

بهینه‌سازی سیکل توربین گاز با مبدل حرارتی صفحه‌ای فین‌دار جهت ارتقای عملکرد و کاهش آلاینده‌ها

محمد طهماسب‌زاده بایی^۱، حسین صیادی^۲

تاریخ پذیرش مقاله:

۹۴/۲/۱۴

تاریخ دریافت مقاله:

۹۳/۱۱/۴

چکیده:

هدف در این کار ارتقای راندمان و کاهش آلاینده‌های زیست محیطی توربوکمپرسور گازی با بازگردش حرارتی گازهای حاصل از احتراق است. برای این منظور دو نوع مبدل حرارتی پوسته لوله‌ای و صفحه‌ای فین‌دار به صورت مجزا در سیکل قرار داده شد و بهینه گردید و با مقایسه نتایج آنها بهترین حالت معرفی شده است. مدلسازی ترمودینامیکی با استفاده از تجزیه و تحلیل انرژی و آگزروی انجام شده است. مدل ترموهیدرولیکی مبدل‌های بازیاب با استفاده از تجزیه و تحلیل انتقال حرارت بهبود یافته و روش ε -NTU انجام گرفته است. برای بهینه‌سازی سیکل بازیاب حرارتی توربین گاز از بهینه‌سازی چند هدفه با اهداف پیشینه‌سازی راندمان آگزروی سیکل، کمینه‌سازی زمان بازگشت سرمایه و میزان تولید آلودگی NO_x استفاده شده است. بهینه‌سازی چندهدفه با استفاده از الگوریتم ژنتیک و روش NSGAI صورت پذیرفته است. برای هریک از حالات قرارگیری مبدل حرارتی پوسته لوله‌ای و صفحه‌ای فین‌دار جبهه بهینه پارتو حاصل می‌شود و نقطه بهینه نهایی از میان نقاط موجود بر روی جبهه با استفاده از سه روش تصمیم‌سازی فازی بلمن-زاده، TOPSIS و LINMAP انتخاب شده است که منجر به انتخاب بهترین مبدل پوسته لوله‌ای و بهترین مبدل صفحه‌ای فین‌دار می‌شود. در پایان با مقایسه مبدل‌های حرارتی پوسته لوله‌ای و صفحه‌ای فین‌دار بهینه نهایی، بهترین مبدل برای بازگردش حرارتی توربوکمپرسورهای گازی برگزیده شده است. در نهایت طرح بهینه نهایی منجر به افزایش ۴/۹۸ درصد در راندمان آگزروی و کاهش ۱۷/۹۳ درصد در میزان آلاینده‌های NO_x شده است.

کلمات کلیدی:

توربوکمپرسور گازی، بهینه‌سازی چند هدفه، بازگردش حرارتی با مبدل حرارتی، راندمان آگزروی، الگوریتم ژنتیک

مقدمه

توربین‌های گازی به دلیل مزایایی نظیر سهولت و سرعت نصب، توان تولیدی نسبتاً زیاد، قابلیت استفاده مستقیم از گاز طبیعی به عنوان سوخت و هزینه سرمایه گذاری نسبتاً پایین، امکان استفاده در سیکل‌های ترکیبی^۱ و سیستم‌های تولید همزمان توان و حرارت^۲ به عنوان یکی از مهمترین و پر استفاده‌ترین ابزار تولید توان در جهان، خصوصاً کشور ایران که دارای منابع عظیم گازی است، مطرح می‌باشند. از این‌رو، مطالعه کامل سیکل تولید توان توربین گاز به عنوان یک سیستم انرژی با کاربرد بسیار وسیع جهت بهینه‌سازی، چه در طراحی پایه‌ای و چه در بازسازی تاسیسات موجود، لازم و ضروری می‌باشد. یکی از مشکلات اصلی سیکل‌های توربین گازی، راندمان پایین و انتشار آلاینده‌های زیست محیطی بالای آن می‌باشد. روش‌های مختلفی برای از بین بردن این مشکلات وجود دارد که استفاده از بازیاب حرارتی گازهای داغ خروجی از توربین، یکی از مهم‌ترین آنهاست.

دمای گازهای خروجی از یک سیکل ساده توربین گازی معمولاً خیلی بالاست (حدود ۵۰۰ درجه سانتیگراد) که به همین علت هم انرژی زیادی را هدر می‌دهد و هم آلاینده‌های زیادی را در محیط منتشر می‌کند. برای بهینه‌سازی سیکل توربین گاز، استفاده از این گازها حائز اهمیت است. در اغلب موارد یک HRSG برای بازیابی انرژی از گازهای داغ خروجی و تولید بخار استفاده می‌شود اما اگر امکان انجام سیکل ترکیبی به هر دلیلی وجود نداشته باشد، استفاده از این گازها باید به صورت بازگردش حرارتی و یا جرمی صورت گیرد.

برای بهره برداری از این گازها در توربین گاز و اصولاً برای بهینه‌سازی هر سیستم انرژی دیگر، باید اهداف زیر تا حد امکان مدنظر قرار گیرد:

۱. بیشترین کارایی سیستم
۲. کمترین هزینه کلی
۳. کمترین میزان مصرف انرژی
۴. کمترین اثرات مخرب زیست محیطی و انسانی
۵. بالاترین ایمنی
۶. بالاترین اطمینان از عملکرد مداوم و بدون نقص سیستم

1) Combined Cycle
2) CHP

برخی از اهداف فوق ماهیتی با یکدیگر در تعارض هستند، به این معنی که تلاش برای بهبود یکی ممکن است سبب بدتر شدن وضعیت هدف دیگر شود. به همین علت، بهینه‌سازی چند هدفه و تحقیق تا حد قابل قبول هریک از اهداف به صورت همزمان نیز مساله‌ای ویژه است که می‌توان با الگوریتم‌های مختلف از جمله الگوریتم ژنتیک در توربین گاز به این مهم دست یافت. کارهای اخیر که در مورد ارتقای توربین گاز با بازگردش حرارتی گازهای داغ خروجی از توربین و به کمک بهینه‌سازی چند هدفه صورت گرفته است، به شرح زیر می‌باشد:

صیادی و امینیان [۱۱] در زمینه بهینه‌سازی مبدل پوسته و لوله‌ای غیر TEMA برای یک ایستگاه تقویت فشار با استفاده از الگوریتم ژنتیک تحقیقی انجام دادند. صیادی و مهرابی‌پور [۹] تحقیقی در زمینه بهینه‌سازی مبدل پوسته و لوله-ای غیر TEMA برای نیروگاه گازی فارس واحد کرافت با استفاده از الگوریتم ژنتیک انجام دادند. بابالهی و همکاران [۱۳] به بهینه‌سازی چند هدفه مبدل plate fin با استفاده از الگوریتم ژنتیک پرداختند. آنها با در نظر گرفتن کمینه شدن تولید آنتروپی و بازگشت سرمایه و کمک گرفتن از ملاک‌های تصمیم سازی FUZZY و LINMAP بهینه‌سازی را انجام دادند. صنایع و حاج عبداللهی [۱۸] نیز به بهینه‌سازی چند هدفه مبدل plate fin با استفاده از الگوریتم ژنتیک پرداختند، با این تفاوت که آنها در تحقیق خود پیشینه شدن کارایی مبدل و کمینه شدن هزینه سالانه کلی را به عنوان توابع هدف در نظر گرفتند. همچنین در تحقیقی دیگر، صنایع و حاج عبداللهی [۱۷] مبدل حرارتی پوسته لوله‌ای را با استفاده از الگوریتم ژنتیک با هدف پیشینه شدن کارایی مبدل در عین کمینه شدن هزینه کلی بهینه نموده‌اند. حمیدرضا نجفی و همکاران [۸]، Hao Peng, Xiang Ling, Manish Mishra, [۱۰] و همکاران [۱۳] نیز به بهینه‌سازی چند هدفه مبدل plate fin با استفاده از الگوریتم ژنتیک پرداختند. R.V. Rao, V.K. Patel, [۱۵] همین بهینه سازی را با الگوریتم های بهینه‌سازی دیگر انجام دادند. Dogan Eryener [۷]، به طور جزئی‌تر در تحقیقی به یافتن فاصله بهینه بین دو بافل متوالی در مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله‌ای از طریق تحلیل ترموآکونومیکی پرداخته و معیاری را برای تعیین دقیق مقدار بهینه این فاصله ارائه نموده است. Ponce و همکاران [۱۲] به بهینه‌سازی تک هدفه مبدل حرارتی پوسته و لوله‌ای پرداخته و با در نظر گرفتن مشخصات هندسی مبدل به عنوان متغیرهای تصمیم، به هدف کاهش هزینه کلی سالانه دست یافته‌اند. Yuvez Ozcelik [۱۹] تحقیقی را در زمینه بهینه‌سازی اگزرتیک مبدل حرارتی پوسته و لوله‌ای انجام داده است.

