داد. او با نوشتن معادلات بقای جرم و بقای انرژی برای اجزای مختلف، سیکل مورد نظر را بهینه کرد. بر اساس تحلیل انرژی سیکل های مختلف، بخش قابل توجهی از انرژی ورودی سیال زمین گرمایی طی تزریق مجدد به چاه تلف می شود. وطنی [۴] به بررسی اثر فشار بهینه در مخزن تفکیک کننده در سیکل های دودمداره متفاوت پرداخت. نتایج او نشان داد که سیکل ترکیبی موازی با مبدل حرارتی داخلی و گرمکن تغذیه مجدد دارای بیشترین بازده انرژی است و بازده حرارتی است. همان طور که مشخص است، تحقیقات انجام شده جهت افزایش بازده یا افزایش توان خالص انجام گرفته است که این نتایج، ممکن است منجر به افزایش هزینه های محصولات نهایی گردد. برای غلبه بر این وضعیت، باید سیکل را از لحاظ ترمودینامیکی مورد بررسی قرار داد. ترمودینامیک (انرژی اکونومیک) با ترکیب مفاهیم ترمودینامیکی (انرژی) و مفاهیم اقتصادی به بررسی کارایی یک سیستم می پردازد

[۵]. اگزرژی بیشترین کار در دسترس از یک سیستم نسبت به شرایط مرجع است و تنها مفهوم ترمودینامیکی که می‌توان به آن نسبت اقتصادی داد، زیرا خریدار بهای انرژی قابل تبدیل به کار را می‌پردازد. تخریب اگزرژی یا دسترس ناپذیری، میزان اگزرژی است که به کار تبدیل نشده است. هر قدر این مقدار کمتر باشد اتلاف هزینه در یک سیستم کاهش می‌یابد. هدف از اگزرژی اکونومیک کاهش مجموع هزینه‌های حاصل از تخریب و استهلاک اگزرژی است. متغیرهای ترمواکونومیکی، پارامترهایی هستند که در کاهش هزینه‌های تخریب اگزرژی تاثیر دارند. در هزینه‌گذاری اگزرژی، به هریک از جریان‌های اگزرژی، هزینه‌ای نسبت داده می‌شود و همانند معادلات اگزرژی برای هر یک از اجزای سیکل، معادلات بالانس هزینه اگزرژی نوشته می‌شود با این تفاوت که هزینه‌های خرید سیستم نیز در معادلات هزینه تاثیر دارد.

در تحلیل ترمواکونومیکی، ابتدا سیکل را از لحاظ ترمودینامیکی مورد بررسی قرار داده و مشخصات جریان (دما و فشار) را در هر نقطه از سیکل محاسبه می‌کنند و سپس معادلات اگزرژی و بالانس هزینه اگزرژی برای اجزای سیکل در نظر گرفته می‌شود. با مشخص شدن هزینه‌های هر جریان، هزینه‌های تخریب اگزرژی به دست می‌آید.

در ادامه معادلات کلی هزینه‌گذاری اگزرژی بر سیکل اعمال شده است.

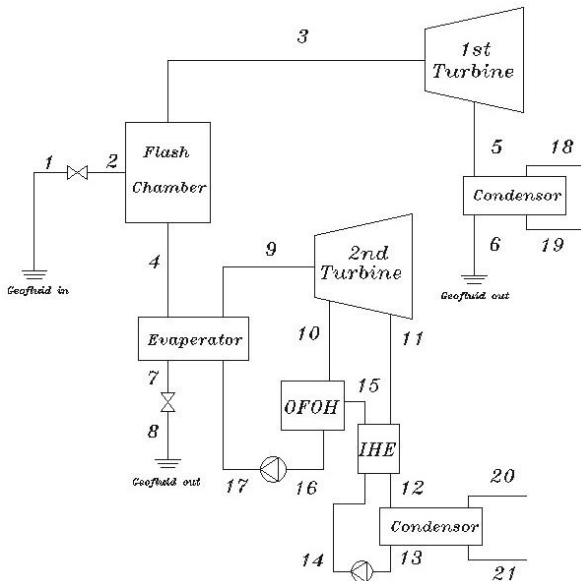
معرفی سیکل و فرضیات

سیکل مورد مطالعه در این تحقیق در شکل ۱ نشان داده شده است و توسط وطنی [۴] شبیه‌سازی شده است. در سیکل حاضر، سیکل ثانویه، سیکل رانکین آلی به همراه مبدل حرارتی داخلی و گرمکن تغذیه باز می‌باشد. سیال زمین‌گرمایی پس از خروج از چاه زمین‌گرمایی، در سطح زمین، دچار افت فشار می‌شود (نقطه ۱) و شروع به تبخیر شدن می‌کند اما این حجم از بخار برای تولید توان کافی نیست. برای تولید بخار بیشتر، باید در یک فرآیند آنتالپی ثابت، فشار سیال را کاهش داد که به این فرآیند، فرآیند تبخیر آبی گفته می‌شود. بعد از این مرحله سیال دوفاز وارد مخزن تفکیک کننده می‌شود تا فاز مایع و بخار را بر اساس حجم مخصوص متفاوت آن‌ها، از یکدیگر جدا شوند. بخار برای تولید توان وارد توربین فشار بالا در سیکل اول می‌شود (نقطه ۵). سیال خروجی از توربین وارد کندانسور شده و تبدیل به مایع می‌شود (نقطه ۶). مایع خروجی از مخزن تفکیک کننده درصد بالایی از سیال خروجی از مخزن را دارد، که همچنان دما و فشار بالایی دارد بنابراین می‌توان از آن باز هم برای تولید توان استفاده کرد. سیال آلی دارای نقطه جوش پایین‌تری نسبت به سیالات دیگر است و در دمای پایین‌تری بخار می‌شود که می‌توان از آن به جای آب، در سیکل ثانویه استفاده کرد. مایع زمین‌گرمایی وارد اواپراتور می‌شود. اواپراتور، سیال آلی در سیکل

