

کاربرد الگوریتم ژنتیک در طراحی بهینه بازیاب‌های گرمایی تابشی

مری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد خمینی شهر، خمینی شهر، ایران
 استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران
 استاد، دانشکده مهندسی شیمی، دانشگاه تهران، تهران، ایران

مجتبی هراتیان*
مجید عمیدپور
علی اصغر حمیدی

چکیده

در این مطالعه، کاربرد الگوریتم ژنتیک در طراحی بهینه ابعاد هندسی بازیاب‌های گرمایی تابشی با آرایش جریان مخالف از دیدگاه اقتصادی با هدف دستیابی به حداقل هزینه ساخت و بهره‌برداری ارائه شده است. بازیاب‌های تابشی برای بازیافت گرما از گازهای احتراق خروجی از کوره‌های صنعتی دما بالا و پیشگرم کردن هوای احتراق کاربرد فراوان دارند. در این مقاله محاسبات گرمایی بازیاب با در نظر گرفتن تابش و بر مبنای روش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی انجام شده است. از تابع هزینه کل سالیانه شامل هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه و بهره‌برداری به عنوان تابع هدف برای بهینه‌سازی هندسی بازیاب تابشی استفاده شده است. به کمک الگوریتم ژنتیک مقادیر بهینه ابعاد هندسی بازیاب گرمایی بر مبنای روش‌های بهینه‌سازی تکاملی به گونه‌ای تعیین شده‌اند که مقدار تابع هدف کمینه شود. بررسی صحت محاسبات طراحی و نتایج بهینه‌سازی با اعمال روش ارائه شده روی سه مورد مطالعاتی از مراجع ذکر شده، انجام شده است. تطبیق نتایج نشان می‌دهد که از روش پیشنهادی می‌توان به عنوان روشی کارآمدتر از روشهای سعی و خطا در طراحی بهینه اقتصادی بازیاب‌های تابشی استفاده کرد. **واژه‌های کلیدی:** بازیاب گرمایی تابشی، طراحی بهینه، الگوریتم ژنتیک.

Design Optimization of Radiation Recuperators Using Genetic Algorithm

M. Haratian
M. Amidpour
A. A. Hamidi

Department of Mechanical Engineering, Khomeinishahr branch,, Islamic Azad University, Isfahan, Iran
 Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of technology, Tehran, Iran
 Department of Chemical Engineering, Faculty of Chemical Engineering, Tehran University, Tehran, Iran

Abstract

In this study, the use of Genetic Algorithm in the optimal sizing of the radiation recuperators with counter flow arrangement is presented to achieve minimum cost of construction and operation. The radiation recuperators are extensively used to heat recovery and air preheating in high temperature industrial furnaces. In this paper, the thermal calculations of recuperator are done with regard to radiation and based on the logarithmic mean temperature difference method. The total annual cost which is the sum of the capital cost of the device and the operating cost as the objective function is used to determine the optimal geometric dimensions of the radiation recuperators for given a heat duty. The optimal geometric dimensions of recuperator are determined by using genetic algorithm based on evolutionary optimization methods which the total cost is minimized. To confirm the results found in this study, the methodology is applied to some case studies. The results show that the proposed method can be implemented as a more efficient method of traditional trial and error process in the economic optimal design of the radiation recuperators with specific heat duty.

Keywords: Radiation Recuperator, Optimal Design, Genetic Algorithm.

۱- مقدمه

از فضای ما بین پوسته و لوله مرکزی به صورت آرایش جریان همسو و یا مخالف عبور می‌کند و تبادل گرما بین آنها به صورت ترکیبی از شیوه‌های جابه‌جایی، رسانش و تابش انجام می‌شود. مکانیزم‌های غالب انتقال گرما در گازهای احتراق عبوری از لوله مرکزی بازیاب گرمایی، تابش گاز و در مسیر هوا مابین پوسته و لوله مرکزی ترکیبی از جابه‌جایی و تابش بین سطوح است. انتخاب و یا طراحی بازیاب‌های گرمایی به پارامترهای بسیاری از قبیل نوع کوره، ظرفیت گرمایی کوره، شرایط بهره‌برداری، نوع مقدار و ظرفیت گرمایی مشعلها، نوع سوخت، دما و حجم گازهای احتراق، فشار دمنده هوای احتراق، قطر و ارتفاع دودکش و ... بستگی دارد.