در مطالعه حاضر، ابتدا سیکل ساده توربو کمپرسور گازی و مشخصات ترمودینامیکی آن آورده شده و در ادامه به مدلسازی ترمودینامیکی سیکل ساده توربو کمپرسور گازی پرداخته‌ایم. این مدلسازی توسط کدنویسی MATLAB صورت گرفته است. در قدم بعدی، به مدلسازی و بهینه‌سازی دو مبدل بازتاب حرارتی از نوع پوسته و لوله‌ای و صفحه‌ای فین‌دار پرداختیم و آن را به سیکل موجود اضافه نمودیم. بهینه‌سازی، هر دو مبدل اضافه شده به سیکل توربو کمپرسور گاز با استفاده از الگوریتم ژنتیک انجام گرفته است. در این بهینه‌سازی، راندمان اگزرتی نیروگاه، بازگشت سرمایه و تولید

آلاینده‌های NO_x به عنوان سه تابع هدف می باشند. بنابراین، بهینه‌سازی انجام شده یک بهینه‌سازی چندهدفه (سه هدفه) است. در نهایت، یک جبهه بهینه سه هدفه پارتو^۱ با استفاده از توابع هدف ارائه شده و نقطه بهینه نهایی از جبهه مذکور با استفاده از روش‌های تصمیم‌سازی فازی بلمن-زاده^۲، TOPSIS و LINMAP انتخاب می‌شود. سپس مشخصات فنی و اقتصادی نقطه بهینه نهایی انتخاب شده و برای هر یک از مبدل‌های پوسته لوله‌ای و صفحه‌ای فین‌دار آورده شده و با مقایسه‌ی نتایج آنها، بهترین مبدل حرارتی برای ارتقای راندمان و کاهش انتشار آلاینده‌های توربو کمپرسور انتخاب شده است.

سیکل ساده توربوکمپرسور گازی نمونه

توربوکمپرسور گازی در نظر گرفته شده در این مقاله، توربوکمپرسوری ساخت شرکت زیمنس با ظرفیت تولید توان ۳۰ مگاوات و مشخصات ترمودینامیکی مطابق جدول (۱) است:

جدول (۱) مشخصات ترمودینامیکی سیکل گازی موجود در شرایط* ISO [۲۰]

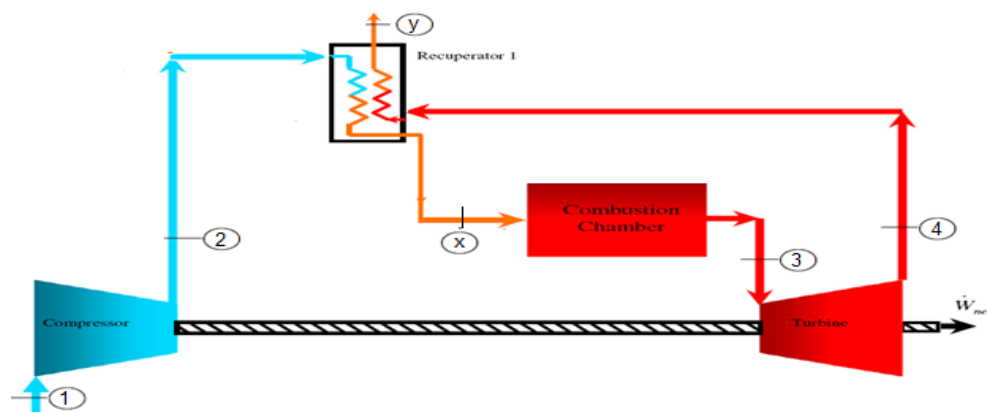
مقدار	مشخصه	مقدار	مشخصه
۰/۸۹	راندمان ایزنتروپیک توربین	۱۲۵	دبی جرمی هوا (kg/s)
۳۰	توان خالص تولیدی (MW)	۲/۱۷۳۶	دبی جرمی سوخت (kg/s)
۲۷/۷۱	راندمان حرارتی سیکل (%)	۱۲۷/۱۷۳۶	دبی جرمی گازهای حاصل از احتراق (kg/s)
۲۶/۰۷	راندمان اگزرژی سیکل (%)	۹/۷۸	نسبت فشار کمپرسور
۲۹/۶۵۸	میزان تولید آلاینده NO_x (ppm)	۹/۲	نسبت فشار توربین
۲۲۳/۱۲۹۷	میزان تولید آلاینده CO (ppm)	۰/۸۷	راندمان ایزنتروپیک کمپرسور

* منظور از شرایط ISO فشار ۱/۰۱۳ بار، دمای 25°C و رطوبت نسبی ۶۰ درصد است.

سیکل توربوکمپرسور گازی با بازگردش حرارتی به کمک مبدل‌های بازیاب

سیکل توربین گاز با بازگردش حرارتی و نامگذاری جریان‌های مختلف برای هر دو حالت مبدل‌های حرارتی پوسته لوله‌ای و صفحه‌ای فین‌دار مطابق شکل (۱) است:

- 1) Pareto optimum frontier
- 2) Bellman-Zadeh fuzzy decision making



شکل (۱) سیکل توربین گاز به همراه بازگردش حرارتی گازهای داغ خروجی از توربین [۹]

در ادامه با قرار دادن مبدل‌های پوسته لوله‌ای و صفحه‌های فین‌دار در سیکل بازگردش حرارتی و بیان مدل‌سازی ترمودینامیکی و هیدرولیکی، بهینه‌سازی به کمک الگوریتم ژنتیک انجام پذیرفته شده است.

مدلسازی ترمودینامیکی

فرضیات

فرضیاتی که در مدل‌سازی ترمودینامیکی در نظر گرفته شده‌اند:

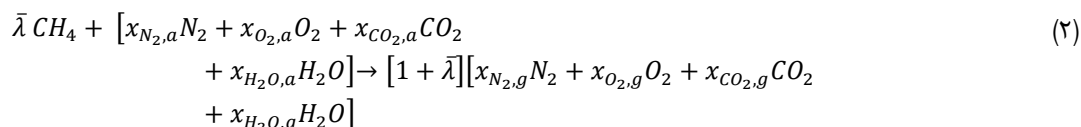
- سیکل توربین گاز در شرایط پایدار کار می‌کند.
- برای هوا و محصولات احتراقی از قانون مخلوط گازهای ایده‌آل استفاده می‌شود.
- سوخت مورد استفاده گاز طبیعی با $LHV=49980 \text{ kJ/kg}$ در نظر گرفته شده است.
- اتلاف حرارتی به محیط در محفظه احتراق برابر ۲ درصد ارزش حرارتی پایین سوخت بوده و بقیه اجزای سیستم آدیاباتیک هستند.
- در هر جزء از سیستم نسبت افت فشار ثابت است.

از بین تجهیزات کمپرسور، توربین و محفظه احتراق در سیکل توربین گاز، تنها مدل‌سازی محفظه احتراق و واکنش احتراق مربوط به آن در ادامه آورده شده است و میزان سوخت مصرفی کاملاً وابسته به آن است.