ثانویه را پیش گرم کرده و سیال را مافوق گرم و تبدیل به بخار می‌کند. سیال مافوق گرم وارد توربین شده و باعث تولید توان در توربین می‌گردد. در این سیکل از یک مبدل حرارتی داخلی برای افزایش بازده استفاده شده است. مایع خروجی از اواپراتور وارد شیر فشار شکن شده تا فشار آن برابر با فشار در نقطه ۶ شود. جریان نقطه ۶ و ۸ با یکدیگر ترکیب شده و دوباره به زمین برگردانده می‌شوند.

فرضیات لازم برای مدل‌سازی سیکل به قرار زیر می‌باشد:

- ۱- سیستم تحت شرایط پایا در نظر گرفته شده است.
- ۲- اتلافات ناچیز در نظر گرفته شده است.
- ۳- فرآیند در پمپ و توربین به صورت واقعی بوده و از بازده آیزنتروپیک استفاده شده است.
- ۴- شرایط محیط (دما 25°C و فشار 100 kPa) به عنوان مرجع محاسبه اگزرژی در نظر گرفته شده است.
- ۵- شرایط ورودی سیال زمین‌گرمایی از داده‌های در دسترس منطقه زمین‌گرمایی سبلان است. (دما و جریان جرمی مایع اشباع زمین‌گرمایی به ترتیب برابر با 230°C و 50 kgs^{-1} است).



شکل ۱: سیکل ترکیبی زمین‌گرمایی [۴]

تحلیل ترمودینامیکی

در تحلیل ترمودینامیکی، قانون اول ترمودینامیک بر هر یک از اجزای سیکل اعمال شده است. معادله بالانس اگزرژی در غیاب اثرات هسته‌ای، مغناطیسی و الکتریکی و با صرف‌نظر از تغییرات شیمیایی و جنبشی و پتانسیل به شرح زیر است:

$$Ex = H - H_0 + T_0(S - S_0) \quad (1)$$

زیروند 0 مربوط به شرایط محیط مرجع است. ناکارآمدی‌های یک سیستم، در حالت کلی تابع تخریب و اتلاف اگزرژی است. منابع

$$C_9 = C_{10} = C_{11} = C_{12} \quad (19)$$

$$C_{20} = C_{18} = 0 \quad (20)$$

معادلات بالا تشکیل یک دستگاه ۲۱ معادله و ۲۳ مجهول را می‌دهد. بنابراین برای اینکه از لحاظ ریاضی سیستم قابل حل باشد، به دو معادله کمکی مورد نیاز است. هزینه‌های بازتزیق سیال به چاه‌های تزیق در نقاط ۶ و ۸ سیکل با هم برابر هستند.

$$C_6 = C_8 \quad (21)$$

هزینه‌های تزیق سیال برای هر چاه زمین‌گرایی را به عنوان هزینه اولیه مورد نیاز در ابتدای سیکل (نقطه ۱) است. این مقدار برای هر متر چاه زمین‌گرایی \$۸۵۰ است [۱۳]. با در نظر گرفتن هزینه‌های جانبی و هزینه‌های کارکرد آن در یک سال کاری (۷۸۰۰ ساعت) و ارتفاع متوسط ۳۴۰۰ متر برای هر چاه زمین‌گرایی هزینه همسطح شده اولیه سیکل (با در نظر گرفتن ضریب بازگشت سرمایه) برابر خواهد شد با:

$$C_1 = 699.2 \$ \text{year}^{-1} \quad (22)$$

با افزودن معادلات (۲۱) و (۲۲) دستگاه معادلات کامل می‌شود.

معادله (۲۳)، معادله هزینه تخریب اگزورژی است [۵].

$$C_d = c_i \times EX_d \quad (23)$$

هزینه‌های تخریب و استهلاک اگزورژی در کل سیستم حاضر باید دارای مقدار کمینه گردد، بنابراین تابع هدف در تحقیق حاضر معادله (۲۴) می‌باشد:

$$\sum (C_{d,k} + Z_k) = \min \quad (24)$$

شبیه‌سازی این معادلات با نرم افزار EES انجام گرفته شده است.