در این مقاله طراحی بهینه بازیاب گرمایی تابشی از دیدگاه اقتصادی با هدف دستیابی به حداقل هزینه سالیانه کل که معادل با مجموع هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه و هزینه‌های بهره‌برداری است، انجام شده است. با معلوم فرض کردن شرایط دمایی ورودیها و خروجیها و دبی جریانهای عبوری از بازیاب گرمایی، محاسبات طراحی گرمایی

در بسیاری از کوره‌های صنعتی دما بالا در صنایع مختلف نظیر صنایع شیشه، آلومینیم و فولاد حدود ۳۰ تا ۷۰ درصد از انرژی گرمایی در دسترس از طریق خروج گازهای دودکش به محیط تلف شده و سبب کاهش راندمان کوره و افزایش آلودگی محیط زیست می‌شوند [۲،۱]. بخش قابل توجهی از این انرژی توسط بازیاب‌های گرمایی قابل بازیافت بوده و می‌توان از آن برای پیشگرم کردن هوای احتراق کوره استفاده کرد. بازیاب‌های گرمایی با توجه به محدوده دمایی گازهای احتراق خروجی از کوره دارای انواع تابشی، جابه‌جایی و ترکیبی می‌باشند. ساده‌ترین بازیاب گرمایی تابشی که در محدوده دمایی ۹۰۰ تا ۱۴۰۰ درجه سلسیوس در آرایشهای جریان همسو یا ناهمسو مورد استفاده قرار می‌گیرد، از یک لوله مرکزی فلزی و یا سرامیکی با قطر حدود ۵/۰ تا ۳ متر (متناسب با دبی گاز) و یک پوسته هم محور که فاصله فضایی مابین پوسته و لوله در حدود چند سانتیمتر است، تشکیل شده است. گازهای احتراق از لوله مرکزی و هوای احتراق

طراحی شامل ابعاد هندسی مبادله‌کن به عنوان پارامترهای تصمیم گیر الگوریتم ژنتیک در نظر گرفته شده است. ایشان اثر تغییرات متغیرهای طراحی و قیود حاکم بر عملکرد مبادله‌کن را نیز مورد ارزیابی قرار دادند. در بسیاری از مطالعات [۱۲-۱۴] جهت طراحی بهینه مبادله‌کن‌های گرمایی بر مبنای الگوریتم ژنتیک از تابع هزینه سالیانه کل به عنوان تابع هدف و از روش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی (LMTD) جهت محاسبات گرمایی مبادله‌کن استفاده شده است. فتاکا و همکاران [۱۵] طراحی بهینه مبادله‌کن گرمایی لوله - پوسته را با استفاده از الگوریتم ژنتیک و بر مبنای دو تابع هدف سطح تبادل گرمایی و توان پمپاژ انجام دادند. جنا و همکاران [۱۶] طراحی بهینه مبادله‌کن گرمایی لوله - پوسته را بر اساس الگوریتم ژنتیک و دو تابع هدف هزینه کل سالیانه و طول مبادله‌کن مورد بررسی قرار دادند. احمدی و همکاران [۱۷] طراحی بهینه مبادله‌کن‌های صفحه‌ای را با استفاده از روش ϵ -NTU و الگوریتم ژنتیک با دو تابع هدف هزینه کل سالیانه و تولید انترپوی انجام دادند.