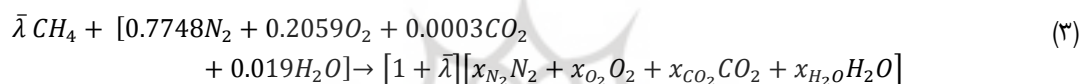
اگر نسبت مولار سوخت به هوا را با $\bar{\lambda}$ نشان دهیم، رابطه دبی مولار سوخت، هوا و محصولات احتراق طبق رابطه (۱) است [۵]:

$$\frac{\dot{n}_F}{\dot{n}_a} = \bar{\lambda} \quad , \quad \frac{\dot{n}_P}{\dot{n}_a} = \bar{\lambda} + 1 \quad (1)$$

در معادلات فوق، F ، P و a به ترتیب برای سوخت، محصولات احتراق و هوا به کار می‌روند. رابطه (۲) معادله واکنش شیمیایی برای احتراق کامل متان بدین قرار است:



که با قرار دادن نسبت مولی اجزای هوا در معادله ی شیمیایی فوق و قرار دادن x_i به جای $x_{i,g}$ ، رابطه (۳) حاصل می‌شود:



پس از موازنه اتم‌های کربن، هیدروژن، اکسیژن و نیتروژن، کسر مولی اجزای موجود در محصولات برابر با رابطه (۴) خواهند بود:

$$x_{N_2} = \frac{0.7748}{1 + \bar{\lambda}}, \quad x_{O_2} = \frac{0.2059 - 2\bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}} \quad (4)$$

$$, x_{CO_2} = \frac{0.0003 + \bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}}, \quad x_{H_2O} = \frac{0.019 + 2\bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}}$$

بنابراین، در صورتی که $\bar{\lambda}$ مشخص گردد، تجزیه و تحلیل مولار محصولات احتراق معین خواهد گردید. نسبت هوا به سوخت را می‌توان از معادله بالانس انرژی برای حجم کنترل محفظه احتراق مطابق رابطه (۵) به دست آورد:

$$0 = \dot{Q}_{CV} - \dot{W}_{CV} + \dot{n}_F \bar{h}_F + \dot{n}_a \bar{h}_a - \dot{n}_P \bar{h}_P \quad (5)$$

در این رابطه، $\dot{W}_{CV} = 0$ و فرض بر این بود که مقدار حرارت منتقل شده از محفظه احتراق برابر با ۲ درصد ارزش حرارتی پایین سوخت در نظر گرفته می‌شود. بنابراین:

$$\dot{Q}_{CV} = -0.02 \times \dot{n}_F \times \overline{LHV} = -0.02 \times \dot{n}_a \times \bar{\lambda} \times \overline{LHV} \quad (6)$$

با استفاده از اطلاعات گرفته شده، $\overline{LHV}_{CH_4} = 802361 \text{ kJ/kmol} = 50147 \text{ kJ/kg}$ ، با ترکیب رابطه (۴) الی (۶) رابطه (۷) حاصل می‌شود:

$$0 = -0.02\bar{\lambda} \overline{LHV}_{CH_4} + \bar{h}_a + \bar{\lambda} \bar{h}_F - (1 + \bar{\lambda}) \bar{h}_P \quad (7)$$

در رابطه (۷)، $\bar{h}_F = -74875 \text{ kJ/kmol}$ است. \bar{h}_F انتالپی مولار سوخت، در دمای سوخت ورودی است. دمای سوخت ورودی همان دمای محیط در نظر گرفته شده است.

همچنین با توجه به فرضیات مساله، هوای ورودی و محصولات احتراق به صورت مخلوط گاز ایده آل در نظر گرفته می شوند. بنابراین، در رابطه (۷)، \bar{h}_a و \bar{h}_P با استفاده از روابط (۸) و (۹) محاسبه می شوند:

$$\bar{h}_a = [0.7748\bar{h}_{N_2} + 0.2059\bar{h}_{O_2} + 0.0003\bar{h}_{CO_2} + 0.019\bar{h}_{H_2O}](T_{outlet,comp}) \quad (8)$$

$$\bar{h}_P = [x_{N_2}\bar{h}_{N_2} + x_{O_2}\bar{h}_{O_2} + x_{CO_2}\bar{h}_{CO_2} + x_{H_2O}\bar{h}_{H_2O}](T_{outlet,cc}) \quad (9)$$

بر حسب $\bar{\lambda}$ جایگذاری می شوند و \bar{h}_a در دمای خروجی کمپرسور و \bar{h}_P در دمای خروجی محفظه احتراق محاسبه می شوند. با حل روابط فوق، $\bar{\lambda}$ به دست می آید و به عبارتی، ترکیب درصدی محصولات احتراق نیز به دست می آید. دبی مخصوص سوخت و هوا به صورت رابطه (۱۰) با یکدیگر مرتبط می باشند:

$$\dot{n}_F = \bar{\lambda} \dot{n}_a \rightarrow \dot{m}_F = \bar{\lambda} \left(\frac{M_F}{M_a} \right) \dot{m}_a \quad (10)$$

در رابطه (۱۰)، جرم مولکولی سوخت برابر با $M_F = 16.043 \text{ kg/kmol}$ و جرم مولکولی هوا برابر با

$M_a = 28.649 \text{ kg/kmol}$ است.
 پژوهشگاه علوم انسانی و مطالعات فرهنگی
 رتال جامع علوم انسانی

توابع هدف

بهینه سازی مدل های بازیاب، یک بهینه سازی سه هدفه با اهداف بیشینه شدن راندمان اگزوزی، کمینه شدن زمان بازگشت سرمایه و کمینه سازی تولید آلاینده های NO_x است. این توابع هدف مطابق رابطه های (۱۱) الی (۱۳) است [۹، ۱۶]:

$$\text{maximizing } \varepsilon_{tot} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_f e_{fuel}^{ch}} \quad (11)$$

$$\text{minimizing } x_{Nox} = 10^6 \times \frac{(M_{Nox})/\bar{M}_{Nox}}{M_g/\bar{M}_g} \quad (12)$$

$$\text{minimizing } t_{pb} = \frac{\left[\frac{1-k}{k(1-k^{BL})} \right] \times BL \times \left[\sum_{j=1}^{BL} \frac{TRR_j}{(1+i_{eff})^j} \right]}{\frac{(m_{F,sim} - m_{F,rec}) \times t_{op}}{\rho_F} \times C_F - \frac{(\dot{W}_{net,sim} - \dot{W}_{net,rec}) \times t_{op}}{3600} \times C_E} \quad (13)$$

در رابطه (۱۱) e_{fuel}^{ch} انرژی شیمیایی سوخت برابر با $43155/8 \text{ kJ/kg}$ ، \dot{m}_f دبی سوخت مصرفی و \dot{W}_{net} توان تولیدی توربین گاز است. در رابطه (۱۲) x_{NOx} میزان تولید NOx بر واحد ppm است، M_g نرخ جریان جرمی محصولات احتراق بر حسب گرم، \bar{M}_i جرم مولار i را نشان می‌دهند و M_{NOx} نرخ جریان جرمی محصولات احتراق بر حسب گرم است که از رابطه (۱۴) به دست می‌آید:

$$M_{NOx} = M_f \times \frac{0.15 \times 10^{16} \times \tau^{0.5} \times \exp(-71100/T_{st})}{P_3^{0.05} \times \left(\frac{\Delta P_{cc}}{P_3}\right)^{0.5}} \quad (14)$$

در این روابط، M_f کیلوگرم سوخت مصرفی، τ زمان اقامت^۱ در ناحیه احتراق است و برابر 0.02 Sec در نظر گرفته شده است. P_3 فشار هوای ورودی به محفظه احتراق و واحد آن پاسکال است، T_{st} دمای شعله استوکیومتریکی^۲ و آدیاباتیک است که برای متان برابر است با $2223/15 \text{ K}$ ، $\frac{\Delta P_{cc}}{P_3}$ افت فشار بدون بعد در محفظه احتراق است که ثابت و برابر $0.05 P_3$ در نظر گرفته شده است. (در واقع ΔP_{cc} افت فشار محفظه احتراق است که معادل $0.05 P_3$ در نظر گرفته شده است.)