تحلیل اقتصادی

مهم‌ترین قسمت در یک تحلیل اقتصادی، دوره بازگشت سرمایه است. زیرا اگر تحلیل‌ها جهت کاهش هزینه‌ها و بهبود عملکرد سیکل در دوره سرمایه‌گذاری به نتیجه نرسد، طرح غیر عملی و غیر اجرایی خواهد شد. محاسبه دوره بازگشت سرمایه، شامل مراحل است که به ترتیب عبارتند از:

۱- تخمین هزینه کل سرمایه گذاری

۲- تخمین درآمد خالص نیروگاه

۳- تخمین سود سالانه نیروگاه با استفاده از نرخ تنزیل

در یک تحلیل اقتصادی هزینه‌های سرمایه‌گذاری متفاوت با هزینه‌های سوخت و تعمیر و نگهداری محاسبه می‌شود. این هزینه‌ها شامل هزینه‌های ثابت (هزینه خرید زمین، ساختن ساختمان‌های مورد نیاز، خرید و نصب ماشین آلات و تجهیزات) و هزینه‌های متفرقه (سرمایه کاری، راه اندازی تجهیزات و ...) می‌باشد.

اولین مرحله برای تولید برق زمین‌گرایی، اکتشاف و توسعه میدان زمین‌گرایی است. عمده هزینه‌های این بخش شامل هزینه اکتشافات سطحی و تحقیق و جستجو، هزینه حفاری، هزینه آزمایش

اصلی اتلاف اگزورژی در نیروگاه عبارتند از: انتقال حرارت (با اختلاف دمای محدود)، انبساط ناگهانی و ... نرخ بازگشت ناپذیری برای هر جز برابر است با:

$$EX_d = T_0 (EX_o - EX_i) \quad (2)$$

EX_i و EX_o به ترتیب برابر با اگزورژی ورودی و اگزورژی خروجی از یک سیستم می‌باشند.

تحلیل ترمو اکونومیک (اگزورژی اکونومیک)

یکی از اهداف ترمو اکونومیک محاسبه هزینه‌های تخریب اگزورژی است. بدین منظور ابتدا باید هزینه‌های اگزورژی هر جریان را محاسبه کرد. هزینه واحد اگزورژی، میزان هزینه مورد نیاز برای تولید محصول می‌باشد. معادله بالانس ترمو اکونومیک به شرح زیر است [۵]:

$$\sum C_{o,k} + C_{w,k} = \sum C_{i,k} + Z_k + C_{q,k} \quad (3)$$

$$C_i = c_i \times EX_i \quad (4)$$

در معادلات بالا C هزینه واحد اگزورژی، $C_{w,k}$ و $C_{q,k}$ به ترتیب هزینه‌های توان خروجی و انرژی حرارتی است. معادله (۳) بیانگر این است که هزینه اگزورژی خروجی برابر با هزینه اگزورژی ورودی به علاوه هزینه کلی انجام فرآیند است.

Z_k در معادله (۳) هزینه سطح بندی شده سرمایه گذاری خرید تجهیز است که از رابطه (۵) حاصل می‌شود [۵].

$$Z_k = \frac{CRF}{\tau} (PEC_k) \quad (5)$$

$$CRF = \frac{i(1+i)^N}{i(1+i)^N - 1} \quad (6)$$

PEC_k هزینه خرید تجهیز و N طول عمر اجزای سیکل و i نرخ بهره می‌باشد که به ترتیب برابر با ۳۰ سال و ۰/۱۵ در نظر گرفته شده است.

معادلات بالانس هزینه برای هر یک از اجزای سیکل در معادلات آتی آمده است.

$$c_1 = c_2 \quad (7)$$

$$C_3 + C_4 = C_2 \quad (8)$$

$$C_{w1} W_{ft} - C_3 + C_5 = Z_{ft} \quad (9)$$

$$C_6 - C_5 - C_{18} + C_{19} = Z_{cb} \quad (10)$$

$$C_9 - C_4 - C_{17} + C_7 = Z_{eva} \quad (11)$$

$$C_{13} - C_{12} - C_{20} + C_{21} = Z_{cb} \quad (12)$$

$$C_{14} - C_{13} - C_{w2} W_{p1} = Z_{p1} \quad (13)$$

$$C_{16} - C_{10} - C_{15} = 0 \quad (14)$$

$$C_{17} - C_{16} - C_{w2} W_{p2} = Z_{p2} \quad (15)$$

$$c_7 = c_8 \quad (16)$$

$$C_{w1} W_{bt} - C_9 + C_{10} + C_{11} = Z_{bt} \quad (17)$$

$$c_6 = c_5 = c_3 \quad (18)$$

چاه‌ها، هزینه سیستم‌های جمع‌آوری سرچاهی و هزینه بازتزیق سیال است [۱۳].
در جدول ۱ لیست هزینه‌های لازم برای نصب نیروگاه جدید جز به جز آورده شده است [۵].