با مرور سوابق کار ملاحظه می‌شود که تاکنون جهت طراحی بازتاب‌های گرمایی تابشی الگوریتم بهینه‌سازی هندسی خاصی بر مبنای تابع هدف مشخصی ارائه نشده است و بیشتر مطالعات بهینه سازی در زمینه بررسی عملکرد بازتاب گرمایی انجام شده و در زمینه های طراحی کمتر به آن پرداخته شده است. در مطالعه حاضر ضمن کد نویسی جهت طراحی گرمایی بازتاب‌های گرمایی تابشی از الگوریتم ژنتیک با تابع هدف هزینه سالیانه کل به عنوان روشی جدید و کارآمد بجای روشهای سنتی سعی و خطا جهت تعیین ابعاد هندسی بهینه استفاده شده است. به این منظور بر مبنای مدل گرمایی بازتاب‌های گرمایی تابشی مدل ریاضی مناسب برای انجام محاسبات انتقال گرمایی جابجایی، رسانش و تابش در محیط نرم افزار MATLAB تدوین شده و بر اساس مفهوم مقاومت‌های گرمایی ضریب انتقال گرمایی کلی بازتاب تعیین می‌شود و سپس بر مبنای روش LMTD محاسبه سطح گرمایی و طول بازتاب گرمایی انجام می‌گیرد. در بخش بهینه‌سازی بر مبنای تابع هدف هزینه کل سالیانه و با استفاده از الگوریتم ژنتیک مقادیر بهینه ابعاد هندسی به گونه ای جستجو می شود تا مقدار تابع هدف کمینه شود. اعتبار سنجی برنامه محاسبات گرمایی و نتایج بهینه‌سازی، با اعمال برنامه تدوین شده روی سه نمونه از موارد مطالعاتی مرجع [۱] و مقایسه نتایج حاصل، مورد ارزیابی قرار می‌گیرد.

۲- مدل گرمایی بازتاب تابشی

ساختار معمول بازتاب‌های گرمایی تابشی به صورت دو لوله هم محور مطابق شکل ۱ که محصولات احتراق خروجی از کوره از مسیر لوله مرکزی و هوا از فضای ما بین لوله مرکزی و پوسته عبور می‌کنند، در نظر گرفته می شود. گرما از محصولات احتراق به جداره داخلی لوله مرکزی از طریق جابه جایی و عمدتاً تابش انتقال می یابد. انتقال گرما در جداره لوله از طریق رسانش و از سطح خارجی جداره لوله مرکزی به صورت ترکیبی از جابه‌جایی و تابش انجام می‌گیرد.

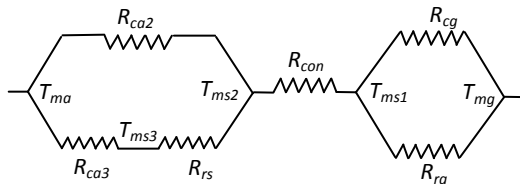
بازتاب با در نظر گرفتن تابش و با استفاده از روش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی^۱ در محیط نرم افزار MATLAB انجام شده است و از طریق الگوریتم ژنتیک مقدار تابع هدف کمینه شده تا مقادیر بهینه ابعاد هندسی بازتاب گرمایی تابشی تعیین شوند.