همچنین در رابطه (۳) k با استفاده از رابطه (۱۵) محاسبه می‌شود:

$$k = \frac{1+r_i}{1+i_{eff}} \quad (15)$$

در اینجا، r_i نرخ تورم است که در ایران برابر با $20/6$ درصد در نظر گرفته شده است. i_{eff} نیز مقدار متوسط سالانه نرخ مؤثر کاهش ارزش پول است که در ایران برابر با $0/185$ محاسبه شده است. TRR_j نیاز درآمدی کلی در j امین سال کارکرد سیستم است و از رابطه (۱۶) محاسبه می‌شود:

$$TRR_j = \frac{C_{tot}}{BL} \quad (16)$$

1) Residence Time
2) Stoichiometric

C_{tot} هزینه کلی مبدل (ساخت و نصب) می‌باشد که برای مبدل پوسته‌لوله ای از رابطه (۱۷) و برای مبدل صفحه‌ای فین‌دار از رابطه‌ی (۲۰) محاسبه می‌شود.

BL عمر اقتصادی سیستم بر حسب سال (در اینجا ۲۰ سال در نظر گرفته شده است)، $m_{F,sim}$ میزان مصرف سوخت در سیکل ساده بر حسب kg/S ، $m_{F,rec}$ میزان مصرف سوخت در سیکل بازیاب بر حسب kg/S ، t_{op} مدت زمان بهره‌برداری از سیکل در طول سال بر حسب ثانیه، ρ_F دانسیته سوخت بر حسب kg/m^3 و C_F قیمت سوخت تحویلی به نیروگاه بر حسب ریال به ازای هر متر مکعب است (در این محاسبات ۸۰۰ ریال در نظر گرفته شده است)، و C_E قیمت برق نیروگاه بر حسب ریال به ازای هر کیلووات ساعت است (در این محاسبات ۵۳۸ ریال در نظر گرفته شده است) [۲]. برای تبدیل ارزش دلار به ریال نیز طبق آخرین اخبار رسمی اعلام شده، هر دلار معادل ۲۵۰۰۰ ریال در نظر گرفته شده است.

هزینه نهایی مبدل بازیاب پوسته‌لوله‌ای برابر است با [۱۳]:

$$C_{tot} = C_{in} + C_j + C_C \quad (17)$$

که C_{in} هزینه‌ی سرمایه‌گذاری و از رابطه (۱۸) به دست می‌آید، C_j هزینه‌ی دودکش مبدل پوسته‌لوله‌ای در نظر گرفته شده در این مطالعه است و از رابطه (۱۹) به دست می‌آید و نهایتاً، هزینه ثابت و هزینه‌های مربوط به نصب $C_C=4500$ دلار فرض شده است.

$$C_{in} = 8500 + 409A_{to}^{0.85} \quad (18)$$

که A_{to} ، سطح انتقال حرارت خارجی کل لوله‌هاست.

هزینه دودکش متصل به مبدل که نیاز ما را از نصب دودکش برطرف کرده با در نظر گرفتن دانسیته فلز دودکش برابر با 7850 kg/m^3 و قیمت هر کیلوگرم فلز مورد استفاده ۳ دلار از رابطه (۱۹) برابر است با:

$$C_j = \text{Stack Volume} \times 7850 \times 3\$ \quad (19)$$

هزینه نهایی برای مبدل حرارتی صفحه‌ای فین‌دار مورد بررسی طبق رابطه (۲۰) برابر است با:

$$C_{total} = A_f \times (C_a + C_b \times A_{tot}^c) \quad (20)$$

که A_{tot} سطح کلی مبدل صفحه‌ای است که برابر است با $A_{tot} = A_a + A_b$ که A_a و A_b سطوح مربوط به جریان‌های گرم و سرد است، A_f ضریب همسطح‌سازی سالانه است که برابر $A_f = 0.322 / yr$ ، C_a هزینه ثابت مبدل است که برابر $C_a = 30000 \$$ ، C_b هزینه بر واحد سطح مبدل است و برای مبدل مورد مطالعه برابر است با $C_b = 750 \$/m^2$ و C توانی از رابطه افزایش سطح با قیمت را بیان می‌کند که برابر با $C = 0.81$ است [۲، ۱۴].

بهینه‌سازی مبدل بازیاب در سیکل، با فرض ثابت بودن دبی هوای ورودی به سیکل (توان مصرفی کمپرسور ثابت) و ثابت بودن پارامترهای مربوط به سایر اجزاء انجام گرفته است. در محاسبه زمان بازگشت سرمایه مبدل بازیاب فرض بر این قرار داده شد که سیکل واحد گازی در ده درصد زمان سال در خاموشی بوده و مورد بهره‌برداری قرار نمی‌گیرد.

متغیرهای تصمیم و محدودیت‌ها

در بهینه‌سازی مبدل حرارتی پوسته و لوله‌ای، متغیرهای زیر به عنوان متغیرهای تصمیم می‌باشند:

آرایش لوله‌ها، طول لوله‌ها، قطر داخلی و خارجی لوله‌ها، نسبت گام به قطر خارجی لوله، قطر خارجی بافل دیسک شکل و قطر بیرونی دسته لوله قطر داخلی، پنجره بافل دونات شکل و قطر داخلی لوله، تعداد بافل‌ها، قطر داخلی پوسته دمای هوای خروجی از مبدل بازیاب

محدوده‌های در نظر گرفته شده برای متغیرهای تصمیم مبدل پوسته‌لوله‌ای به صورت زیر است [۹]:

نسبت گام لوله به قطر خارجی لوله: $\frac{L_{tp}}{D_{to}} \in \{1.25, 1.33, 1.5\}$

طول لوله: $6 < L_t < 12m$

تعداد بافل‌ها: $N_b \in \{3, 5, 7, 9, 11, 13, 15\}$

قطر داخلی پوسته: $2 < D_{si} < 4m$

قطر داخلی و خارجی لوله‌ها: بر اساس لوله‌های تجاری برای استاندارد TEMA [۹]

نسبت قطر بیرونی دسته لوله به قطر پوسته: $0.8 < \frac{D_{otl}}{D_{si}} < 0.97$

نسبت قطر داخلی دسته لوله به قطر پوسته: $0.25 < \frac{D_{itl}}{D_{si}} < 0.45$

دمای هوای خروجی از مبدل: $T_{si} + 1 < T_{so} < T_{ti}$

حد بالای افت فشار سمت پوسته و سمت لوله: $\Delta P_s \leq 30kPa$

$$\Delta P_t \leq 35kPa$$

حد بالای میزان آلودگی پارامتر زیست محیطی CO بر حسب ppm [15]. $x_{CO} = 10^6 \times \frac{M_{CO}/\bar{M}_{CO}}{M_g/\bar{M}_g} \leq 210ppm$

در رابطه فوق نیز x_{CO} میزان تولید منوکسید کربن بر واحد ppm است و M_i نرخ جریان جرمی i بر حسب گرم \dot{M}_i جرم مولار i را نشان می دهند که M_{CO} از رابطه (۲۱) محاسبه می شود:

$$M_{CO} = M_f \times \frac{0.179 \times 10^9 \times \exp(7800/T_{st})}{P_3^2 \times \tau \times (\frac{\Delta P_{CC}}{P_3})^{0.5}} \quad (21)$$

که تمامی پارامترهای رابطه (۲۱) در رابطه (۱۴) بیان گردید.

T_{Si} دمای هوای خروجی از کمپرسور، T_{SO} دمای هوای خروجی از مبدل و T_{Ti} دمای دود خروجی از توربین است. T_{Si} بسته به شرایط دمای محیط مقداری مشخص است.

لازم است در بهینه سازی به منظور جلوگیری از رسیدن دمای دود خروجی از مبدل به نقطه شبنم، قید دیگری نیز به صورت $T_{to} \geq 105^\circ C$ تعریف نماییم.