جدول ۱: هزینه اولیه سرمایه‌گذاری

I. هزینه‌های ثابت (FCI)
A. هزینه‌های مستقیم (DC)
۱. هزینه‌های داخل سایت
هزینه خرید تجهیزات (PEC _{total})
هزینه نصب تجهیزات (PEC ۰/۴)
هزینه لوله کشی (PEC ۰/۲)
هزینه‌های کنترلی (PEC ۰/۱۵)
هزینه‌های مواد و تجهیزات الکتریکی (PEC ۰/۱)
۲. هزینه‌های خارج از سایت
هزینه‌های خرید زمین (\$ ۰)
هزینه کارهای معماری، عمرانی و سازه‌ای (PEC ۰/۳)
B. هزینه‌های غیر مستقیم
هزینه‌های مهندسی و نظارت (PEC ۰/۳۵)
هزینه‌های سود قرار داد و ساخت وساز (DC ۰/۱۵)
II. هزینه‌های متفرقه
سرمایه کاری (TCI ۰/۱)
هزینه‌های راه اندازی تجهیزات (FCI ۰/۱)
مجموع هزینه‌های اولیه (TCI)

درآمد خالص نیروگاه، با کسر هزینه‌های تعمیر و نگهداری از درآمد حاصل از فروش برق به شبکه حاصل می‌شود. هزینه‌های عملیات و نگهداری نیروگاه زمین‌گرمایی بین ۳ تا ۸ درصد هزینه سرمایه‌گذاری کل است [۶].

با استفاده از نرخ تنزیل، ارزش کنونی سود سالانه را در سال‌های مختلف را می‌توان محاسبه کرد.

$$i = \text{نرخ تورم-نرخ بهره} \quad (25)$$

برای محاسبه ارزش کنونی سود سالانه در سال n ام از رابطه (۲۶) استفاده می‌شود.

$$\text{سود در سال } n = \text{ارزش کنونی سود سالانه در سال } n \quad (26)$$

با معلوم شدن ارزش کنونی سود سالانه باید پارامتری به نام NPV محاسبه شود. این پارامتر به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$\text{NPV} = J \quad (27)$$

سال‌هایی که پس از آن علامت NPV مثبت شود، به عنوان سال بازگشت سرمایه در نظر گرفته می‌شود. در صورتی که بازگشت سرمایه ۴ سال و یا کمتر گردد، پروژه عملی و اقتصادی خواهد بود.

تحلیل زیست محیطی

انرژی‌های تجدیدپذیر باعث آلودگی‌های زیست محیطی نمی‌گردند و گازهای گلخانه‌ای تولید نمی‌کنند. در این قسمت میزان کاهش تولید CO₂ در نتیجه استفاده از انرژی زمین‌گرمایی در مقایسه با استفاده از نیروگاه سوخت فسیلی محاسبه می‌شود. اگر W و η به ترتیب توان خالص و بازده حرارتی نیروگاه باشند، انرژی گرمایی مورد نیاز از رابطه (۲۸) حاصل می‌شود:

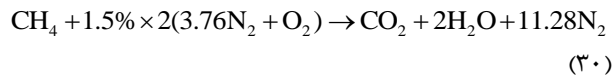
$$\eta = \frac{W}{q} \quad (28)$$

ارزش حرارتی پایین گاز در ارتفاع پروژه (ارتفاع مشکین شهر: ۱۴۰۰ متر از سطح دریا) برابر ۷۶۷۲ kcal m⁻³ است [۱۴]. جریان حجمی گاز طبیعی مورد نیاز از رابطه (۲۹) حاصل می‌شود:

$$Q_v = \frac{q}{LHV} \quad (29)$$

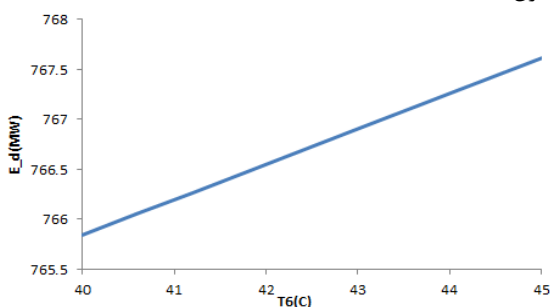
در رابطه (۲۹) LHV و Q_v به ترتیب ارزش حرارتی گاز در پروژه و دبی حجمی گاز می‌باشند.

میزان تولید CO₂ از معادله احتراق گاز با ۱/۵٪ هوای اضافی حاصل می‌شود:



نتایج

مطالعه پارامتریک بر روی سیکل حاضر اعمال شده است. از آنجا که سیکل حاضر دارای ۴ مبادله‌کن حرارتی است، اندازه این مبادله‌کن‌ها نقش اساسی در هزینه خرید تجهیزات دارد. کندانسور سیکل اول به عنوان پرهزینه‌ترین مبادله‌کن حرارتی سیکل حاضر است و همچنین فشار مخزن تفکیک کننده تعیین کننده میزان جریان جرمی بخار لازم برای تولید توان از سیکل اول می‌باشد. بنابراین پارامترهای تصمیم در مطالعه حاضر دمای چگالش کندانسور سیکل اول و فشار مخزن تفکیک کننده است.



