



بهینه‌سازی چند هدفه رکوپراتور میکروتوربین با استفاده از الگوریتم ژنتیک

پیمان مقصودی¹، پدram حنفی‌زاده^{2*}

1- کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، پردیس دانشکده‌های فنی، دانشگاه تهران، تهران

2- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، پردیس دانشکده‌های فنی، دانشگاه تهران، تهران

* تهران، 14395-515، hanafizadeh@ut.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 20 مهر 1394

پذیرش: 29 آبان 1394

ارائه در سایت: 28 آذر 1394

کلید واژگان:

رکوپراتور

میکروتوربین

الگوریتم ژنتیک

صفحه پره‌دار

پارتو

چکیده

در این مقاله رکوپراتور یک میکروتوربین 200 kW با در نظر گرفتن هزینه و کارایی به عنوان پارامترهای کلیدی، با الگوریتم ژنتیک چند هدفه بهینه‌سازی شده است. از روش ϵ -NTU برای تخمین کارایی و افت فشار استفاده شده است. هزینه کلی رکوپراتور شامل هزینه سرمایه‌گذاری، هزینه کارکرد و هزینه تعمیرات و نگهداری می‌باشد. مبدل حرارتی صفحه پره‌دار با پره نواری و آرایش جریان متقاطع و مخالف برای بهینه‌سازی انتخاب شده است. گام پره، ارتفاع پره، طول نوار، طول مسیر جریان سرد، طول مسیر بدون جریان و طول مسیر جریان گرم به عنوان شش پارامتر طراحی در نظر گرفته شده‌اند. الگوریتم ژنتیک با مرتب‌سازی نامغلوب² برای بیشینه کردن کارایی رکوپراتور و کمینه کردن هزینه کلی آن به عنوان توابع هدف استفاده شده است. جواب‌های بهینه‌سازی به صورت مجموعه‌ای از جواب‌های بهینه به نام منحنی پارتو ارائه شدند. نتایج، تضاد دو تابع هدف را به خوبی نشان می‌دهند، به عبارتی دیگر هر تغییر در پارامترهای هندسی که کارایی را افزایش دهد هزینه را هم افزایش می‌دهد و بالعکس. در انتها طرح‌های بهینه بدست آمده بر اساس مفهوم مرتب‌سازی نامغلوب با یکدیگر مقایسه شدند و طرح‌های بهینه نهایی بدست آمدند.

Multi-objective optimization for recuperator of microturbine using genetic algorithm

Peyman Maghsoudi, Pedram Hanafizadeh*

School of Mechanical Engineering, College of Engineering, University of Tehran

* P.O.B. 14395-515 Tehran, Iran hanafizadeh@ut.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 12 October 2015
Accepted 20 November 2015
Available Online 19 December 2015

Keywords:
Recuperator
Microturbine
Genetic Algorithm
Plate-Fin
Pareto

ABSTRACT

In this paper, multi objective genetic algorithm is applied to optimize one type of recuperator in a 200 kW microturbine by considering two key parameters such as recuperator efficiency and cost. ϵ -NTU method is selected for the recuperator efficiency and pressure drop calculation. The recuperator total cost consists of capital cost, operational cost and maintenance cost. A plate-fin heat exchanger with offset strip fin for counter and cross flow arrangements is chosen for optimization. Fin pitch, fin height, fin offset length, cold stream flow length, non-flow stream length and hot stream flow length are considered as six design parameters. NSGA-II (Non-dominated Sorting Genetic Algorithm) is conducted to maximize recuperator efficiency and minimize its total cost. Results of the optimization are presented as a set of designs, called 'Pareto-optimal solutions'. The results reveal the conflict between the two objective functions. It can be concluded that any change in the geometry of the recuperator increasing the efficiency also increases the total cost and vice versa. Finally, the optimal designs are compared together based on non-dominated sorting concept and the final optimal designs are obtained.

1- مقدمه

کردن هوای ورودی به محفظه احتراق و کاهش مصرف سوخت، بازده سیکل را تا 30% یا بیشتر افزایش می‌دهد. از طرفی دیگر هزینه رکوپراتور 25 تا 35 درصد هزینه کل سیکل می‌باشد [1]، بنابراین افزودن رکوپراتور به سیکل میکروتوربین گازی می‌بایست از نظر فنی و اقتصادی بهینه گردد تا بکارگیری آن قابل توجیه باشد. در شکل 1 سیکل میکروتوربین گازی به همراه رکوپراتور نشان داده شده است.

رکوپراتورها مورد استفاده در توربین‌های گازی کوچک از دیدگاه روش ساخت به سه دسته کلی تقسیم‌بندی می‌شوند: رکوپراتورهای

با توجه به بازار تولید انرژی پراکنده، یکی از مقرون به صرفه‌ترین راه‌حل‌ها برای تولید برق استفاده از سیستم‌های توربین گازی در مقیاس کوچک است که با عنوان‌های میکروتوربین (5 kW تا 200 kW) و مینی‌توربین (200 kW تا 500 kW) نامگذاری شده‌اند [1]. سیکل ساده میکروتوربین گازی از کمپرسور، محفظه احتراق و توربین تشکیل می‌شود که این اجزا برای تولید توان در مقیاس کوچک در کنار هم کار می‌کنند [2]. بازده این سیکل ساده حدود 20% یا کمتر می‌باشد. استفاده از بازیاب حرارتی به منظور پیش‌گرم

Please cite this article using:

P. Maghsoudi, P. Hanafizadeh, Multi-objective optimization for recuperator of microturbine using genetic algorithm, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 1, pp. 111-120, 2016 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

کمتر با استفاده از الگوریتم ژنتیک بهینه شدند. بهینه‌سازی‌های انجام گرفته در این تحقیق تک هدفه بودند. نتایج، ممتاز بودن الگوریتم ژنتیک و عملکرد بهتر سطوح اولیه عرضی کنگره‌دار را نشان می‌دهد. زی و همکاران بهینه سازی مبدل صفحه‌پرده‌دار با پره دندانهای در سمت گاز و پره مثلثی در سمت هوا را انجام دادند [9]. مشخصات هندسی پره مورد مطالعه در هر دو طرف مشخص بود. بهینه‌سازی آن‌ها تک هدفه و با توابع هدف هزینه و حجم، با و بدون قید افت فشار انجام شد. با در نظر گرفتن قید افت فشار به حجمی حدود 30% و قیمتی حدود 15% پایینتر رسیدند، اما بدون در نظر گرفتن قید افت فشار به حجمی حدود 49% و قیمتی حدود 16% پایینتر رسیدند.

نجفی و همکاران بهینه‌سازی چند هدفه مبدل صفحه‌پرده‌دار با پره دندانهای را انجام دادند [10]. توابع هدف آن‌ها هزینه سالیانه و نرخ انتقال حرارت بود. صنایع و حاج عبداللهی بهینه‌سازی چند هدفه مبدل صفحه‌پره‌دار با پره دندانهای را انجام دادند [11]. بهینه‌سازی صورت گرفته چندهدفه بوده و به کمک الگوریتم ژنتیک با رتبه‌بندی نامغلوب 2 انجام شد. توابع هدف آن‌ها هزینه سالیانه و کارایی مبدل بود. زارع و همکاران بهینه‌سازی تک‌هدفه مبدل صفحه‌پرده‌دار با پره نواری را انجام دادند [12]. توابع هدف آن‌ها سطح انتقال حرارت و افت فشار کلی بود.

در مقاله حاضر رکوپراتور یک میکروتوربین 200 kW از نظر فنی و اقتصادی بهینه‌سازی شده است. رکوپراتور انتخاب شده یک مبدل صفحه‌پرده‌دار با پره نواری به همراه دو آرایش جریان متقاطع و مخالف می‌باشد. کارایی رکوپراتور و هزینه آن به عنوان توابع هدف بهینه‌سازی در نظر گرفته شده است که به کمک الگوریتم ژنتیک با رتبه‌بندی نامغلوب 2 بهینه شده‌اند. در کارهای پیشین ذکر شده، کارایی رکوپراتور به عنوان تابع هدف برای بهینه‌سازی رکوپراتور موجود در میکروتوربین انتخاب نشده است و در این کارها مقدار کارایی ثابت فرض شد. اما در این تحقیق کارایی رکوپراتور به عنوان یکی از توابع هدف بهینه‌سازی در نظر گرفته شده است. با توجه به اینکه رکوپراتور یکی از اجزای سیکل میکروتوربین می‌باشد و کارایی آن به عنوان یکی از توابع هدف در نظر گرفته شده است، برای طراحی بهینه مبدل می‌بایست معادله انرژی در محفظه احتراق حل شود. استفاده از الگوریتم ژنتیک چند هدفه برای بهینه‌سازی رکوپراتور میکروتوربین از دیگر تفاوت‌های کار حاضر با سایر کارها می‌باشد. بهینه‌سازی همزمان هزینه و کارایی از موارد دیگری هست که در کارهای پیشین مربوط به بهینه‌سازی رکوپراتور میکروتوربین، مشاهده نشده است.