سرعت جریان هوا در فضای حلقوی بین بافل دیسکی و پوسته و همچنین داخل بافل دونات شکل:

$$3 \leq V_{air} \leq 6 \frac{m}{s}$$

در بهینه سازی مبدل حرارتی صفحه ای فین دار، متغیرهای تصمیم و محدودیت های آنها عبارتند از [13-15]:

ارتفاع پره ها: $0.002 < H_a < 0.01 m$, $0.002 < H_b < 0.01 m$

ضخامت پره ها: $0.0001 < t_a < 0.0002 m$, $0.0001 < t_b < 0.0002 m$

تعداد پره ها: $10 < n_a < 100$, $10 < n_b < 100$

تعداد لایه های پره ها: $10 < N_a < 100$, $N_b = N_a - 1$

طول کانال های مبدل حرارتی: $1 < L_a < 10 m$, $1 < L_b < 10 m$

طول پره ها: $0.01 < L_{fa} < 0.1 m$, $0.01 < L_{fb} < 0.1 m$

محدودیت ارتفاع مبدل صفحه ای: $\min(L_a, L_b) \leq L_c \leq \max(L_a, L_b)$

محدودیت ارتفاع مبدل صفحه‌ای به منظور رسیدن به ابعاد استاندارد و جانمایی مناسب در نظر گرفته می‌شود و محدودیت‌های آلودگی، دمای هوای خروجی و گازهای داغ خروجی از مبدل صفحه‌ای و محدودیت افت فشار هر دو جریان مانند مبدل پوسته لوله‌ای است که از ذکر مجدد آن خودداری می‌شود.

عملکرد حرارتی مبدل

تعیین عملکرد حرارتی مبدل‌های پوسته لوله‌ای و صفحه‌ای فین‌دار با روش $\varepsilon - NTU$ انجام گرفته است [۴و۱].

تصمیم‌سازی

بعد از انجام بهینه‌سازی توسط الگوریتم ژنتیک و رسیدن به جبهه بهینه پارتو، نیاز به انتخاب تنها یک مبدل حرارتی بهینه از میان جمعیت مبدل‌های بهینه معرفی شده در منحنی پارتو است که توسط معیارهای تصمیم‌سازی این مبدل انتخاب می‌شود. قبل از بیان روش‌های تصمیم‌سازی، روش‌های بی‌مقیاس کردن، در روش‌های تصمیم‌سازی کاربرد دارند، معرفی می‌شود:

بی‌مقیاس کردن

مقیاس اندازه‌گیری شاخص‌های کمی می‌تواند با یکدیگر متفاوت باشد و برای انجام عملیات ریاضی باید همه را بی‌مقیاس کنیم. روش‌های مختلفی برای بی‌مقیاس کردن وجود دارد که در این پروژه از بی‌مقیاس کردن اقلیدسی و فازی در معیارهای تصمیم‌سازی استفاده شده است [۳].

الف- بی‌مقیاس کردن اقلیدسی: در این روش برای هر ارزش r_{ij} مطابق رابطه (۲۲) داریم:

$$n_{ij} = \frac{r_{ij}}{\sqrt{\sum_{i=1}^m r_{ij}^2}} \quad (22)$$

ب- بی‌مقیاس کردن فازی: در این روش برای شاخصی با جنبه مثبت و منفی به ترتیب رابطه‌های (۱۳) و (۱۴) صادق است:

$$n_{ij} = \frac{r_{ij} - r_j^{\min}}{r_j^* - r_j^{\min}} \quad (23)$$

$$n_{ij} = \frac{r_j^* - r_{ij}}{r_j^* - r_j^{min}} \quad (24)$$

در این پژوهش برای انتخاب نقطه بهینه نهایی از میان نقاط بهینه موجود، از روش‌های مختلفی استفاده شده است که به طور مختصر به آنها اشاره می‌گردد.

الف) مدل تصمیم‌سازی فازی بلمن-زاده

برای استفاده از این روش مراحل زیر را به ترتیب انجام می‌دهیم [۶]:

مرحله اول: ماتریس تصمیم‌گیری D را بسته به بیشینه‌سازی یا کمینه‌سازی توابع هدف به روش فازی بی‌بعد کنیم تا ماتریس N_D حاصل گردد.

مرحله دوم: مقدار کمینه هر ردیف ماتریس N_D را به دست می‌آوریم.

مرحله سوم: نقطه متناظر با مقدار بیشینه ماتریس حاصل در مرحله دوم را به عنوان جواب نهایی انتخاب می‌کنیم.

ب) مدل تصمیم‌سازی TOPSIS

برای انتخاب نقطه بهینه از میان نقاط موجود با استفاده از روش TOPSIS مراحل زیر را طی می‌کنیم [۳]:

مرحله اول: ابتدا ماتریس تصمیم‌گیری را با استفاده از رابطه بی‌مقیاس کردن اقلیدسی به ماتریس N_D تبدیل می‌کنیم.

مرحله دوم: حل ایده‌آل و ضد ایده‌آل را مشخص می‌کنیم.

مرحله سوم: در این مرحله فواصل (d_{i+}, d_{i-}) محاسبه می‌شوند. d_{i+} فاصله هر جواب از جواب ایده‌آل و d_{i-} فاصله هر جواب از جواب ضد ایده‌آل است.

مرحله چهارم: نزدیکی نسبی به نقطه ایده‌آل از رابطه (۲۵) محاسبه می‌شود:

$$Cl_{i+} = \frac{d_{i-}}{d_{i+} + d_{i-}} \quad (25)$$

مرحله پنجم: در این مرحله بزرگترین مقدار Cl_{i+} انتخاب می‌شود.

ج) مدل تصمیم‌سازی LINMAP

این روش مشابه روش تصمیم‌سازی TOPSIS می‌باشد، با این تفاوت که در مرحله چهارم، جواب نهایی، نقطه متناظر با کمترین مقدار d_{i+} انتخاب می‌شود. [۳]

نتایج

با توجه به توابع هدف، متغیرهای تصمیم و محدودیت‌های متغیرهای تصمیم بیان شده در فصل‌های گذشته، جبهه بهینه پارتو به کمک کد الگوریتم ژنتیک و روش NSGAIII به دست آمده است که این جبهه، چندین مبدل بهینه را معرفی می‌کند که به واسطه ملاک‌های تصمیم‌سازی بیان شده بهترین نقطه از این جبهه معرفی می‌شود.

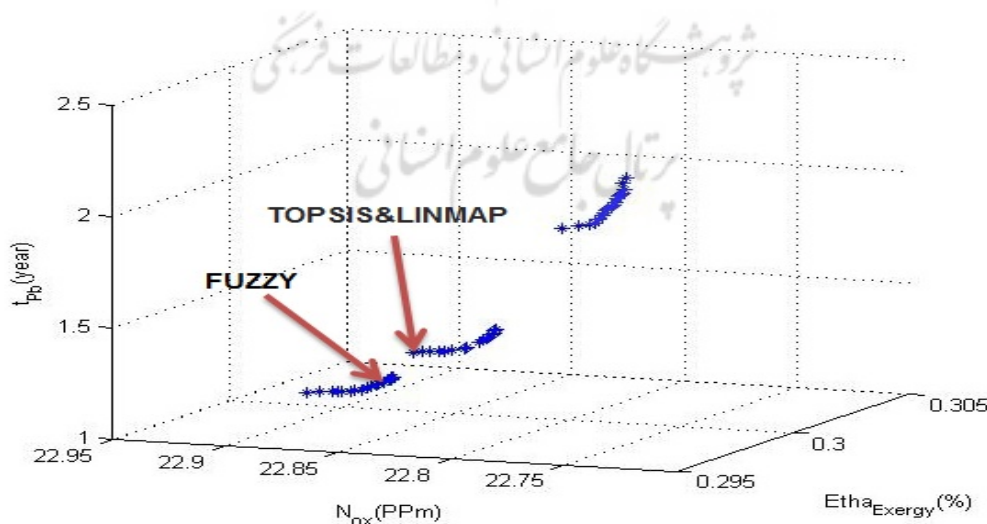
پارامترهای الگوریتم ژنتیک مورد استفاده جهت بهینه‌سازی چند هدفه برابرند با:

اندازه جمعیت: $N_p=60$ ، تعداد نسل‌ها: $N_g = 100$ ، احتمال آمیزش: $P_c = 0.8$ ، احتمال جهش: $P_m = 0.3$ و روش انتخاب: مسابقه‌ای $Tour-size = 2$

در این بخش، نتایج مربوط به بهینه‌سازی با مبدل‌های حرارتی پوسته لوله‌ای و صفحه‌ای فین‌دار در بخش‌های مجزا و همچنین مقایسه نتایج نهایی آنها با سیکل ساده آورده شده و در انتها با مقایسه، بهترین گزینه معرفی شده است.