شکل ۲: تاثیر پارامتر دمای کندانسور بر بازگشت ناپذیری

سیکل مورد نظر توسط نرم افزار EES بهینه شده است. در این نرم افزار روش های مختلفی برای برای بهینه سازی وجود دارد. در این مطالعه از روش مستقیم (direct method) استفاده شده است. فرضیات لازم برای بهینه سازی در جدول ۳ آمده است.

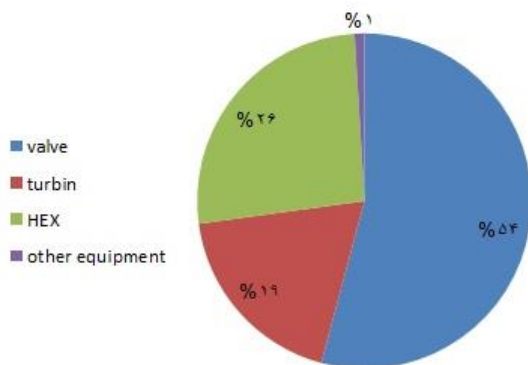
جدول ۳: فرضیات لازم برای شبیه سازی

پارامتر	واحد
دمای آب خروجی برج خنک کن	۲۵°C
دمای آب ورودی برج خنک کن	۳۵°C
بازده توربین	۰/۸۵
بازده پمپ	۰/۸۰
کارایی مبادله کن حرارتی داخلی	۰/۹۰

جدول ۴: نتایج بهینه سازی

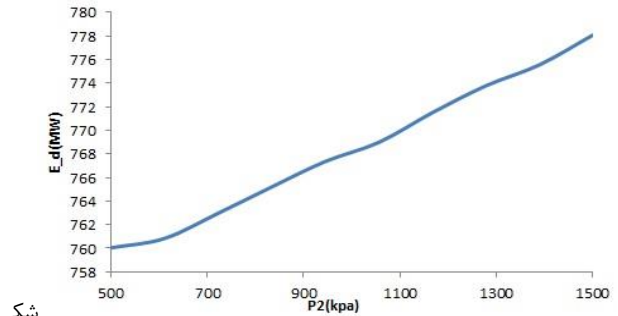
پارامتر محاسبه شده	واحد
بازده حرارتی	۰/۲۳
بازده اگزرژی	۰/۳۳
توان خالص تولیدی	۸۲ (MW)
هزینه تخریب و استهلاک اگزرژی	۴۱۳/۲ (\$hr ⁻¹)
هزینه خرید تجهیزات	۱/۴ (M\$)

نتایج بهینه سازی جدول ۴ نشان می دهد که بهینه سازی انجام شده باعث افزایش بازده حرارتی و توان خالص تولیدی به ترتیب ۰/۴٪ و ۰/۳۲٪ نسبت به بهینه سازی شده وطنی است [۴].



شکل ۶: نسبت هزینه های تخریب اگزرژی در اجزای سیکل

همانطور که در شکل ۶ مشاهده می شود، بیشترین درصد هزینه های تخریب اگزرژی در شیر فشار شکن دیده می شود. بدین علت که بیشترین افت فشار و کاهش دما در شیر اتفاق می افتد. بعد از شیر، بیشترین هزینه های تخریب اگزرژی مربوط به مبادله کن های حرارتی است. زیرا بیشترین اتلاف اگزرژی مربوط به تغییرات دمایی در کندانسور و اواپراتور اتفاق می افتد و بر تخریب اگزرژی کل تاثیر

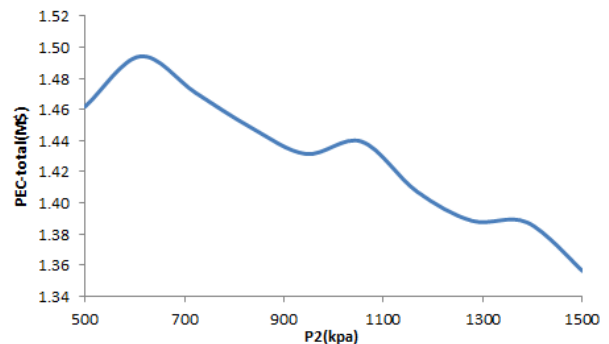


شکل

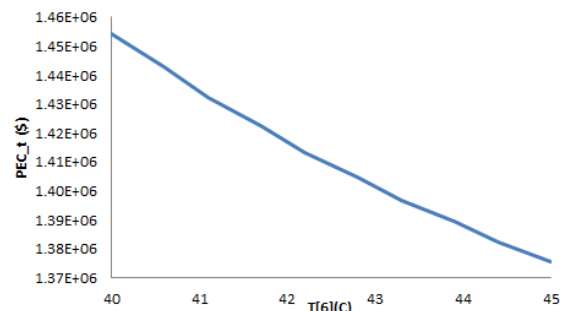
ل ۳: تاثیر پارامتر فشار مخزن بر بازگشت ناپذیری

با توجه به شکل های ۲ و ۳ مشاهده می شود که با افزایش فشار و افزایش دما بازگشت ناپذیری افزایش می یابد. اما مشاهده شد که روند تغییرات بازده حرارتی بر اساس فشار دارای یک نقطه بیشینه است. بنابراین باید نقطه ای باشد که در آن بتوان به کمینه مقدار بازگشت ناپذیری (تخریب اگزرژی) دست یافت.