2- مدلسازی حرارتی سیالاتی

در این بخش مدلسازی حرارتی و سیالاتی به همراه فرمول‌های اصلی برای

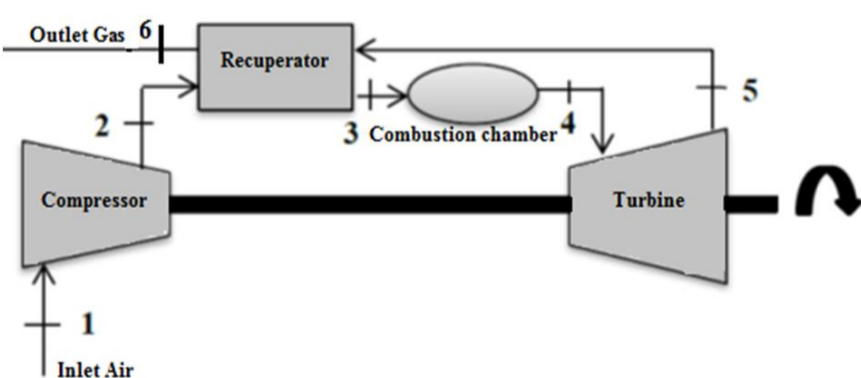


Fig. 1 Schematic of recuperated microturbine cycle

شکل 1 طرح کلی از سیکل میکروتوربین به همراه رکوپراتور

لوله‌ای¹، پره صفحه‌ای² و رکوپراتورهای با سطح اصلی³ [3]. رکوپراتورهای لوله‌ای دارای حجم و وزن بالایی (و در نتیجه قیمت بالاتری) نسبت به انواع رکوپراتورهای امروزی می‌باشند و در میکروتوربین‌ها کاربرد ندارند. رکوپراتورهای پره صفحه‌ای و سطوح اصلی از انواع رکوپراتورهای پرکاربرد در میکروتوربین‌ها می‌باشند [4]. رکوپراتورهای پره صفحه‌ای بر اساس پره استفاده شده شامل انواع مختلفی می‌باشند. پره‌های ساده و مستقیم (مثلثی و مستطیلی)، ساده و موجی (موج در جهت جریان)، پره‌های منقطع (نواری و کرکره‌ای)، سوراخ‌دار و سوزنی، انواع پره‌های موجود در رکوپراتورهای صفحه‌پرده‌دار می‌باشند [5].

پره نواری بطور گسترده در مبدل‌های حرارتی صفحه‌پرده‌دار با عملکرد بالا استفاده می‌شود. این نوع پره سطوح منقطع را شامل می‌شود، که ممکن است بصورت مجموعه‌ای از پره‌های ساده در نظر گرفته شوند که در جهت عمود بر جریان در فواصل منظم قطع می‌شوند، هر بخش بصورت جانبی با نصف فاصله پره جابه‌جا می‌شود. طول نوارها بطور معمول بین 3mm تا 6mm است و عدد رینولدز بر اساس طول نوار، بسیار کوچک می‌باشد که رژیم جریان آرام را برای همیشه ایجاد می‌کند. لایه مرزی جریان آرام بر طول کوتاه نوار رشد می‌کند و سپس در منطقه بعد از آن، در میان نوارهای پی‌درپی پراکنده می‌شود. انقطاع سطوح، با دو مکانیزم، انتقال حرارت را افزایش می‌دهد. اول اینکه، با انقطاع‌های پی‌درپی از رشد پیوسته لایه مرزی جلوگیری به عمل می‌آورد. لایه مرزی نازک، مقاومت گرمایی کمتری را نسبت به انواع پره پیوسته، ارائه می‌دهد. بالاتر از یک عدد رینولدز بحرانی، سطوح منقطع یک مکانیزم اضافی دیگری برای افزایش انتقال حرارت ارائه می‌دهند. نوسانات در میدان جریان به شکل گردابه‌ها از لبه پشتی خطوط پره‌های منقطع جاری می‌شود، که انتقال حرارت محلی را با آوردن پیوسته سیال تازه به سطوح انتقال حرارت، افزایش می‌دهد. از طرفی دیگر افزایش سطح انتقال حرارت، میزان انتقال گرما را افزایش می‌دهد و عملکرد حرارتی این‌گونه پره‌ها را افزایش می‌دهد [6].

در سال‌های اخیر کارهای مختلفی بر روی مشخصات ترموهیدرولیکی رکوپراتورهای صفحه‌پرده‌دار و بهینه‌سازی آن‌ها انجام شد. منگلیک و برگلز روابطی را برای ضریب کولبرن و فاکتور اصطکاکی پره‌های نواری ارائه کردند [7]. از مزایای روابط ارائه شده این است که نیاز به توصیف رژیم جریان (آرام، گذرا و درهم) برای یک شرایط عملکرد خاص نمی‌باشد و از این‌رو در کاربردهای علمی مفید می‌باشد. تراورسا و ماساردو هم روش جدیدی را برای بهینه‌سازی رکوپراتورهای مورد استفاده در میکروتوربین‌ها از نقطه‌نظر فنی و اقتصادی ارائه کردند [4]. روش ارائه شده در قالب نرم‌افزاری به نام CHOPE⁴ می‌باشد و شامل دو نوع از مبدل‌ها (رکوپراتورهای پره صفحه‌ای و سطوح اصلی) که بیشترین کاربرد را در میکروتوربین دارند، می‌شود. بهینه‌سازی انجام گرفته چند هدفه بوده و در آن توابع هدف به کمک ضرایب وزنی به یک تابع تبدیل شدند. فشردگی سطوح، افت فشار و هزینه، توابع هدف آن‌ها بودند.

کیوونگ و همکاران بهینه‌سازی سطوح اولیه رکوپراتور میکروتوربین را به کمک الگوریتم ژنتیک انجام دادند [8]. در این مقاله دو نوع از سطوح اولیه (سطوح اولیه عرضی کنگره‌ای و سطوح اولیه عرضی موجدار) مربوط به یک میکروتوربین 100 kW برای رسیدن به فشردگی بیشتر و حجم و وزن

- 1- Tubular
- 2- Plate-fin
- 3- Primary surface
- 4- Compact heat exchanger optimization and performance evaluation

ابتدا به کمک دبی جرمی، شار جرمی و عدد رینولدز از روابط (1) و (2) بدست می‌آید.

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{\min, \text{flow}}} \quad (1)$$

$$Re = \frac{GD_h}{\mu} \quad (2)$$

برای ارزیابی ضریب کولبرن و فاکتور اصطکاکی پره‌های نواری روابط زیادی موجود است. در این تحقیق از معادلات (3) و (4) که توسط منگلیک و برگلز ارائه شده‌اند، استفاده شده است. فاکتور اصطکاک و ضریب انتقال حرارت از معادلات (3) و (4) بدست می‌آیند [7].

$$f = 9.6243Re^{-0.7422}\alpha^{-0.1856}\delta^{0.3053}\gamma^{-0.2659} \times [1 + 7.669 \times 10^{-8}Re^{4.429}\alpha^{0.92}\delta^{3.767}\gamma^{0.236}]^{0.1} \quad (3)$$

$$j = 0.6522Re^{-0.5403}\alpha^{-0.1541}\delta^{0.1499}\gamma^{-0.0678} \times [1 + 5.269 + 10^{-5}Re^{1.34}\alpha^{0.504}\delta^{0.456}\gamma^{-1.055}]^{0.1} \quad (4)$$

در روابط (3) و (4) $\gamma = t/s$, $\delta = t/x$, $\alpha = s/b$ می‌باشند. در این روابط $0.041 < \gamma < 0.121$, $0.012 < \delta < 0.048$, $0.134 < \alpha < 0.997$ و $120 < Re < 10^4$ می‌باشد.

روابط ارائه شده برای ضریب کولبرن و فاکتور اصطکاک، دقت 20% با نتایج آزمایشی در رژیم‌های جریان آرام، گذرا و آشفته دارند.

ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی از معادلات (5) و (6) بدست می‌آید.

$$St = \frac{j}{Pr^{1/3}} \quad (5)$$

$$h = GCpSt \quad (6)$$

با مشخص شدن ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی راندمان پره‌ها و ضریب انتقال حرارت کلی را می‌توان بدست آورد.

$$L = 0.5b - t \quad (7)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h}{k_{\text{fluid}}t}} \quad (8)$$

$$\eta_{\text{fin}} = \frac{\text{tgh}(mL)}{mL} \quad (9)$$

$$\eta_s = 1 - \frac{A_{\text{fin}}}{A} (1 - \eta_{\text{fin}}) \quad (10)$$

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_c \eta_{s,c} A_c} + \frac{1}{h_h \eta_{s,h} A_h} + \frac{a}{A_w k_w} + \frac{R_{f,c}}{A_c} + \frac{R_{f,h}}{A_h}} \quad (11)$$

کارایی رکوپراتور از معادلات زیر بدست می‌آید. رابطه (14) کارایی مبدل حرارتی با جریان متقاطع را می‌دهد. برای مبدل حرارتی با جریان مخالف مقدار کارایی از رابطه (15) بدست می‌آید [5].

$$NTU = \frac{UA}{c_{\min}}, \quad c_{\min} = \min\{\dot{m}_c c_{p,c}, \dot{m}_h c_{p,h}\} \quad (12)$$

$$c^* = \frac{c_{\min}}{c_{\max}}, \quad c_{\max} = \max\{\dot{m}_c c_{p,c}, \dot{m}_h c_{p,h}\} \quad (13)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{c^*}\right) NTU^{0.22} \{\exp(-c^* NTU^{0.78}) - 1\}\right] \quad (14)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c^*)]}{1 - c^* \exp[-NTU(1 - c^*)]} \quad (15)$$

به کمک کارایی بدست آمده، دماهای خروجی رکوپراتور بدست می‌آیند و سپس به کمک معادله انرژی در محفظه احتراق، دبی سوخت مصرفی بدست می‌آید. معادله انرژی در محفظه احتراق بصورت (16) می‌باشد [13].

$$\dot{m}_a c_{p,a} (T_{0,a} - T_0) + \dot{m}_{\text{fuel}} \text{LHV} = \dot{m}_g c_{p,g} (T_{\text{TIT}} - T_0) \quad (16)$$

حال افت فشار رکوپراتور را حساب می‌کنیم. افت فشار در مبدل حرارتی از رابطه (17) بدست می‌آید [5].