مطالعات متعددی در زمینه طراحی و شبیه سازی عملکرد بازتاب‌های گرمایی تابشی و افزایش ضریب کارایی آنها از طریق کاربرد سطوح گسترده و یا بازتابنده انجام شده است. شارما و همکاران [۲۰۱] با هدف بررسی عملکرد بازتاب‌های گرمایی تابشی با توسعه یک مدل ریاضی بر مبنای موازنه جرم و انرژی جهت محاسبات گرمایی بازتاب‌های گرمایی، توزیع دماهای گازهای احتراق هوا و جداره ها در طول بازتاب گرمایی را به روش عددی ارائه کرده اند. ایشان همچنین اثر برخی پارامترهای بهره‌برداری نظیر دمای ورودی، دبی گازهای احتراق و دبی هوا را بر عملکرد بازتاب گرمایی مورد بررسی قرار دادند. مدیوکریستسکی [۳] با ارائه مدل‌های کامپیوتری محاسبات انتقال گرما در بازتاب‌های تابشی را انجام داد. کیم و ویکل به ترتیب در مراجع [۵،۴] ضمن بررسی عملکرد بازتاب‌های گرمایی تابشی به روش عددی، علاوه بر پارامترهای بهره برداری، تأثیر برخی متغیرهای هندسی بازتاب گرمایی از قبیل قطر لوله مرکزی، ارتفاع بازتاب و فاصله ما بین پوسته و لوله مرکزی را روی توزیع دما و ضریب کارایی بازتاب گرمایی بررسی کردند. مارنل [۶] تأثیر کاربرد انواع سطوح بازتابنده را در افزایش کارایی بازتاب‌های گرمایی تابشی مورد بررسی قرار داد و نشان داد که با اضافه کردن سطوح بازتابنده معلق با اشکال مختلف در مسیر گازهای احتراق می‌توان ۵ تا ۱۵ درصد باز یافت انرژی در این بازتاب‌های گرمایی را ارتقاء بخشید. کارکزئوسکی [۷] در مطالعه‌ای روشی عمومی برای طراحی بازتاب‌های گرمایی تابشی با میکروفین در مسیر جریان هوا ارائه نمود. او با اعمال روش پیشنهادی روی یک مورد بازتاب گرمایی تابشی بر اساس دو مدل تک ناحیه و چند ناحیه نشان داد که اختلاف نتایج حاصل از این دو مدل در تعیین طول بازتاب گرمایی کمتر از ۷٪ درصد است. اویلامی [۹،۸] در مطالعه‌ای مراحل طراحی یک بازتاب گرمایی تابشی را بر مبنای محاسبات مهندسی به روش اختلاف دمای لگاریتمی برای یک کوره دوار ذوب آلومینیم با ظرفیت ۲۰۰ کیلوگرم نشان داد. همچنین او اثر اضافه کردن بازتاب گرمایی را بر عملکرد کوره مورد ارزیابی قرار داده و نشان داد که در صورت وجود بازتاب گرمایی راندمان کوره ۳۴/۷۸ درصد و دمای احتراق حدود ۳۳ درصد افزایش می‌یابد. ساراو و همکاران [۱۰] توسط نرم افزار Fluent شبیه سازی بازتاب‌های گرمایی تابشی جریان موافق را انجام داده و بر مبنای آن توزیع دماها و ضریب کارایی بازتاب‌های گرمایی را در شرایط مختلف بهره برداری و برای بازتاب‌های با طولهای مختلف ارائه نمودند. با توجه به اینکه بازتاب‌های گرمایی تابشی نوع خاصی از مبادله‌کن گرمایی لوله پوسته محسوب می‌شوند، بیشینه تحقیق در خصوص کاربرد الگوریتم ژنتیک در طراحی انواع مبادله‌کن‌های گرمایی نیز مورد بررسی قرار گرفت که در ادامه به برخی از آنها اشاره می شود. کیم و همکاران [۱۱] طراحی بهینه مبادله‌کن‌های گرمایی دما بالا و فشار بالا را به کمک الگوریتم ژنتیک و بر مبنای روش ϵ -NTU^۲ انجام دادند. در مطالعه آنها نسبت حجم لوله ها به حجم اولیه مبادله‌کن به عنوان تابع هدف و ۷ متغیر

¹ Log Mean Temperature Difference (LMTD)

² Effectiveness - NTU

بر مبنای مدل انتقال گرما حاکم بر بازیاب های گرمایی تابشی و فرضیات در نظر گرفته شده، مدار مقاومت های گرمایی در این نوع بازیاب های گرمایی را می توان مطابق شکل ۳ ترسیم نمود.



شکل ۳- مدار مقاومت های گرمایی در بازیاب گرمایی تابشی

T_{ma} و T_{mg} به ترتیب دماهای متوسط هوا و گازهای احتراق در طول بازیاب گرمایی و T_{ms1} و T_{ms2} به ترتیب دماهای متوسط سطوح ۱، ۲ و ۳ در طول بازیاب گرمایی است. در مطالعه حاضر با توجه به ضخامت کم جداره لوله مرکزی از مقاومت رسانشی آن صرف نظر کرده و لذا در شکل ۳ با حذف مقاومت جداره R_{cond} ، دماهای متوسط سطوح داخلی و خارجی لوله مرکزی با هم برابر می شوند.