نتایج بازیاب حرارتی با مبدل پوسته لوله‌ای

با اجرای کد نوشته شده، نمودار جبهه بهینه پارتوی سه‌بعدی برای قرارگیری مبدل پوسته لوله‌ای مطابق شکل (۲) است:



شکل (۲) نمودار جبهه بهینه پارتو برای مبدل حرارتی پوسته لوله‌ای

همانگونه که پیشتر اشاره شد، نقاط موجود بر روی منحنی پارتو بر یکدیگر برتری ندارند و صرفاً انتخاب یک نقطه بر عهده تصمیم‌ساز است. در این پروژه، نقطه بهینه نهایی به کمک معیارهای تصمیم‌سازی بیان شده در بخش‌های گذشته، به دست می‌آید که نتایج مرتبط با هر یک از معیارهای تصمیم‌سازی مطابق جدول (۲) است.

مطابق جدول (۲)، ملاک‌های اقتصادی TOPSIS و LINMAP منجر به انتخاب یک مبدل یکسان شده‌اند و میزان بهبود راندمان آگزروی ۳/۹۵ درصد و میزان کاهش آلودگی NO_x نسبت به سیکل ساده برابر ۲۲/۹۱۷ درصد می‌باشد اما در مبدلی که در روش FUZZY انتخاب شده است میزان بهبود راندمان آگزروی ۳/۷۹ درصد و میزان کاهش آلودگی NO_x نسبت به سیکل ساده برابر ۲۳/۰۶ درصد است.

جدول ۲) مشخصات مبدل‌های پوسته لوله‌ای بهینه انتخاب شده با استفاده از روش‌های FUZZY، LINMAP و TOPSIS

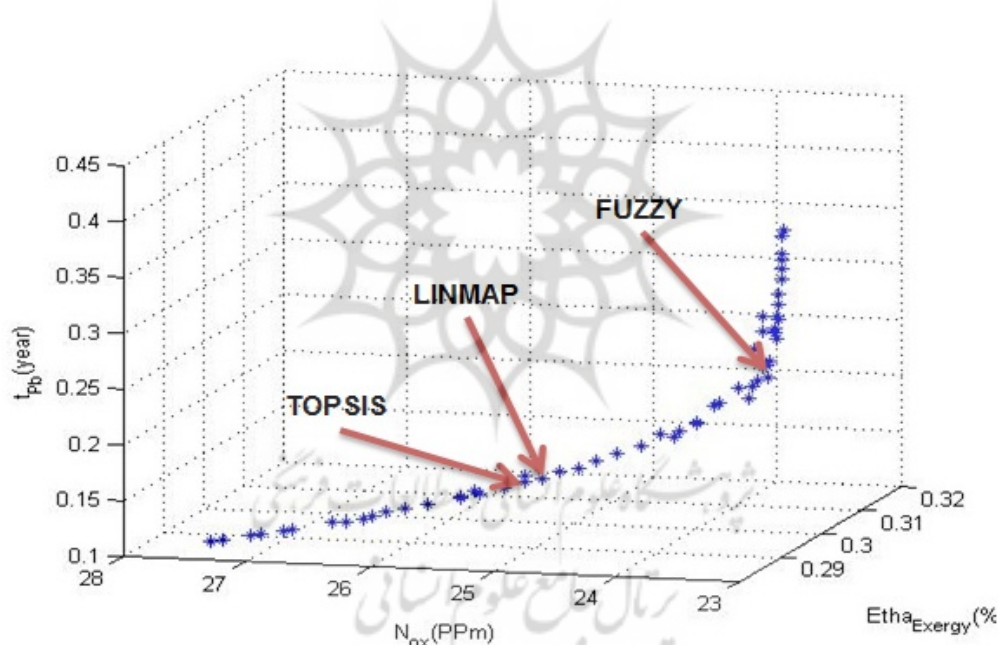
TOPSIS	LINMAP	FUZZY	
مثلی (۳۰-۶۰)	مثلی (۳۰-۶۰)	مثلی (۳۰-۶۰)	آرایش لوله‌ها
۰/۰۲۹۸-۰/۰۳۱۷۵	۰/۰۲۹۸-۰/۰۳۱۷۵	۰/۰۲۹۳۷-۰/۰۳۱۷۵	قطر داخلی و خارجی لوله‌ها $d_i - d_o$ (m)
۱/۳۳	۱/۳۳	۱/۳۳	نسبت گام لوله به قطر خارجی لوله L_{tp}/d_o
۸/۹۲۹۸	۸/۹۲۹۸	۸/۹۹۸	طول لوله L(m)
۶۴۵۴	۶۴۵۴	۶۵۹۷	تعداد لوله‌ها N_t
۳	۳	۳	تعداد بافل‌ها N_b
۴	۴	۳/۹۹۴۲	قطر داخلی پوسته (متر) D_s
۱/۸۳۲۹	۱/۸۳۲۹	۳/۸۷۴۴	قطر خارجی دسته لوله (متر) D_{otl}
۱	۱	۰/۹۹۸۷	قطر داخلی دسته لوله (متر) D_{itl}
۷۸۲/۶	۷۸۲/۶	۷۸۵	دمای هوای خروجی از مبدل $T_{APH}(k)$
۱/۶۶۶۱	۱/۶۶۶۱	۱/۶۵۸۳	میزان مصرف سوخت (kg/s)
۲۶/۵۹	۲۶/۵۹	۲۶/۳۲۳	توان خالص تولیدی (MW)
۳۱/۹۱	۳۱/۹۱	۳۱/۷۴	راندمان حرارتی سیکل (%)
۶۶۰۱۸۰	۶۶۰۱۸۰	۶۷۶۳۸۰	قیمت مبدل (\$)
۱/۰۴۶۲	۱/۰۴۶۲	۱/۴۴۵۱	زمان بازگشت سرمایه (سال)
۳۰/۰۲	۳۰/۰۲	۲۹/۸۶	راندمان آگزروی سیکل (درصد)
۳/۹۵	۳/۹۵	۳/۷۹	میزان بهبود در راندمان آگزروی (%)
۲۲/۹۱۷	۲۲/۹۱۷	۲۲/۸۱۸	میزان تولید آلودگی NO _x (ppm)
۲۲/۷۳	۲۲/۷۳	۲۳/۰۶	میزان کاهش در تولید آلودگی NO _x (%)
۱۷۹/۰۳	۱۷۹/۰۳	۱۸۰/۰۳۳۸	میزان تولید آلودگی CO (ppm)

با مقایسه نتایج نهایی دو مبدل پوسته لوله‌ای انتخاب شده طبق روش‌های اقتصادی مبدلی که از روش TOPSIS و LINMAP انتخاب شده، نسبت به مبدلی که طبق روش FUZZY انتخاب شده است، برتر است.

در نهایت، با بکارگیری این مبدل راندمان آگزردی از ۲۶/۰۷ درصد به ۳۰/۰۲ درصد افزایش می‌یابد، آلودگی NO_x از ۲۹/۶۵۸ppm به ۲۲/۹۱۷ ppm و مصرف سوخت از ۶۱/۷ میلیون کیلوگرم در سال به ۴۷/۳ کیلوگرم در سال کاهش می‌یابد.