با توجه به شکل ۴ مشاهده می شود روند تغییرات هزینه خرید تجهیزات نسبت به دمای کندانسور سیری نزولی دارد. در شکل ۵ مشاهده می شود که روند تغییرات هزینه خرید نسبت به فشار مخزن دارای نقاط کمینه یا بیشینه می باشد. بیشینه و کمینه هزینه خرید به ترتیب در فشار ۶۱۱ kPa و ۱۵۰۰ kPa می باشد. بنابراین باید نقطه ای باشد که هزینه های خرید تجهیزات بهینه گردد.

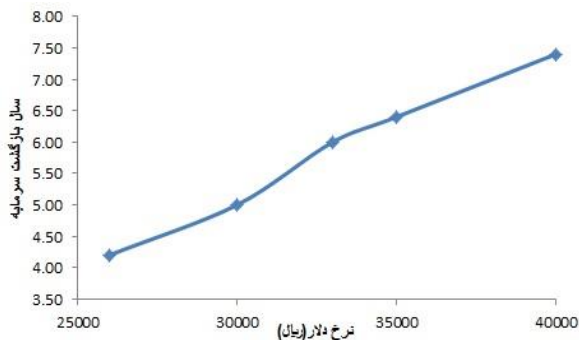


شکل ۴: تاثیر پارامتر فشار مخزن بر هزینه خرید تجهیزات



شکل ۵: تاثیر پارامتر دمای کندانسور بر هزینه خرید تجهیزات

بازگشت سرمایه بیشتر می‌شود و نیاز به حمایت‌های دولت برای برپایی این نیروگاه‌ها بیش از پیش خواهد شد.



شکل ۸: تغییرات زمان بازگشت سرمایه نسبت به نرخ دلار

دبی حجمی گاز مورد نیاز برای نیروگاه فسیلی با توان و بازده حرارتی سیکل زمین‌گرمایی مورد مطالعه با استفاده از روابط (۲۸) و (۲۹) برابر با $39885 \text{ m}^3 \text{ hr}^{-1}$ خواهد شد. جرم گاز مورد نیاز در یک سال با در نظر گرفتن چگالی گاز 0.66 kgm^{-3} و 7800 ساعت، زمان کاری نیروگاه در سال برابر با 205000 تن است. از معادله احتراق میزان تولید CO_2 در سال 565000 تن خواهد بود. بنابراین با استفاده از نیروگاه زمین‌گرمایی کاهش بسیار زیادی در تولید گازهای گلخانه‌ای حاصل خواهد شد.

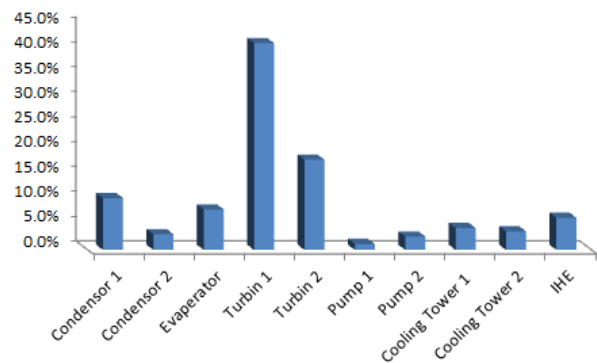
نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

در تحقیق حاضر، مطالعه پارامتریک بر روی متغیرهای دمای چگالش کندانسور و فشار مخزن تفکیک‌کننده انجام گرفت و تاثیر هر یک بر هزینه خرید تجهیز و هزینه تخریب اگزورژی بررسی گردید. با افزایش فشار مخزن و دمای کندانسور، هزینه تخریب اگزورژی افزایش می‌یابد. با افزایش دمای کندانسور، هزینه خرید کاهش می‌یابد. با افزایش فشار مخزن منحنی دارای نقاط کمینه و بیشینه خواهد شد. در سیکل حاضر فشار بهینه مخزن تفکیک‌کننده 800 kPa و دمای چگالش بهینه کندانسور 45°C است. تحلیل اگزورژی اکونومیک باعث افزایش توان خالص (۳۲٪) و راندمان حرارتی قانون اول (۴٪) گردید.

با افزایش توان خالص و بهینه هزینه خرید تجهیزات، هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه و تعمیرات و نگهداری تجهیزات کاهش و درآمد حاصل از فروش برق به شبکه افزایش یافت و زمان بازگشت سرمایه $4/2$ سال گردید. بنابراین تحلیل اگزورژی اکونومیک ابزاری قدرتمند جهت تایید تحلیل‌های مهندسی است.

با استفاده از نیروگاه‌های زمین‌گرمایی تولید آلودگی‌های محیطی کاهش می‌یابد. در تحقیق حاضر مقایسه‌ای بین نیروگاه زمین‌گرمایی و نیروگاه سوخت فسیلی از لحاظ تولید گاز CO_2 انجام گرفت. سالانه

بسیار زیادی دارد. ملاحظه می‌شود که دیگر تجهیزات تاثیر بسیار ناچیزی در هزینه‌های تخریب اگزورژی دارند.