۲-۱- طراحی بازیاب گرمایی

طراحی بازیاب با ظرفیت گرمایی معلوم بر مبنای روش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی انجام شده است. با معلوم بودن دماهای ورودی هر دو مسیر جریان و دمای خروجی گازهای احتراق و دبی جریانهای عبوری از بازیاب، ظرفیت گرمایی (Q) و دمای هوای خروجی (T_{ao}) از رابطه موازنه انرژی روی مسیره های جریان هوا و گازهای احتراق مطابق رابطه ۱ قابل محاسبه است.

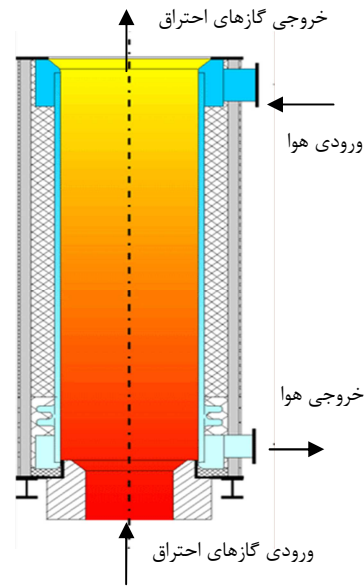
$$Q = m_a C_p \Delta T_a = m_g C_p \Delta T_g \quad (1)$$

Q نرخ تبادل گرما، m دبی جریان، ΔT اختلاف دمای جریان در ورودی و خروجی بازیاب گرمایی و C_p گرمای ویژه فشار ثابت سیال عبوری از بازیاب گرمایی است. نرخ انتقال گرما بر مبنای اختلاف دمای لگاریتمی برای آرایش جریان مخالف توسط معادلات (۲) و (۳) محاسبه می شود.

$$Q = U A F \Delta T_{ML} \quad (2)$$

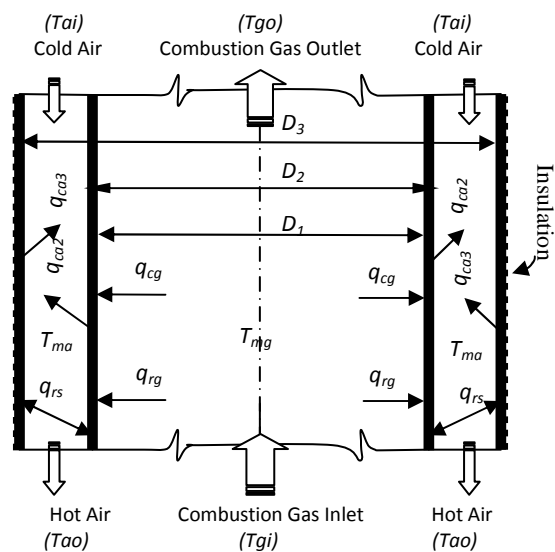
$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{gi} - T_{ao}) - (T_{go} - T_{ai})}{\ln \frac{(T_{gi} - T_{ao})}{(T_{go} - T_{ai})}} \quad (3)$$

در رابطه (۲) ضریب F ، ضریب تصحیح اختلاف دمای متوسط لگاریتمی است که به هندسه مبادله کن و دماهای ورودی و خروجی جریانهای عبوری از آن بستگی دارد و در اینجا برای هندسه دو لوله ای مقدار F برابر با یک می باشد. همچنین U ضریب انتقال گرمای کلی، A سطح تبادل گرما و ΔT_{ML} اختلاف دمای متوسط لگاریتمی بازیاب گرمایی است که مقدار آن بر مبنای دماهای ورودی و خروجی جریانهای هوا و گازهای احتراق از معادله (۳) برای جریان مخالف محاسبه می شود. بر مبنای روابط (۱) تا (۳) و با محاسبه ضریب انتقال گرمای کلی بر اساس ضرایب انتقال گرما هر بخش می توان سطح تبادل گرما بازیاب را تعیین کرد. طبق روشهای معمول در طراحی مبادله کن های گرمایی به شیوه سعی و خطا با تغییر پارامترهای طراحی، ابعاد هندسی مبادله کن به گونه ای تعیین می شود که ضمن