طراحی مبدل آورده شده است.

در شکل‌های 2 و 3 مبدل صفحه پره‌دار با جریان متقاطع و هندسه پره نواری نشان داده شده است.

با توجه به اینکه کارایی رکوپراتور یکی از توابع هدف مسئله بهینه‌سازی است، برای طراحی مبدل می‌بایست مسئله دسته‌بندی¹ حل شود. برای حل مسئله دسته‌بندی دبی‌های جرمی، فشارهای ورودی و دماهای ورودی باید معلوم باشند. از طرفی چون رکوپراتور یک جزء از میکروتوربین می‌باشد تغییر هر یک از پارامترهای رکوپراتور روی سیکل اثر می‌گذارد و می‌بایست لحاظ گردند. برای بررسی این موضوع در ادامه چند نکته ضروری را ذکر می‌کنیم.

الف) با تغییر کارایی رکوپراتور، دبی سوخت مصرفی تغییر می‌کند. بنابراین با محاسبه کارایی رکوپراتور، دبی جرمی سوخت در هر مرحله می‌بایست اصلاح شود که این مسئله با نوشتن معادله انرژی در محفظه احتراق انجام شده است.

ب) تغییر فشار در قسمت سیال سرد رکوپراتور، باعث تغییر فشار ورودی سیال گرم رکوپراتور می‌شود که با نوشتن افت فشار اجزا مختلف سیکل می‌بایست اصلاح شود.

مشخصات هندسی پره (سطح انتقال حرارت، سطح جریان و غیره) در مرجع [5] آورده شده است که در اینجا از آوردن آن‌ها خودداری شده است.

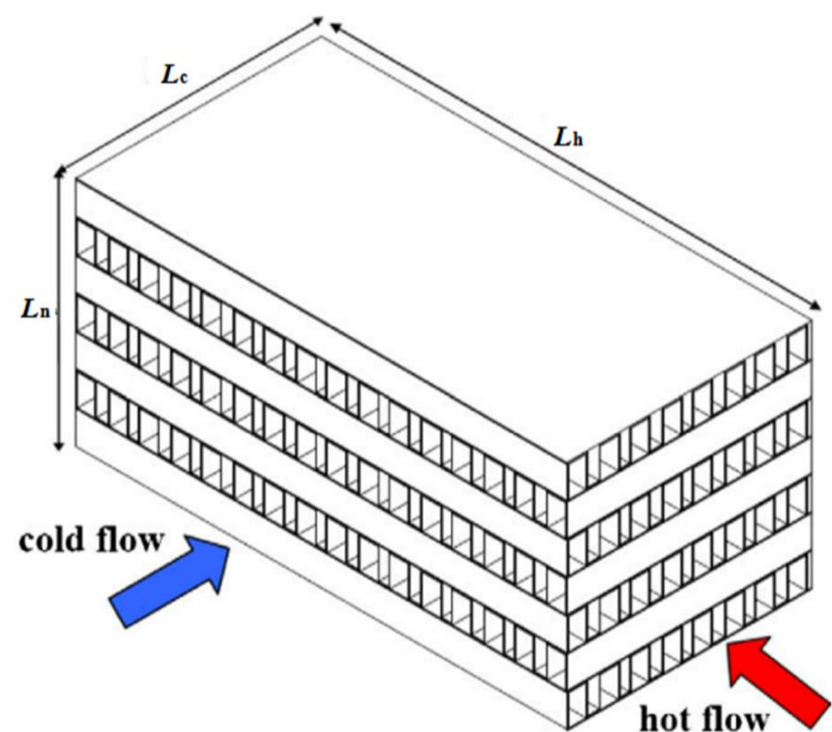


Fig. 2 Plate-fin heat exchanger with cross-flow arrangement [11]

شکل 2 مبدل صفحه پره‌دار با جریان متقاطع [11]

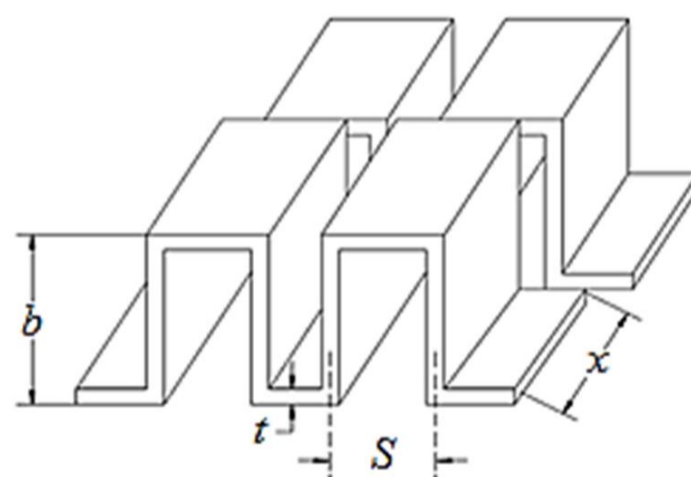


Fig. 3 Definition of geometrical parameters for offset strip fin [11]

شکل 3 مشخصات هندسی پره نواری [11]

به کمک مقدار حرارت گرفته شده از گاز خروجی و روابط (25) و (26) می‌توان سود ناشی از کاهش مصرف سوخت در سال اول را بدست آورد [11].

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{Q}{LHV} \quad (25)$$

$$c_{f,A} = 3600 \dot{m}_{fuel} k_{fuel} \tau \quad (26)$$

سود بدست آمده برای مبنای ارزش فعلی سرمایه بصورت رابطه (27) بدست می‌آید:

$$c_{f,p} = c_{f,A} \left(\frac{1 - (1 + f^*)^n (1 + i)^{-n}}{i - f^*} \right) \quad (27)$$

ارزش فعلی سرمایه¹ که برای مقایسه طرح‌های بهینه در قسمت نتایج استفاده می‌شود از جمع جبری هزینه‌های خرج شده در زمان حاضر با سود بدست آمده در زمان حاضر بدست می‌آید [16].

$$NPV = c_{f,p} - (c_{ope,p} + c_{Maintenance,p} + c_{Capital,p}) \quad (28)$$

4- بهینه‌سازی

4-1- بهینه‌سازی چند هدفه

صورت استاندارد مسائل بهینه‌سازی چند هدفه را می‌توان بصورت زیر بیان کرد [17]:

یافتن بردار طراحی $X = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T$ به نحوی که بردار هدف $[f_1(x), f_2(x), \dots, f_m(x)]^T$ را با توجه به قیود زیر بهینه کند. k قید مساوی به صورت

$$g_i(x) = 0, \quad \forall i = 1, 2, \dots, k \quad (29)$$

و M قید نامساوی به صورت

$$h_j(x) \leq 0 \quad \forall j = 1, 2, \dots, M \quad (30)$$

4-2- بهینه‌سازی چند هدفه با الگوریتم ژنتیک

الگوریتم ژنتیک با یک جمعیت اولیه که کاملاً تصادفی است و بر اساس تابع هدف تعیین شده برای مسئله ارزیابی می‌گردد، یک جستجوی سرتاسری را آغاز می‌کند و سپس با ترکیب معیارهای انتخاب، همگذری و جهش از نقاط اکسترمم محلی، جهت یافتن بهترین جواب استفاده می‌کند. مسئله بهینه‌سازی چند هدفه شامل ماکزیمم یا مینیمم کردن همزمان چند تابع هدف با تعدادی قیود تساوی و غیرتساوی می‌باشد. الگوریتم ژنتیک چند هدفه مورد مطالعه، الگوریتم ژنتیک با رتبه‌بندی نامغلوب² می‌باشد. تفاوت این الگوریتم با الگوریتم ژنتیک تک‌هدفه، دو مرحله‌ی اعمال روش مرتب-سازی نامغلوب و محاسبه پارامتر کنترلی فاصله جمعیت می‌باشد که در ادامه بطور مختصر توضیح داده شده‌اند. در شکل 4 فلوچارت مربوط به الگوریتم ژنتیک با رتبه‌بندی نامغلوب² آورده شده است.