نتایج بازیاب حرارتی با مبدل صفحه‌ای فین دار

با اجرای کد نوشته شده، نمودار جبهه بهینه پارتوی سه بعدی مطابق شکل (۳) است:



شکل (۳) نمودار جبهه بهینه پارتو برای مبدل حرارتی صفحه‌ای فین دار

همانطور که بیان شد، نقاط موجود بر روی منحنی پارتو بر یکدیگر برتری ندارند و صرفاً انتخاب یک نقطه بر عهده تصمیم ساز است. در این بخش نیز مانند نحوه انتخاب مبدل پوسته لوله‌ای، نقطه بهینه نهایی به کمک معیارهای تصمیم سازی FUZZY، LINMAP و TOPSIS به دست می‌آید که نتایج مرتبط با هر یک از معیارهای تصمیم‌سازی مطابق جدول (۳) است.

جدول (۳) مشخصات مبدل‌های صفحه‌ای فین‌دار بهینه انتخابی با استفاده از روش‌های FUZZY، LINMAP و TOPSIS

TOPSIS	LINMAP	FUZZY	
۰/۰۴۱۶	۰/۰۴۲	۰/۰۴۲۸	ارتفاع پره‌ها (متر) H_a, H_b
۰/۰۰۱۲	۰/۰۰۱۲	۰/۰۰۱۳	ضخامت پره‌ها (متر) t_a, t_b
۳۵/۴۶۱	۳۷/۸۳۷	۷۷/۰۵۹	تناوب پره‌های سمت جریان گازهای داغ $n_a(1/m)$
۲۶/۵۱۵	۳۲/۵۴۵	۴۰/۹۰۶	تناوب پره‌های سمت جریان هوا $n_b(1/m)$
۴۴	۴۳	۴۱	تعداد لایه‌های پره‌های سمت جریان گازهای داغ N_a
۴۳	۴۲	۴۰	تعداد لایه‌های پره‌های سمت هوا N_b
۱/۹۳۶۹	۱/۹۳۴۲	۲/۰۰۵۳	طول کانال سمت جریان گازهای داغ (متر) L_b
۶/۱۱۳۸	۶/۰۶۲۵	۷/۸۵۹۸	طول کانال سمت جریان هوا (متر) L_a
۳/۶۱۸۵	۳/۵۷۰۷	۳/۴۶۶۸	ارتفاع مبدل (متر) L_c
۰/۰۱۴۷	۰/۰۱۷۳	۰/۰۱۷۷	طول پره سمت گاز داغ (متر) L_{fa}
۰/۰۱۰۲	۰/۰۱	۰/۰۱۲۹	طول پره سمت جریان هوا (متر) L_{fb}
۷۱۴/۰۱	۷۱۶/۹۱	۷۴۸/۳۷۷	دمای هوای خروجی از مبدل $(k)T_{APH}$
۱/۸۸۰۸	۱/۸۷۱۷	۱/۷۷۳۵	میزان مصرف سوخت (kg/s)
۲۹/۵۳۴	۲۹/۵۲۷	۲۹/۲۷	توان خالص تولیدی (MW)
۳۱/۴	۳۱/۵۴	۳۳	راندمان حرارتی سیکل (%)
۱۹۸۱۵۰	۲۰۸۳۳۰	۳۴۸۶۵۰	قیمت مبدل (\$)
۰/۱۲۹۲	۰/۱۳۱۳	۰/۱۷۲۴	زمان بازگشت سرمایه (سال)
۲۹/۵۴	۲۹/۶۸	۳۱/۰۵	راندمان انرژی سیکل (درصد)
۳/۶۱	۳/۶۱	۴/۹۸	میزان بهبود در راندمان انرژی سیکل (%)
۲۵/۷۷۱۱	۲۵/۶۵۱	۲۴/۳۳۹۵	میزان تولید آلودگی NO_x (ppm)
۱۳/۵۱	۱۳/۱۱	۱۷/۹۳	میزان کاهش در تولید آلودگی NO_x (%)
۱۹۵/۰۸۵۹	۱۹۴/۳۴۶	۱۸۴/۸۳۶	میزان تولید آلودگی CO (ppm)

مطابق جدول (۳) و با مقایسه نتایج سه مبدل نهایی انتخاب شده، مشخص است که مبدل انتخابی با معیار FUZZY

مناسب‌ترین مبدل را معرفی می‌کند.

در نهایت، با این مبدل راندمان آگزرژی از ۲۶/۰۷ درصد به ۳۱/۰۵ درصد افزایش می‌یابد، آلودگی NO_x از ۲۹/۶۵۸ppm به ۲۴/۳۳۹۵ ppm و مصرف سوخت از ۶۱/۷ میلیون کیلوگرم در سال به ۵۰/۳ کیلوگرم در سال کاهش می‌یابد.

مقایسه مبدل‌های بهینه صفحه‌ای و پوسته‌لوله‌ای و انتخاب بهترین مبدل برای بازگردش حرارتی سیکل

در دو بخش گذشته، بهترین مبدل حرارتی پوسته لوله‌ای و صفحه‌ای فین‌دار با معیارهای اقتصادی انتخاب شد و اینک نوبت انتخاب بهترین مبدل برای انجام بازیاب حرارتی در توربو کمپرسور گازی است که با مقایسه نتایج دو مبدل نهایی حاصل می‌شود. در جدول (۴) نتایج ترمودینامیکی و اقتصادی دو مبدل حرارتی در کنار هم آورده شده تا مقایسه بین آنها انجام گیرد:

جدول ۴) نتایج مبدل‌های پوسته لوله‌ای و صفحه‌ای فین‌دار بهینه برگزیده شده با معیارهای اقتصادی

مبدل پوسته لوله‌ای	مبدل صفحه‌ای فین‌دار	
۳۳/۶۲۷	۱۸/۰۲۵	میزان انتقال حرارت توسط مبدل (MW)
۱/۶۶۶۱	۴/۷۳۷۲	افت فشار سمت هوا (kPa)
۱۱/۶۸۸۹	۲/۰۳۱	افت فشار سمت گازهای داغ (kPa)
۷۸۲/۶	۷۴۸/۳۷۷	دمای هوای خروجی از مبدل $T_{APH}(k)$
۱/۶۶۶۱	۱/۷۷۳۵	میزان مصرف سوخت (kg/s)
۲۶/۵۹	۲۹/۲۷	توان خالص تولیدی (MW)
۳۱/۹۱	۳۳	راندمان حرارتی سیکل (%)
۶۶۰۱۸۰	۳۴۸۶۵۰	قیمت مبدل (\$)
۱/۰۴۶۲	-۰/۱۷۲۴	زمان بازگشت سرمایه (سال)
۳۰/۰۲	۳۱/۰۵	راندمان آگزرژی سیکل (درصد)
۳/۹۵	۴/۹۸	میزان بهبود در راندمان آگزرژی (%)
۲۲/۹۱۷	۲۴/۳۳۹۵	میزان تولید آلودگی NO_x (ppm)
۲۲/۷۳	۱۷/۹۳	میزان کاهش در تولید آلودگی NO_x
۱۷۹/۰۳	۱۸۴/۸۳۶	میزان تولید آلودگی CO (ppm)

با مقایسه نتایج دو مبدل مشخص می‌شود که مبدل حرارتی صفحه‌ای فین‌دار از لحاظ راندمان آگزرژی، هزینه نهایی، زمان بازگشت سرمایه کاملاً نسبت به مبدل حرارتی پوسته لوله‌ای برتر است اما از لحاظ تولید آلاینده‌های NO_x و CO نسبت به مبدل حرارتی پوسته لوله‌ای به میزان بیشتری آلودگی تولید می‌نماید.