شکل ۱- نمای کلی از ساختار بازیاب گرمایی تابشی جریان مخالف

در مسیر هوا بخشی از انتقال گرما بطور مستقیم از سطح خارجی لوله مرکزی به صورت جابه جایی به جریان هوا و بخشی دیگر از طریق تابش به جداره داخلی پوسته و سپس به شیوه جابه جایی به جریان هوا منتقل می شود. جریان هوا عمدتاً شامل اکسیژن و نیتروژن بوده که نسبت به جذب و صدور تابش گرمایی ضعیف است و لذا در مسیر جریان هوا از انتقال گرمای تابش مابین هوا و سطوح صرف نظر خواهد شد. کلیه مکانیزمهای انتقال گرما موجود در بازیاب های گرمایی تابشی در شکل ۲ نشان داده شده است. در مدل گرمایی مورد نظر سطح خارجی پوسته بازیاب گرمایی کاملاً عایق فرض شده و برای ساده نویسی سطوح داخلی و خارجی لوله مرکزی و سطح داخلی پوسته به ترتیب سطوح ۱، ۲ و ۳ نامگذاری شده اند.



شکل ۲- مدل انتقال گرما در بازیاب های گرمایی تابشی

$$\frac{D_1(\bar{h}_{ca3}D_3 + \bar{h}_{rs}D_2)}{[\bar{h}_{ca3}\bar{h}_{rs}D_2D_3 + \bar{h}_{ca2}D_2(\bar{h}_{ca3}D_3 + \bar{h}_{rs}D_2)]}$$
 در ادامه جهت محاسبه ضرایب انتقال گرما از روابط متعارف در مراجع موجود که نتایج کاربرد آنها در مطالعات مشابه پیرامون طراحی و یا بررسی عملکرد بازیاب‌های گرمایی تابشی به تایید رسیده، استفاده شده است.

۲-۲-۱- ضرایب انتقال گرما در جریان محصولات احتراق

در مسیر محصولات احتراق درون لوله مرکزی بازیاب گرمایی، ضریب انتقال گرما جابه‌جایی متوسط \bar{h}_{cg} و ضریب انتقال گرما تابشی متوسط \bar{h}_{rg} باید محاسبه شود. در بازیاب‌های گرمایی مورد بحث جریان گاز در لوله مرکزی توسعه یافته و مغشوش فرض شده و ضریب انتقال گرما جابه‌جایی جریان محصولات احتراق درون لوله مرکزی بر اساس رابطه ۸ محاسبه می‌شود [۲۰].

$$\overline{Nu}_{D_1} = \frac{\bar{h}_{cg}D_1}{K_g} = \frac{\left(\frac{f_g}{8}\right)(Re_{D_1} - 1000)Pr_g}{1 + 12.7\left(\frac{f_g}{8}\right)^{0.5}(Pr_g^{0.67} - 1)} \quad (۸)$$

Pr_g و K_g به ترتیب رسانایی گرمایی و عدد پرانتل محصولات احتراق است و Re_{D_1} و f_g به ترتیب عدد رینولدز و ضریب اصطکاک محصولات احتراق بوده که بر مبنای روابط (۹) و (۱۰) محاسبه می‌شود [۱۱].

$$Re_{D_1} = \frac{4m_g}{\pi D_1 \mu_g} \quad (۹)$$

$$f_g = (0.79 \ln Re_{D_1} - 1.64)^{-2} \quad (۱۰)$$

که m_g دبی و μ_g لزجت گازهای احتراق می باشد. برای محاسبه ضریب انتقال گرما متوسط تابشی مابین گاز و جداره داخلی لوله مرکزی از رابطه (۱۱) استفاده می‌شود [۲۰].