4-2-1- مرتب‌سازی نامغلوب

بدون از دست دادن کلیت قضیه، یک مسئله کمینه‌سازی را که دارای دو متغیر تصمیم‌گیری A و B است، در نظر می‌گیریم. طبق تعریف A بر B غلبه دارد در صورتی که:

$$\begin{cases} f_i(A) \leq f_i(B) & \text{برای تمامی توابع هدفها} \\ f_i(A) < f_i(B) & \text{برای حداقل یک تابع هدف} \end{cases} \quad (31)$$

با این تعریف، به بردار یا بردارهای ورودی که هیچ بردار ورودی دیگری

$$\frac{\Delta P}{P_i} = \frac{4G^2 \vartheta_m f L_c}{2D_h P_i} + \frac{G^2}{2\rho_i P_i} \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) + \frac{G^2}{2\rho_i P_i} (1 - \sigma + K_c) + \frac{G^2}{2\rho_o P_i} (1 - \sigma + K_e) \quad (17)$$

در رابطه (17) میانگین حجم مخصوص سیال در ورود و خروج می‌باشد. همچنین σ نسبت سطح آزاد جریان به سطح جلویی جریان می‌باشد.

3- تخمین قیمت و ارائه معیار اقتصادی برای مقایسه طرح‌ها

یک مبدل حرارتی از لحاظ اقتصادی هزینه‌های مختلفی را شامل می‌شود. هزینه سرمایه‌گذاری (هزینه ساخت مبدل)، هزینه تعمیرات و نگهداری و هزینه کارکرد (هزینه برق مصرفی توسط کمپرسور برای جبران افت فشار) از مهم‌ترین هزینه‌های موجود می‌باشند.

از روش ESDU برای تخمین هزینه تجهیزات استفاده شده است [14]. در این روش C قیمت مبدل حرارتی بر واحد $Q/\Delta T_m$ می‌باشد. Q نرخ انتقال حرارت بوده و ΔT_m دمای تصحیح شده می‌باشد. مقادیر C در جدولی برای انواع مختلف مبدل‌های حرارتی موجود است. با توجه به معلوم بودن تعداد واحدهای انتقال و مشخص بودن سیال حداقل، مقدار $Q/\Delta T_m$ از رابطه (18) و (19) بدست می‌آید.

$$\frac{Q}{\Delta T_m} = c_{min} NTU \quad (18)$$

$$c_{purchase} = C \left(\frac{Q}{\Delta T_m} \right) \quad (19)$$

با توجه به نداشتن اطلاعات مناسب برای تخمین هزینه سرمایه‌گذاری، از ضرایب ساده موجود در مرجع [15] استفاده شده است. هزینه سرمایه‌گذاری را به صورت ضریبی از هزینه تجهیزات در نظر می‌گیریم.

$$c_{Capital,p} = 1.47 c_{purchase} \quad (20)$$

هزینه تعمیرات و نگهداری را معمولاً درصدی از هزینه تجهیزات می‌گیرند که در اینجا 0.03 فرض شده است.

$$c_{Maintenance,p} = 0.03 c_{purchase} \quad (21)$$

هزینه برق مصرفی توسط کمپرسور در سال اول بصورت زیر بدست می‌آید [11].

$$c_{ope,A} = (k_{el} \tau \frac{\Delta PV_t}{\eta_{comp}})_c + (k_{el} \tau \frac{\Delta PV_t}{\eta_{comp}})_h \quad (22)$$

برای یک تابع هدف مناسب از نظر اقتصادی، می‌بایست با در نظر گرفتن نرخ بهره و نرخ تورم، تمامی هزینه‌ها فوق را یکسان‌سازی کرد تا قابلیت جمع جبری با یکدیگر را داشته باشند. برای این کار سه گزینه‌ی ارزش فعلی، ارزش سالیانه یکنواخت و ارزش آینده وجود دارد که در اینجا همه هزینه‌ها بر حسب ارزش فعلی محاسبه شدند. بنابراین می‌بایست هزینه سالیانه برق مصرفی و سود بدست آمده از صرفه‌جویی سوخت را به ارزش فعلی تبدیل کرد. با توجه به افزایش سالیانه قیمت سوخت و برق (نرخ تورم) از مباحث تبدیل هزینه سالیانه (با تصاعد هندسی) به هزینه فعلی در اقتصاد مهندسی داریم [16].

$$c_{ope,p} = c_{ope,A} \left(\frac{1 - (1 + f^*)^n (1 + i)^{-n}}{i - f^*} \right) \quad (23)$$

حال هزینه‌های فوق را با یکدیگر جمع می‌کنیم تا هزینه کلی مصرف شده برای رکوپراتور بدست آید.

$$Cost = c_{ope,p} + c_{Maintenance,p} + c_{Capital,p} \quad (24)$$

سود بدست آمده از این مبدل، ناشی از کاهش مصرف سوخت می‌باشد.

1- Net present value

5- توابع هدف، پارامترهای طراحی و قیود

در این تحقیق، کارایی رکوپراتور برای حداکثر شدن و هزینه مصرفی برای حداقل شدن به عنوان توابع هدف در نظر گرفته شده‌اند. گام پره، فاصله بین صفحات (ارتفاع پره)، طول نوار، طول مسیر سیال سرد، طول مسیر سیال گرم و طول مسیر بدون جریان به عنوان پارامترهای طراحی در نظر گرفته شده‌اند. در جدول 1 محدوده تغییر پارامترهای طراحی آورده شده است.

قیود موجود در مسئله شامل قیود موجود در روابط مربوط به فاکتور اصطکاک و ضریب انتقال حرارت، قید عدد رینولدز، قید افت فشار و قید کارایی می‌شود. با توجه به اینکه در مبدل‌های حرارتی فشرده عدد رینولدز می‌بایست بین 500 تا 1500 باشد [18]، این قید برای عدد رینولدز لحاظ شده است. از آنجا که فشار گاز خروجی از سیکل توربین گاز نمی‌تواند کمتر از فشار اتمسفر باشد می‌بایست مجموع افت فشارها طوری باشد که فشار خروجی از رکوپراتور، حداقل به اندازه فشار اتمسفر باشد. قید آخر مسئله مورد بررسی، قید کارایی مبدل می‌باشد که به انتخاب طراح، حد پایین آن 70 درصد فرض شده است. بیشتر قیود بصورت تابع جریمه به توابع هدف اضافه شدند. مقدار حداکثری 10^{-6} برای میانگین تغییرات در گسترش نقاط پارتو⁴ به عنوان معیار توقف بهینه‌سازی لحاظ گردید.

6- نمونه موردی

بهینه‌سازی صورت گرفته در این مقاله مربوط به رکوپراتور یک میکروتوربین 200 kW می‌باشد. برخی از داده‌های سیکل میکروتوربین در جدول 2 آورده شده‌اند. بعضی از این داده‌ها از کاتالوگ مربوط به میکروتوربین 200 kW کپستون⁵ گرفته شده است [19] و بعضی دیگر فرضیات در نظر گرفته شده توسط نویسندگان است [13] و [20]. سایر اطلاعات مربوط به سیکل، از تحلیل ترمودینامیکی آن در نرم‌افزار ترموفلکس بدست آمدند. دمای مرجع برای حل معادله انرژی در محفظه احتراق 298.15 درجه کلوین در نظر گرفته شده است. سوخت در نظر گرفته شده برای احتراق دیزل مایع می‌باشد. اطلاعات اقتصادی در جدول 3 آورده شده است. برخی از این اطلاعات نظیر قیمت برق مربوط به شرایط اقتصادی ایران می‌باشد و برخی دیگر اطلاعات فرض شده در این مسئله می‌باشد [10].

ماده انتخاب شده برای رکوپراتور (پره و صفحات) با توجه به دمای گاز داغ ورودی به رکوپراتور انتخاب شده‌اند. در این تحقیق سوپر فولاد ضدزنگ 347 به عنوان مواد رکوپراتور در نظر گرفته شده است [21]. خواص سیالات و جامدات بصورت تابعی از دما در نظر گرفته شده‌اند. ضخامت صفحات جدا کننده و ضخامت پره به ترتیب 0.2 mm و 0.1 mm انتخاب شده‌اند. ضرایب رسوب مجاز از مرجع [22] گرفته شده‌اند. برای ضرایب افت فشار در

جدول 1 محدوده تغییر پارامترهای طراحی

Table 1 Range of design parameters

کمیت‌ها	کران پایین	کران بالا
گام پره (m)	10^{-3}	3×10^{-3}
ارتفاع پره (m)	2×10^{-3}	10×10^{-3}
طول نوار (m)	3×10^{-3}	6×10^{-3}
طول مسیر سیال سرد (m)	0.1	1
طول مسیر سیال گرم (m)	0.1	1
طول مسیر بدون جریان (m)	0.1	1

4- Average change in the spread of Pareto

5- Capstone

بر آن‌ها غلبه نداشته باشد، بردار ورودی غلبه نشده¹ گفته می‌شود. مجموعه بردارهایی (بردارهای شامل متغیرهای طراحی) که همگی غلبه نشده باشند جبهه بهینه پارتو² نامیده می‌شوند. بنابراین جواب‌های بهینه در یک مسئله بهینه‌سازی چند هدفه، مجموعه جواب‌های غلبه نشده می‌باشند. اگر با دید ریاضی به قضیه نگریسته شود الگوریتم بهینه‌سازی باید با رسیدن به اولین نقطه بهینه پارتو متوقف گردد؛ اما از آنجا که مناسب بودن جواب به دست آمده بستگی به فاکتورهای مختلفی نظیر انتخاب طراح برای شرایط مختلف دارد، معمولاً به دست آوردن مجموعه نقاط بهینه پارتو مطلوب و به عنوان هدف در حل مسائل بهینه‌سازی چند هدفه قرار می‌گیرد.