شکل ۷: نسبت هزینه‌های خرید تجهیزات سیکل

شکل ۷ درصد هزینه خرید تجهیزات را نشان می‌دهد. توربین‌ها دارای بالاترین نسبت هزینه خرید می‌باشند. بعد از توربین کندانسور سیکل اول و اواپراتور دارای بالاترین هزینه هستند، زیرا بار حرارتی بالایی را انتقال می‌دهند که در سطح حرارتی مورد نیاز و همچنین هزینه خرید آن‌ها تاثیر گذار است.

همان‌طور که قبلاً بیان شد در تحلیل‌های اقتصادی مهم‌ترین قسمت زمان بازگشت سرمایه است. برای برپایی نیروگاه‌های زمین‌گرمایی نیاز به هزینه‌های اولیه بسیار زیادی می‌باشد. بنابراین طرح باید بتواند در زمان تعیین شده بازگشت هزینه را داشته باشد. هزینه فروش برق به شبکه برای انرژی‌های تجدیدپذیر 4400 ریال و هر دلار آمریکا با نرخ دولتی 26000 ریال در نظر گرفته شده است.

جدول ۵: هزینه‌ها و درآمدها

پارامتر محاسبه شده	واحد	مقدار
هزینه‌های توسعه میدان زمین‌گرمایی	ریال	$3/15 \times 10^{12}$
هزینه‌های اولیه سرمایه‌گذاری	ریال	$8/32 \times 10^{12}$
هزینه تعمیرات و نگهداری در هر سال	ریال	$4/16 \times 10^{11}$
درآمد فروش برق به شبکه	ریال	$2/87 \times 10^{12}$

در جدول ۵ هزینه‌ها و درآمدهای سیکل حاضر برآورد شده است. با توجه به پارامترهای محاسبه شده در جدول ۵، نرخ تنزیلی که در آن NPV مثبت شود، برابر $0/23$ است. هر چه مقدار نرخ تنزیل بیشتر باشد، بهتر است زیرا زمان بازگشت سرمایه کوتاهتر خواهد بود. دوره بازگشت سرمایه با توجه به نرخ تنزیل $0/23$ ، $4/2$ سال خواهد بود. در شکل ۸ زمان بازگشت سرمایه را بر حسب تغییرات نرخ دلار نشان می‌دهد. بدیهی است که با تغییر نرخ دلار و بیشتر شدن آن زمان

برای جریان متلاطم توسعه یافته داخل لوله‌های صاف رابطه Ginelinski استفاده شده است [۱۱].

$$\frac{hd_i}{K} = \frac{\frac{f}{2}(\text{Re}-1000)\text{Pr}}{1+12.7\left(\frac{f}{2}\right)^{0.5}(\text{Pr}^{2/3}-1)} \quad (37)$$

$$f = (1.58(\ln(\text{Re}_x) - 3.28))^{-2} \quad (38)$$

هزینه خرید تجهیزاتی چون توربین و پمپ تابعی از توان خروجی یا ورودی آنها می‌باشد. این روابط به ترتیب در معادلات (۳۹) و (۴۰) آورده شده‌اند [۱۲].

$$Z = 5536.9W^{0.4204} \quad (39)$$

$$Z = 308.9W^{0.84} \quad (40)$$

مراجع

- [1] Yari M. (2010) exergetic analysis of various types of geothermal power plants. *Renewable Energy*; 35: 112-121.
- [2] DiPippo R. (2008.) *Geothermal power plants*. 2nded. Oxford, UK: Elsevier
- [3] Kanoglu M, Bolatturk A. (2008) Performance and parametric investigation of a binary geothermal power plant by exergy. *Renewable Energy*; 33: 2366-2367
- [4] Vatani, Mahshid, Ziabasharhagh, M., Amiri, Sh. (2012), Effects of Various Types of Binary Cycles on Thermal and Exergy Efficiency of Combined Flash-Binary Power Plants, *Proceedings of 2012 ASME international mechanical engineering congress and exposition*. Houston, Texas, USA. IMECE 2012-85936.
- [5] Bejan A. Tsatsaronis G. Moran M. 1996. "Thermal Design and Optimization". Wiley: New York.
- [6] Misra RD, Sahoo PK, Sahoo S, Gupta A. 2003, Thermoeconomic optimization of a single effect water/LiBr vapor absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*; 26:158e69.
- [7] Taborek j. (1991), *Industrial Heat Exchanger Design practices in Boiler Evaporators, And Condensers*, S. Kakac (Ed). Wiley, New York.
- [8] Standards of the turbulent exchanger manufacturers, (1988) 7th ed., TEMA, Tarrytown, New York.
- [9] Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974. A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection. *Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf.*, Tokyo, Japan, September 3-7, 309-313
- [10] Kern, D. Q. (1950) *Process heat transfer*, McGraw-Hill, New York.
- [11] Ginelinski, V. (1976) New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int. Chem, Eng.*, Vol 16, 359-368.