در مطالعه حاضر از آنجایی که توابع هدف دارای اهمیت است، ملاک‌های اقتصادی FUZZY، TOPSIS و LINMAP همگی به برتری مبدل حرارتی صفحه‌ای فین‌دار نسبت به مبدل پوسته لوله‌ای گواهی می‌دهند. پس مبدل حرارتی نهایی برای بازگردش حرارتی توربوکمپرسور گازی نمونه، مبدل حرارتی صفحه‌ای فین‌دار با مشخصات جدول (۵) است که قرار دادن آن در سیکل، منجر به افزایش ۴/۹۸ درصد در راندمان آگزرژی و کاهش ۱۷/۹۳ درصد در میزان آلاینده‌های NO_x نسبت به سیکل ساده، شده‌است که این بهبود راندمان و کاهش تولید NO_x ، هزینه ۳۴۸۶۵۰ دلاری را در بردارد.

جدول (۵) مشخصات مبدل حرارتی صفحه‌ای فین‌دار نهایی انتخاب شده برای توربوکمپرسور با بازیاب حرارتی

مقدار	مشخصه مبدل
۰/۰۴۲۸	ارتفاع پره‌ها (متر) H_a, H_b
۰/۰۰۱۳	ضخامت پره‌ها (متر) t_a, t_b
۷۷/۰۵۹	تناوب پره‌های سمت جریان گازهای داغ $n_a(1/m)$
۴۰/۹۰۶	تناوب پره‌های سمت جریان هوا $n_b(1/m)$
۴۱ و ۴۰	تعداد لایه‌های پره‌ها N_a و N_b
۲/۰۰۵۳	طول کانال سمت جریان گازهای داغ (متر) L_b
۷/۸۵۹۸	طول کانال سمت جریان هوا (متر) L_a
۳/۴۶۶۸	ارتفاع مبدل (متر) L_c
۰/۰۱۷۷	طول پره سمت جریان گاز داغ (متر) L_{fa}
۰/۰۱۲۹	طول پره سمت جریان هوا (متر) L_{fb}
۲۰۳/۵۲۱۵	ضریب انتقال حرارت سمت هوا $h_b(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$
۹۹/۱۴۳۷	ضریب انتقال حرارت سمت گازهای داغ $h_a(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$
۱۸/۰۲۵	میزان انتقال حرارت توسط مبدل (MW)
۴/۷۳۷۲	افت فشار سمت هوا (kPa)
۲/۰۳۱	افت فشار سمت گازهای داغ (kPa)
۳۴۸۶۵۰	قیمت مبدل (\$)

نتیجه‌گیری

در مطالعه حاضر یک سیکل توربین گاز ساده با ظرفیت ۳۰ مگاوات به منظور ارتقای راندمان و کاهش آلاینده‌های زیست محیطی در نظر گرفته شد. برای رسیدن به این اهداف، بازگردش حرارتی گازهای داغ خروجی از توربین با کمک دو نوع مبدل حرارتی پوسته لوله‌ای و صفحه‌ای فین‌دار به صورت جداگانه انجام پذیرفت. در مرحله اول، با قرار دادن مبدل پوسته لوله‌ای در سیکل و بهینه‌سازی چند هدفه‌ای آن، بهترین مبدل پوسته لوله‌ای به کمک معیارهای تصمیم‌سازی معتبر انتخاب شد. در مرحله دوم، همین کار برای قرارگیری مبدل صفحه‌ای فین‌دار انجام گرفت و بهترین مبدل انتخاب شد. در پایان، با مقایسه نتایج مراحل اول و دوم، بهینه‌ترین مبدل از لحاظ مشخصات ترمودینامیکی و هندسی، مبدل صفحه‌ای فین‌دار انتخاب شد. با قرار دادن مبدل بهینه‌تری نهایی در سیکل توربین گاز مورد بررسی، راندمان انرژی ۴/۹۸ درصد افزایش و میزان آلاینده‌های NO_x ۱۷/۹۳ درصد کاهش یافت که رسیدن به این اهداف به ۳۴۸۶۵۰ دلار هزینه سرمایه‌گذاری نیاز دارد.

منابع

- [۱] امینیان حمیدرضا. (۱۳۸۷)، بهینه‌سازی ترمو اکونومیک مبدل‌های حرارتی بازیاب لوله‌ای مورد استفاده در سیکل‌های گازی، پایان‌نامه کارشناسی ارشد دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی.
- [۲] ترازنامه انرژی سال ۱۳۹۱، معاونت امور برق و انرژی، تهیه و تدوین دفتر برنامه‌ریزی کلان برق و انرژی.
- [۳] توکلی علی‌رضا. (۱۳۷۹)، مدل انتخاب و اولویت‌بندی روش‌های انتقال تکنولوژی (مطالعه موردی: میکروالکترونیک)، دانشگاه علم و صنعت ایران.
- [۴] "مبادله کن‌های گرم (مبدل‌های حرارتی)" تألیف Sadik Kakac – Hongtan Liu ترجمه: دکتر سپهر صنایع، انتشارات دانشگاه علم و صنعت، چاپ اول ۱۳۸۱.
- [5] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran. 1996 "Thermal Design and Optimization" John Wiley & Sons, Inc.
- [6] Bellman R., Zadeh L.A. 1970. "Decision making in a fuzzy environment" management Sci; vol. 17, PP 141-164.
- [7] D. Eryener. 2006 "Thermoeconomic optimization of baffle spacing for shell and tube heat exchangers" Energy Conversion and Management, Vol 47, PP 1478–1489.
- [8] H. Najafi, B. Najafi, P. Hoseinpoori "Energy and cost optimization of a plate and fin heat exchanger using genetic algorithm" Applied Thermal Engineering, Vol 31, PP 1839-1847.

- [9] Hoseyn. Sayyaadi, Reza. Mehrabipour, 2012. "Efficiency enhancement of a gas turbine cycle using an optimized tubular recuperative heat exchanger", *Energy* (38), PP 362-375.
- [10] H. Peng, X. Ling. 2008, Optimal Design Approach for the Plate-Fin Heat Exchangers Using Neural Networks Cooperated with Genetic Algorithms, *Applied Thermal Engineering* (5-6), PP 642-650.
- [11] H. Sayyaadi, H.R. Aminian. 2010, "Design and optimization of a non-TEMA type tubular recuperative heat exchanger used in a regenerative gas turbine cycle" *Energy*, PP. 1647-1657.
- [12] J.M. Ponce, M. Serna, V. Rico, A. Jimenez. 2006, "Optimal Design of shell-and-tube heat exchangers using genetic algorithm" 16th European symposium on computer aided process engineering.
- [13] Manish Mishra, P.K. Das, Sunil Sarangi, 2009. "Second law based optimization of cross flow plate-fin heat exchanger design using genetic algorithm", *Journal of Applied Thermal Engineering* (29) 2983-2989.
- [14] M. Babaelahi, S. Sadri, H. Sayyaadi, 2014. "Multi-Objective Optimization of a Cross-Flow Plate Heat Exchanger Using Entropy Generation Minimization", *Chem. Eng. Technol.*
- [15] Rao R.V., Patel V.K. 2010, "Thermodynamic optimization of cross flow plate-fin heat exchanger using a Particle swarm optimization algorithm", *Int. J. of Thermal Science*. Vol 49. PP 1712-1721.
- [16] Rizk N. K., Mongia H. C. 1993, "Semi-analytical Correlations for NO_x, CO and UHC Emissions", *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 115, No. 3, pp. 612-619.
- [17] S. Sanaye, H. Hajabdollahi. 2010, "Multi-objective optimization of shell and tube heat exchangers" *Applied thermal engineering*, Vol 30, PP 1937-1945.
- [18] S. Sanaye, H. Hajabdollahi. 2009, "Thermal-economic multi-objective optimization of plate fin heat exchanger using genetic algorithm" *Applied energy*.
- [19] Y. Ozcelik. 2007, "Exergetic optimization of shell and tube heat exchangers using a genetic based algorithm" *Applied Thermal Engineering*, Vol 27, PP 1849-1856.
- [20] Y. Siahaya, 2009. "Thermoeconomic Analysis of Gas Turbine Power Plant (GE MS 6001B PLTG-PLN- Sektor Tello Makassar)" ISSN; 1411-6243: PP 141-150.