4-2-2- فاصله ازدحام³

برای تخمین پراکندگی جواب‌ها حول یک نقطه (جواب) خاص از جمعیت، فاصله میانگین دو نقطه در دو طرف آن نقطه خاص در راستای هریک از توابع هدف در نظر گرفته می‌شود. مقدار فاصله ازدحامی در نقطه i ، برابر است با اندازه بزرگترین مکعب دربرگیرنده نقطه i که هیچ نقطه دیگری از جمعیت در آن قرار نداشته باشد. نکته مهم اینکه این فاصله برای اعضای جمعیت هر جبهه بطور جداگانه محاسبه می‌شود و مقایسه بین فاصله‌ها نیز تنها بین اعضای جبهه‌ها، بطور جداگانه انجام می‌شود.

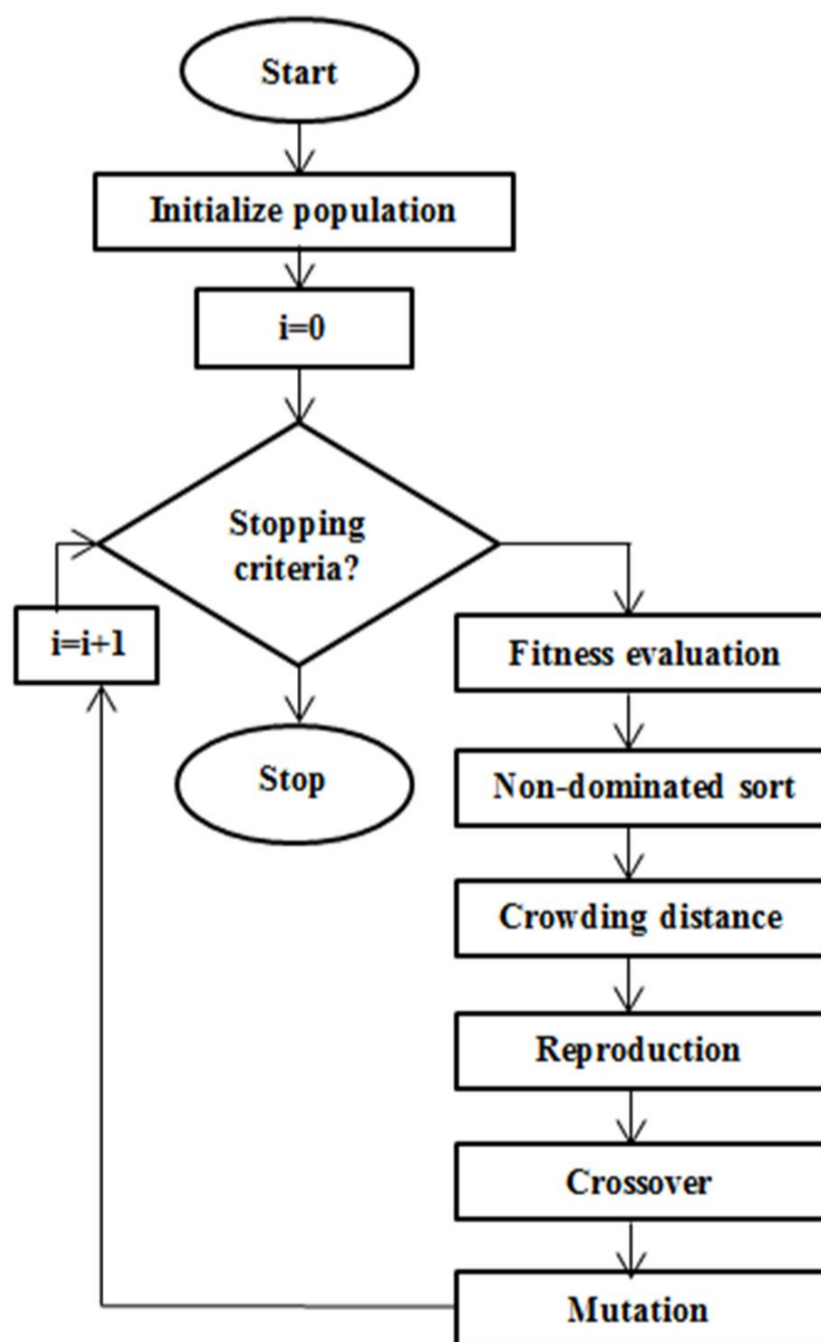


Fig. 4 Flowchart of NSGA-II

شکل 4 فلوچارت الگوریتم ژنتیک با رتبه‌بندی نامغلوب²

1- Non-dominated

2- Pareto-optimal front

3- Crowding Distance

جدول 2 شرایط کارکرد رکوپراتور و میکروتوربین

Table 2 Recuperator and microturbine operation conditions

مقادیر	کمیت‌ها
496.95	دمای سیال سرد ورودی به رکوپراتور (K)
1009.65	دمای سیال گرم ورودی به رکوپراتور (K)
404.1	فشار سیال سرد ورودی به رکوپراتور (kPa)
1.286	دبی جرمی سیال سرد (kg/s)
1039.1	دمای ورودی توربین (K)
42557	ارزش حرارتی پایین سوخت (kJ/kg)
4	نسبت فشار کمپرسور
3.65	نسبت فشار توربین
4	افت فشار محفظه احتراق (%)

جدول 3 داده‌های اقتصادی برای نمونه موردی

Table 3 Economic data for case study

مقادیر	کمیت‌ها
10	i (%)
20	f^* (%)
0.14	k_{fuel} (\$/kg)
10	n (year)
0.7587	η_{comp}
0.000125	k_{el} (\$/kWh)
6000	τ (hour)

ورود و خروج منحنی‌های مناسبی به کمک نرم‌افزارهای گراف دیجیتایزر¹ و متلب برآزش شده است.

7- اعتبارسنجی و نتایج

1-1- اعتبارسنجی مدل

برای اعتبارسنجی نتایج مدل، می‌بایست کد نوشته شده برای طراحی ترموهیدرولیکی رکوپراتور صحت‌سنجی شود و برای این منظور مسئله حل شده در مرجع [5] انتخاب شده است. نتایج صحت‌سنجی در جدول 4 آورده شده است که دقت بالا کد نوشته برای طراحی مبدل را تایید می‌کند.

2-2- نتایج برای رکوپراتور با جریان متقاطع

1-2-2- نتایج بهینه‌سازی

در بهینه‌سازی چند هدفه به کمک الگوریتم ژنتیک، جواب نهایی به صورت مجموعه‌ای از جواب‌های بهینه می‌باشد که به منحنی بهینه پارتو معروف است، این نمودار برای رکوپراتور با آرایش جریان متقاطع در شکل 5 نشان داده شده است. محور افقی معکوس کارایی است و محور عمودی هزینه مصرفی کل بر اساس ارزش فعلی هزینه‌ها می‌باشد. با دقت در منحنی ذکر شده تضاد دو تابع به وضوح مشخص می‌باشد، بدین معنی که هر تغییر که باعث افزایش کارایی رکوپراتور شود، افزایش هزینه را به همراه دارد و بر عکس. بنابراین بهینه‌سازی چند هدفه با انتخاب توابع هدف مناسب برای این مسئله صورت گرفت. نکته دیگری که راجع به نقاط منحنی بهینه پارتو می‌توان گفت این است که تمامی این نقاط غیرمغلوب هستند و هیچ برتری نسبت به یکدیگر ندارند. نقاطی که با حروف الفبا انگلیسی در شکل مشخص شده‌اند جواب‌های بهینه نهایی هستند، این جواب‌ها قیده‌های مسئله را بطور کامل ارضا می‌کنند (قیود مسئله با افزودن توابع جریمه به توابع هدف اعمال

شدند). علت اینکه نقاط سمت راست منحنی قیود مسئله را ارضا می‌کنند این است که در سمت راست نمودار، کارایی کمتر بوده و در نتیجه افت فشار رکوپراتور کمتر می‌باشد و این باعث می‌شود قید مربوط به افت فشار برقرار باشد.

مشخصات هندسی رکوپراتورهای بهینه (طرح‌های A و B) در جدول 5 آورده شده است. در جدول 6 مشخصات ترموهیدرولیکی و اقتصادی هر یک از طرح‌های بهینه آورده شده است. لازم به ذکر است که انتخاب هر یک از این طرح‌ها بستگی به نظر طراح دارد.

7-2-2- مقایسه فنی و اقتصادی طرح‌های بهینه

برای مقایسه فنی و اقتصادی طرح‌های بدست آمده از دو معیار زیر استفاده شده است.