حدود ۵۶۵۰۰۰ تن کاهش تولید CO₂ با استفاده از سیکل زمین‌گرمایی حاضر حاصل خواهد شد.

پیوست

هزینه خرید مبدل های حرارتی از معادله (۳۱) بدست می آید [۷].

$$Z_K = Z_R \left(\frac{A_K}{A_R}\right)^{0.6} \quad (31)$$

زیر نویس R مشخص کننده اجزای مرجع می‌باشد.

A_K از معادله انتقال حرارت بدست می‌آید. LMTD اختلاف دمایی میانگین لگاریتمی و U ضریب انتقال حرارت کل می‌باشد.

$$Q = A_K U (\text{LMTD}) \quad (32)$$

هزینه مرجع هر یک از مبدل‌های حرارتی، با در نظر گرفتن A_R=100 m² در سال ۲۰۰۰ در جدول ۶ آمده است [۶].

جدول ۶: هزینه مرجع [۶]

تجهیز	هزینه مرجع (\$)
کندانسور	۸۰۰۰
اواپراتور	۱۶۰۰۰
مبدل حرارتی داخلی	۱۲۰۰۰

ضریب انتقال حرارت کلی از رابطه (۳۳) بدست می‌آید [۷].

$$U = \frac{1}{\left(\frac{d_o}{d_i}\right)\frac{1}{h_i} + \left(\frac{d_o}{d_i}\right)r_i + r_o + \frac{1}{h_o}} \quad (33)$$

r ضریب رسوب در داخل و خارج لوله می‌باشد که برای آب برابر ۰.۰۰۰۱ m².kW⁻¹ و برای R-123 برابر ۰.۰۰۰۱ m².kW⁻¹ است [۸].

به علت خورنده بودن سیال زمین‌گرمایی جنس مبدل‌های حرارتی از فولاد ضد زنگ انتخاب شده است.

روابط مورد نیاز برای محاسبه ضریب انتقال حرارت به شرح زیر است: متوسط ضریب انتقال گرمای چگالش جریان در داخل لوله‌های افقی، با رابطه cavallini و Zecchin به صورت زیر می‌باشد [۹].

$$h_{TP} = \frac{0.05 \text{Re}_{eq}^{0.8} \text{Pr}^{1/3} K_L}{d_i} \quad (34)$$

$$\text{Re}_{eq} = \text{Re}_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.5} + \text{Re}_l \quad (35)$$

برای جریان متلاطم توسعه یافته اطراف لوله‌های صاف رابطه Kern استفاده شده است [۱۰].

$$\frac{hd_e}{K} = 0.36 \text{Re}^{0.55} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_l}\right)^{0.14} \quad (36)$$

[۱۴] طباطبایی. سید مجتبی، ۱۳۸۵. ”محاسبات تاسیسات ساختمان“، تهران: روزبهان، ویرایش هفتم

[12] S.Peters, M. Timmerhause, K, E.West,2003., Plant Design And Economics For Chemical Engineers, Mc Graw-Hill Chemical Engineering Series.

[۱۳] طاهری فرد، علی. شهاب، مرضیه، ۱۳۸۹. ”بررسی جنبه‌های فنی-اقتصادی تولید برق“ زمین‌گرمایی، اقتصاد انرژی، ۱۲۶ و ۱۲۵، ۳۹-۳۲

Exergy Economic Analysis Of Flash Binary Geothermal Power Plant

Ghazaleh Asefi¹, Dr. Farschad Torabi², Dr. Seyed Ali Agha Mirjalili³

¹M.S Mechanical Engineering, Science & Research Branch Islamic Azad University Yazd; baghasefi@yahoo.com
(Times New Roman 10 pt)

²ASST Professor, Energy System Engineering Department, Mechanical Engineering Faculty, K.N. Toosi University of Technology; ftorabi@kntu.ac.ir

³ASST Professor, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Science & Research Branch Islamic Azad University Yazd; saa_mirjalily@ysrbiau.ac.ir

Abstract

With the daily increment need of energy and decrement trend of fossil fuels and also harmful effects of nucleate fuels much effort has been done to replace renewable sources of energy instead of current resources. One of these renewable resources is geothermal energy. Binary and flash power plants are the majority of geothermal power plants. Geothermal power plant projects are characterized by high initial capital costs including a lifetime supply of fuel then a thermal design and thermoeconomic analysis of flash binary cycle has done in this case. The energy and exergy analysis of the plant was studied based on the first and second laws of thermodynamics. The exergy analysis identifies the plant components with the highest thermodynamic inefficiencies and the processes that cause them. Exergy destruction in the plant represents not only thermodynamic inefficiency but also the opportunity to optimize investment costs associated with the plant being analyzed. It is the objective of thermoeconomic optimization to maximize the exergetic efficiencies of the plant components and to minimize the levelized costs of electricity generated by the flash binary plant. The main advantage of using the structural method of thermoeconomic optimization is that the various components of the plant can be optimized on their own. The Economic analysis shows that the minimum exergy destruction cost result to 40% power more than the the same sample. EES software has used for analyzing the power cycle.

Keywords: exergy economic, exergy, flash binary geothermal cycle