الف) بازده سیکل: برای مقایسه فنی طرح‌های بدست آمده بازده سیکل به عنوان مبنای مقایسه انتخاب شده است و هر چه طرحی بازده سیکل بیشتری داشته باشد از نظر فنی مطلوب‌تر است.

ب) ارزش فعلی هزینه‌ها: برای مقایسه اقتصادی طرح‌های بدست آمده ارزش فعلی هزینه‌ها مبنای مقایسه قرار داده شده است. در یک پروژه مطلوب از نظر اقتصادی می‌بایست مقدار ارزش فعلی هزینه‌ها مثبت باشد و هر چه این مقدار مثبت بیشتر باشد، پروژه از نظر اقتصادی بهتر هست.

مقادیر بدست آمده برای بازده سیکل و ارزش فعلی هزینه‌ها در جدول 7 آورده شده است. نتایج نشان می‌دهد که طرح B از نظر فنی و اقتصادی بهتر است. زیرا از نظر فنی که بازده آن بیشتر است و از نظر اقتصادی نیز ارزش فعلی هزینه‌ها آن بیشتر است. حال اگر بخواهیم طرح‌ها را از نظر کارایی رکوپراتور با هم مقایسه کنیم، به این نتیجه می‌رسیم که طرح B کارایی بیشتری دارد همانطور که بازده و ارزش فعلی هزینه بیشتری دارد. برای توضیح بیشتر این مطلب می‌توان گفت که بازده سیکل و ارزش فعلی هزینه‌ها تابعی از افت فشار و کارایی رکوپراتور هستند. افت فشار با کاهش کار

جدول 4 اعتبارسنجی کد نوشته شده برای طراحی مبدل

Table 4 Modeling verification results

کمیت‌ها	مقادیر مرجع	مقادیر کد	خطای نسبی (%)
کارایی	0.8381	0.8263	1.41
افت فشار سیال سرد (kPa)	8.757	8.237	5.94
افت فشار سیال گرم (kPa)	9.05	8.503	6.04

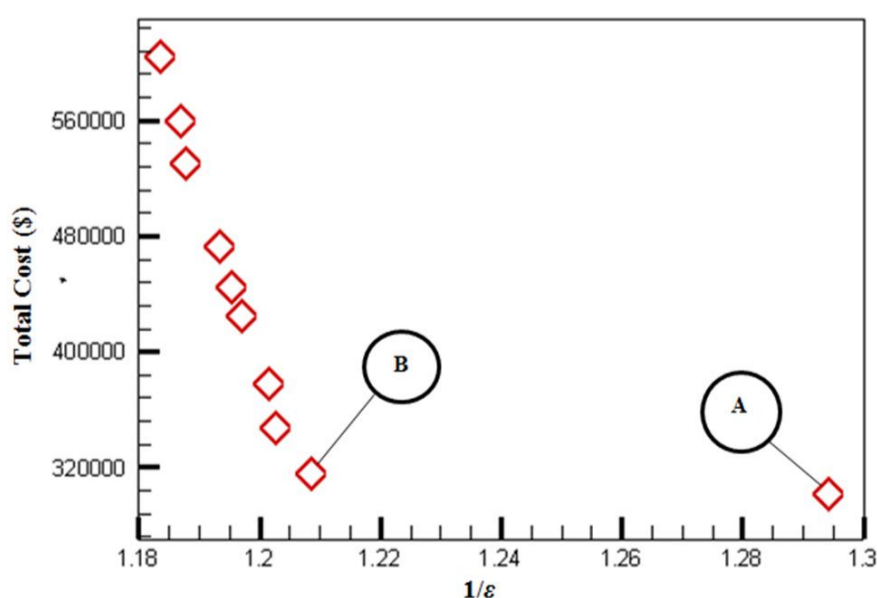


Fig. 5 Pareto-optimal front for recuperator with cross-flow arrangement
شکل 5 منحنی بهینه پارتو برای رکوپراتور با جریان متقاطع

7-3- نتایج برای رکوپراتور با جریان مخالف

7-3-1- نتایج بهینه‌سازی

نمودار پارتو بدست آمده برای رکوپراتور با جریان مخالف در شکل 6 نشان داده شده است. در این نمودار، محور افقی معکوس کارایی است و محور عمودی هزینه مصرفی کل بر اساس ارزش فعلی هزینه‌ها می‌باشد. این نمودار نیز به وضوح تضاد دو تابع هدف انتخاب شده را نشان می‌دهد. با دقت در نمودار می‌توان فهمید که تمامی نقاط غیرمغلوب می‌باشد. طرح‌های بهینه نهایی که قیدها را ارضا می‌کنند با حروف الفبای انگلیسی مشخص شده‌اند.

مشخصات هندسی رکوپراتورهای بهینه (طرح‌های C و D) در جدول 8 آورده شده است. در جدول 9 مشخصات ترموهیدرولیکی و اقتصادی هر یک از طرح‌های بهینه آورده شده است. لازم به ذکر است که انتخاب هر یک از این طرح‌ها بستگی به نظر طراح دارد.

7-3-2- مقایسه فنی و اقتصادی طرح‌های بهینه

برای مقایسه فنی و اقتصادی طرح‌های C و D مانند آنچه برای جریان متقاطع گفته شد، عمل شده است.

مقادیر بازده سیکل و ارزش فعلی هزینه‌ها برای رکوپراتور با جریان مخالف در جدول 10 آورده شده است.

با دقت در جدول 10 به راحتی می‌توان فهمید که طرح D هم از نظر فنی و هم از نظر اقتصادی برتری دارد. حال اگر بخواهیم طرح‌ها را از نظر کارایی رکوپراتور با هم مقایسه کنیم، به این نتیجه می‌رسیم که طرح D کارایی بیشتری دارد همانطور که بازده و ارزش فعلی هزینه بیشتری دارد. و این مطلب تأثیر چشمگیر کارایی بر معیارهای فنی و اقتصادی را نشان می‌دهد.

اگر به جداول 9 و 10 با دقت نگاه شود می‌توان فهمید که طرح D با افزایش ناچیز در هزینه خرج شده نسبت به طرح C (هزینه کل مصرفی طرح D 4925.2 دلار بیشتر است) سود بسیار بیشتری را به همراه دارد (ارزش فعلی هزینه‌های طرح D 32340.8 دلار بیشتر است). علت این موضوع به تأثیر کارایی بر هزینه‌های مصرفی و سود بدست آمده مرتبط می‌شود که در بخش مربوط به جریان متقاطع تشریح شد.

7-4- مقایسه نتایج رکوپراتور با جریان مخالف و متقاطع

در این قسمت طرح‌های بدست آمده از دو بهینه‌سازی مجزا با یکدیگر

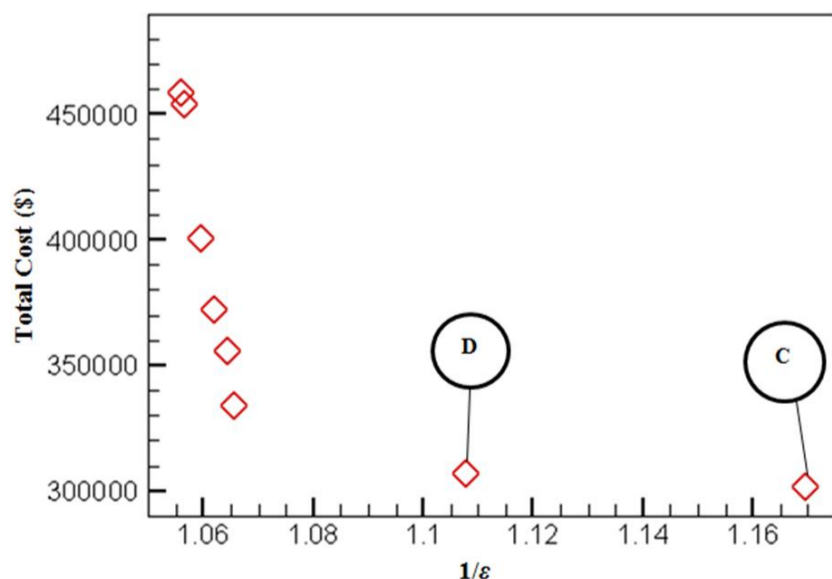


Fig. 6 Pareto-optimal front for recuperator with counter-flow arrangement

شکل 6 منحنی بهینه پارتو برای رکوپراتور با جریان مخالف

خروجی سیکل، بازده آن را به مقدار ناچیزی کم می‌کند و با افزایش هزینه کارکرد (هزینه برق مصرفی توسط کمپرسور برای جبران افت فشار) هزینه مصرفی را به مقدار بسیار کمی افزایش می‌دهد. از طرفی کارایی بیشتر رکوپراتور باعث کاهش بیشتر مصرف سوخت می‌شود که این موضوع بازده سیکل را بصورت چشمگیری افزایش می‌دهد. همچنین رکوپراتور با کارایی بیشتر باعث اتلاف کمتر انرژی می‌شود و در نتیجه سود اقتصادی بیشتری را به همراه دارد. به عبارت دیگر تأثیر کارایی بر رده‌بندی فنی و اقتصادی طرح‌ها، بسیار بیشتر از تأثیر افت فشار بر این رده‌بندی‌ها است.

نکته مهم دیگر بررسی تأثیر کارایی بر هزینه مصرفی و ارزش فعلی هزینه‌ها است. اگر به جداول 6 و 7 با دقت نگاه شود می‌توان فهمید که طرح B با افزایش ناچیز در هزینه خرج شده نسبت به طرح A (طرح B 13503.4 دلار هزینه مصرفی کلی آن بیشتر است) سود بیشتری را به همراه دارد (ارزش فعلی هزینه‌های طرح B 28760 دلار بیشتر است). علت این موضوع به تأثیر کارایی بر هزینه‌های مصرفی و سود بدست آمده مرتبط می‌شود. به عبارتی دیگر با افزایش مقدار مشخصی در کارایی، سود بدست آمده به طور چشمگیری نسبت به هزینه مصرفی (ناشی از بالا بردن کارایی) زیاد می‌شود.

جدول 5 مشخصات هندسی طرح‌های بهینه رکوپراتور با جریان متقاطع

Table 5 Geometrical characteristics of optimal designs for cross-flow arrangement

مقادیر کمیت	طرح A	طرح B
S (m)	0.002929	0.002892
b (m)	0.00753	0.003095
x (m)	0.005088	0.004094
L_c (m)	0.842176	0.841867
L_h (m)	0.772513	0.855419
L_n (m)	0.494603	0.48426

جدول 6 مشخصات ترموهیدرولیکی و اقتصادی طرح‌های بهینه رکوپراتور با جریان متقاطع

Table 6 Thermo hydraulic and economic characteristics of optimal designs for cross-flow arrangement

مقادیر کمیت	طرح A	طرح B
کارایی	0.7726	0.8274
افت فشار (kPa)	3.094	5.913
هزینه کلی (\$)	302101.6	315605

جدول 7 مقادیر بازده سیکل و ارزش فعلی سرمایه برای طرح‌های بهینه در جریان متقاطع

Table 7 Cycle efficiency and NPV value for optimal designs of cross-flow arrangement

مقادیر کمیت	طرح A	طرح B
بازده سیکل کارایی	0.307	0.324
ارزش فعلی هزینه‌ها (\$)	265831	294591

نهایی بیشتر از مبدل جریان مخالف (به دلیل عملکرد بهترشان که قبلاً ذکر شد) خواهند بود.

8- نتیجه‌گیری

در این تحقیق مبدل صفحه پره‌دار به عنوان رکوپراتور میکروتوربین بهینه‌سازی شده است. انتخاب کارایی رکوپراتور به عنوان یکی از توابع هدف بهینه‌سازی باعث متفاوت شدن این تحقیق نسبت به سایر کارها می‌باشد. هزینه رکوپراتور تابع هدف دیگری بود که در این تحقیق استفاده شد. الگوریتم ژنتیک چند هدفه با رتبه‌بندی نامغلوب 2 برای حداکثر کردن کارایی و حداقل کردن هزینه استفاده شد. شش متغیر هندسی رکوپراتور به عنوان پارامترهای بهینه‌سازی در نظر گرفته شدند. رکوپراتور صفحه پره‌دار انتخاب شده دارای پره نواری و آرایش جریان‌های متقاطع و مخالف می‌باشد. قیود مسئله با افزودن توابع جریمه به توابع هدف اعمال شدند. نتایج بهینه‌سازی به صورت مجموعه‌ای از جواب‌های بهینه (منحنی بهینه پارتو) ارائه شدند و انتخاب هر یک از طرح‌های بهینه بدست آمده اختیاری بوده و به نظر طراح بستگی دارد. منحنی‌های پارتو به خوبی تضاد دو تابع هدف انتخاب شده را نشان می‌دهند و این مطلب انتخاب درست توابع هدف برای بهینه‌سازی چند هدفه را تایید می‌کند.

طرح‌های بهینه بدست آمده از نظر فنی و اقتصادی با یکدیگر مقایسه شدند. بازده سیکل و ارزش فعلی هزینه‌ها به عنوان معیارهای فنی و اقتصادی برای مقایسه در نظر گرفته شدند. نتایج نشان می‌دهند که کارایی رکوپراتور نقش مهمی در مقایسه فنی و اقتصادی طرح‌ها دارد. از طرفی دیگر مقایسه مقادیر بدست آمده برای هزینه مصرفی و سود بدست آمده نشان می‌دهد که با افزایش کارایی رکوپراتور سود بدست آمده نسبت به هزینه مصرفی، افزایش بیشتری به همراه دارد و این مسئله از نظر اقتصادی مطلوب می‌باشد. با توجه به این نکات، انتخاب کارایی رکوپراتور به عنوان یکی از توابع هدف که برای اولین بار در این تحقیق انجام شده است، می‌تواند باعث افزایش هر چه بیشتر مقدار کارایی شود و در نتیجه عملکرد سیکل را بهبود بخشد.

در انتها طرح‌هایی که از دو بهینه‌سازی مجزا بدست آمدند بوسیله مفهوم مرتب‌سازی نامغلوب با یکدیگر مقایسه شدند و طرح‌های برتر بدست آمدند. نتایج نشان می‌دهد که طرح‌های برتر مربوط به رکوپراتور با جریان مخالف هستند. البته این امکان وجود دارد که طرح‌های برتر از جریان متقاطع هم باشند که این موضوع به جواب‌های بدست آمده از بهینه‌سازی بستگی دارد. اما در حالت کلی با توجه به اینکه در رکوپراتورهای جریان مخالف با صرف

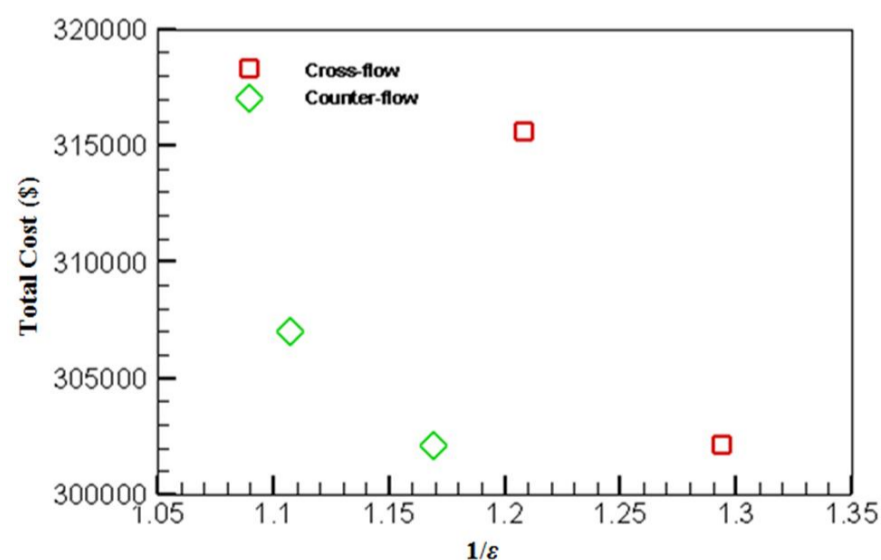


Fig. 7 Comparison of optimal designs for cross and counter flow arrangements

شکل 7 مقایسه طرح‌های بهینه رکوپراتور با جریان مخالف و متقاطع

جدول 8 مشخصات هندسی طرح‌های بهینه رکوپراتور با جریان مخالف

Table 8 Geometrical characteristics of optimal designs for counter-flow arrangement

مقادیر کمیت	طرح C	طرح D
S (m)	0.002361	0.002294
b (m)	0.00355	0.003551
x (m)	0.004414	0.004293
L_c (m)	0.402762	0.585629
L_h (m)	0.7278	0.746415
L_n (m)	0.55731	0.567663

جدول 9 مشخصات ترموهیدرولیکی و اقتصادی طرح‌های بهینه رکوپراتور با جریان مخالف

Table 9 Thermo hydraulic and economic characteristics of optimal designs for counter-flow arrangement

مقادیر کمیت	طرح C	طرح D
کارایی	0.85496	0.90279
افت فشار (kPa)	2.98979	4.21241
هزینه کلی (\$)	302098.4	307024.6

جدول 10 مقادیر بازده سیکل و ارزش فعلی سرمایه برای طرح‌های بهینه در جریان مخالف

Table 10 Cycle efficiency and NPV value for optimal designs of counter-flow arrangement

مقادیر کمیت	طرح C	طرح D
بازده سیکل	0.34591	0.37053
ارزش فعلی هزینه‌ها (\$)	329512.7	361852.5

مقایسه می‌شوند. برای این کار از مفهوم مرتب‌سازی نامغلوب که در بخش بهینه‌سازی تشریح شد، استفاده شده است. با دقت در مقادیر بدست آمده برای توابع هدف دو طرح A و C می‌توان فهمید که طرح C کارایی بیشتری دارد و هزینه مصرفی آن نیز کمتر است و این یعنی طرح C بر طرح A غلبه دارد و از نظر طراح بهتر است. به همین دلیل از طرح A در بین گزینه‌های نهایی صرف‌نظر می‌کنیم. همین مقایسه را می‌توان برای طرح‌های B و D انجام داد که مقادیر بدست آمده مغلوب بودن طرح B توسط طرح D را نشان می‌دهند. پس به طور کلی می‌توان گفت که طرح‌های C و D بهتر بوده و به عنوان طرح‌های نهایی انتخاب می‌شوند. این موضوع در شکل 7 نشان داده شده است. نکته‌ای که وجود دارد این است که طرح‌های منتخب نهایی همگی مربوط به رکوپراتور با جریان مخالف می‌باشند. علت این امر این است که رکوپراتورهای جریان مخالف با صرف هزینه کمتر از رکوپراتورهای جریان متقاطع به کارایی حرارتی بالاتری می‌رسند. این موضوع به این خاطر می‌باشد که رکوپراتورهای جریان متقاطع برای رسیدن به کارایی بالا می‌بایست ابعاد بزرگتری داشته باشند در حالیکه این موضوع در رکوپراتورهای جریان مخالف به علت نوع آرایش جریان و ابعاد کوچکتر امکان‌پذیر است. البته اینکه در بین طرح‌های نهایی، طرح (یا طرح‌هایی) از مبدل جریان متقاطع وجود داشته باشد، امکان‌پذیر هست که این موضوع به جواب‌های بدست آمده از بهینه‌سازی بستگی دارد. اما در حالت کلی می‌توان گفت که طرح‌های بهینه

هزینه کمتر و به سبب نوع چیدمان جریان، کارایی بیشتری از جریان متقاطع بدست می‌آید، انتظار می‌رود بیشتر طرح‌های نهایی از رکوپراتور با جریان مخالف باشند.

9- فهرست علائم

T_{TIT}	دمای ورودی به توربین (K)	A_w	مساحت دیواره (m^2)
T_0	دمای مرجع آنتالپی (K)	A_f	سطح انتقال حرارت هر پره (m^2)
t	ضخامت پره (m)	A	سطح کلی انتقال حرارت (m^2)
UA	ضریب انتقال حرارت کلی (W/K)	A_{min_flow}	سطح آزاد جریان (m^2)
V_t	دبی حجمی (m^3/s)	b	فاصله بین صفحات (m)
x	طول نوارها در پره نواری (m)	C_p	ظرفیت گرمایی در فشار ثابت (J/kgK)
علائم یونانی		c^*	نسبت ظرفیت گرمایی
ΔT_m	دمای تصحیح شده (K)	C	ضریب محاسبه قیمت تجهیزات (\$K/W)
ΔP	افت فشار (kPa)	c_f	سود ناشی از بازیافت گرما (\$)
ϵ	کارایی مبدل	Cost	هزینه کلی خرج شده (\$)
η_{fin}	راندمان یک پره	C_{ope}	هزینه کارکرد (\$)
η_s	راندمان مجموعه پره‌ها	$C_{purchase}$	هزینه تجهیزات (\$)
η_{comp}	راندمان کمپرسور	$C_{Capital}$	هزینه سرمایه‌گذاری (\$)
μ	ویسکوزیته (Pa.s)	$C_{Maintenance}$	هزینه تعمیرات و نگهداری (\$)
ϑ_m	حجم مخصوص میانگین (m^3/kg)	D_h	قطر هیدرولیکی (m)
ρ	چگالی (kg/m^3)	f	ضریب اصطکاک
σ	نسبت سطح جلو به سطح آزاد	f^*	نرخ تورم (%)
τ	تعداد ساعات کار دستگاه در سال (hour)	G	شار گرمی (kg/m^2s)
زیر نویس‌ها		h	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی (W/m^2K)
a	هوا	I	نرخ بهره (%)
A	ارزش پروژه در سال اول	j	ضریب کولبرن
c	سرد	K	ضریب هدایت حرارتی (W/mK)
g	گاز	K_e	ضریب افت فشار در خروج
h	گرم	K_c	ضریب افت فشار در ورود
i	ورودی	k_{el}	قیمت برق (\$MW/h)
m	میانگین	k_f	قیمت سوخت (\$/kg)
o	خروجی	L_n	طول مسیر بدون سیال (m)
P	ارزش فعلی پروژه	L_c	طول مسیر سیال سرد (m)
w	دیواره	L_h	طول مسیر سیال گرم (m)
10- مراجع		LHV	ارزش حرارتی پایین سوخت (kJ/kg)
[1]	R. K. Shah, Compact heat exchangers for microturbines, in <i>The Fifth Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers: Science, Engineering and Technology</i> , Rochester Institute of Technology, Rochester, New York, USA, 2005.	\dot{m}	دبی جرمی (kg/s)
[2]	P. Hanafizadeh, T. Parhizgar, A. Nouri Gheimasi, Analysis of micro-recuperators in small-sized gas turbines-manufacturing potential of Iran, <i>Energy Equipment and Systems</i> , Vol. 3, No. 1, pp. 1-12, 2015.	n	عمر پروژه (year)
[3]	C. F. McDonald, Recuperator considerations for future higher efficiency microturbines, <i>Applied Thermal Engineering</i> , Vol. 23, No. 12, pp. 1463-1487, 2003.	NPV	ارزش فعلی کل سرمایه‌ها (\$)
[4]	A. Traverso, A. F. Massardo, Optimal design of compact recuperators for microturbine application, <i>Applied Thermal Engineering</i> , Vol. 25, No. 14, pp. 2054-2071, 2005.	NTU	تعداد واحدهای انتقال
[5]	R. K. Shah, D. P. Sekulic, <i>Fundamentals of Heat Exchanger Design</i> , pp. 38-39, 128, 382-391, 574-580, Hoboken, New Jersey, USA: John Wiley & Sons, 2003.	P	فشار (kPa)
[6]	A. Pandey, <i>Performance analysis of a compact heat exchanger</i> , M.S Thesis, Department of Mechanical Engineering, National Institute of Technology Rourkela, India, 2011.	Pr	عدد پرنتل
[7]	R. M. Manglik, A. E. Bergles, Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset strip fin compact heat exchanger, <i>Experimental Thermal and Fluid Science</i> , Vol. 10, No. 2, pp. 171-180, 1995.	Q	گرمای بازیاب شده (W)
[8]	W. Qiuwang, L. Hongxia, X. Gongnan, Z. Min, L. Laiqin, F. ZhenPing, Genetic algorithm optimization for primary surfaces recuperator of microturbine, <i>Journal of Engineering for Gas Turbines and Power</i> , Vol. 129, No. 2, pp. 436-442, 2006.	Re	عدد رینولدز
[9]	G. N. Xie, B. Sunden, Q. W. Wang, B. Sundén, Q. W. Wang, Optimization of compact heat exchangers by a genetic algorithm, <i>Applied Thermal Engineering</i> , Vol. 28, No. 8, pp. 895-906, 2008.	R_f	ضریب رسوب (m^2K/W)
		s	گام پره (m)
		St	عدد استانتون
		T	دما (K)

- [16] M. M. Oskonejad, *Engineering Economy*, pp. 67-70, 91-94, Tehran, Iran: Amirkabir University of Thechnology, 1998. (in Persian فارسی)
- [17] H. Safikhani, *Modeling and multi objective optimization of centrifugal pump by computational fluid dynamic, neural network and genetic algorithm*, M.S Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Tehran, Iran 2010. (in Persian فارسی)
- [18] M. R. M. Ektesabi, *Compact Heat Exchangers*, pp. 168, Tehran, Iran: Sherkate Radiatore Iran, 1992. (in Persian فارسی)
- [19] Capstone turbine, 2014; <http://www.capstoneturbine.com>.
- [20] M. Sharafi, M. Boroushaki, A. Gholizadeh, Optimization of micro gas turbine cycle using genetic algorithm, in *The 18th Conference of the Iran Socitey of Mechanical Engineering*, Sharif University of Thecnology, Tehran, Iran, 2010. (in Persian فارسی)
- [21] O. O. Omatete, P. J. Maziasz, B. A. Pint, D. P. Stinton, *Assessment of recuperator materials for microturbines*, Oak Ridge National Laboratory, USA, pp. 1-21, 2000.
- [22] A. A. Rostami, *Design of Heat Exchangers*, pp. 783-786, Isfahan, Iran: Isfahan University of Technology, 1994. (in Persian فارسی)
- [10] 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, No. 10, pp. 1839–1847, 2011.
- [11] S. Sanaye, H. Hajabdollahi, Thermal-economic multi-objective optimization of plate fin heat exchanger using genetic algorithm, *Applied Energy*, Vol. 87, No. 6, pp. 1893–1902, 2010.
- [12] H. Zare, S. Banooni, A. Ghanbarzadeh, Optimal design of plate-fin heat exchangers by a bees algorithm, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 12, No. 5, pp. 22–29, 2012. (in Persian فارسی)
- [13] M. Pourhasanzadeh, A. F. Najafi, Energy and exergy analysis of microturbine and its thermal-economic-environmental optimization by genetic algorithm, in *The 19th Conference of the Iran Socitey of Mechanical Engineering*, Birgand, Iran, 2011. (in Persian فارسی)
- [14] Energy Efficiency Best Practice programme, *Compact Heat Exchangers : a Training Package for Engineers*, UK: ESTU, WS Atkins Consultants Ltd, pp. 160-185, 2000.
- [15] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. J. Moran, *Thermal Design and Optimization*, pp. 333-353, New York: John Wiley & Sons, 1996.