$$\bar{h}_{rg} = \sigma \left(\frac{1 + \epsilon_1}{2} \right) \frac{(\epsilon_g T_{mg}^4 - \alpha_g T_{ms}^4)}{T_{mg} - T_{ms}} \quad (۱۱)$$

ϵ_1 ضریب صدور سطح داخلی لوله مرکزی، ϵ_g ضریب صدور گازهای احتراق در دمای متوسط محصولات احتراق عبوری از بازیاب گرمایی (T_{mg}) و α_g ضریب جذب گازهای احتراق در دمای متوسط سطح داخلی لوله مرکزی بازیاب گرمایی (T_{ms}) است. برای تعیین ضرایب صدور و جذب در تابش گازها، ضخامت متوسط حجم گاز از رابطه ۱۲ محاسبه می‌شود [۱۹].

$$L_m = 0.9 \left(\frac{4V}{A} \right) \quad (۱۲)$$

که V حجم و A سطح پیرامونی حجم گازی است که برای یک لوله به قطر D و طول L ضخامت متوسط حجم گازی عبوری از درون لوله برابر با $L_m = 0.9D$ بدست می‌آید. عمده اجزای محصولات احتراق گازهای CO_2 ، H_2O ، N_2 و O_2 هستند که از آنها تنها دی اکسید کربن و بخار آب در تابش گازی مؤثر بوده و مولکولهای دو اتمی متقارن نظیر O_2 و N_2 نسبت به جذب یا صدور امواج تابشی بدون تأثیر می‌باشند. بنابراین ضریب صدور محصولات احتراق بر مبنای دو جزء دی اکسید کربن و بخار آب و بر اساس پارامترهای فشار کل، دمای متوسط محصولات احتراق و حاصلضرب فشار جزئی اجزاء در ضخامت متوسط جریان گاز عبوری از بازیاب گرمایی توسط رابطه (۱۳) محاسبه می‌شود [۲۰، ۱۹].

$$\epsilon_g(P_a L_m, P, T_{mg}) = C_{CO_2} \epsilon_{CO_2} + C_{H_2O} \epsilon_{H_2O} - \Delta \epsilon \quad (۱۳)$$

ارضاء بار گرمایی، عملکرد مبادله‌کن در محدوده مجاز افت فشار قرار گیرد. در این مطالعه برای تعیین ضریب انتقال گرما کلی از مفهوم مقاومت‌های گرمایی و بجای شیوه سعی و خطا در طراحی از الگوریتم ژنتیک با تابع هدف هزینه کل سالیانه جهت دستیابی به ابعاد هندسی بهینه بازیاب گرمایی از دیدگاه اقتصادی استفاده شده است.

۲-۲-۲- ضریب انتقال گرمای کلی بازیاب گرمایی

رابطه ضریب انتقال گرمای کلی با مقاومت معادل در مبادله‌کن‌های گرمایی به صورت رابطه ۴ نوشته می‌شود.

$$UA = \frac{1}{R_t} \quad (۴-الف)$$

$$A = \pi D_1 L \quad (۴-ب)$$

در رابطه ۴، R_t مقاومت معادل کلیه مقاومت‌های گرمایی ما بین دو جریان عبوری از بازیاب گرمایی و D_1 قطر لوله مرکزی و L طول بازیاب گرمایی می باشد. با توجه به مکانیزم‌های انتقال گرما و مدار مقاومت گرمایی نشان داده شده در شکل‌های ۲ و ۳ روابط مقاومت‌های گرمایی و جابه‌جایی و تابشی به صورت روابط ۵ نوشته شده است.

$$R_{cg} = \frac{1}{\bar{h}_{cg}(\pi D_1 L)} \quad (۵-الف)$$

$$R_{rg} = \frac{1}{\bar{h}_{rg}(\pi D_1 L)} \quad (۵-ب)$$

$$R_{ca2} = \frac{1}{\bar{h}_{ca2}(\pi D_2 L)} \quad (۵-ج)$$

$$R_{ca3} = \frac{1}{\bar{h}_{ca3}(\pi D_3 L)} \quad (۵-د)$$

$$R_{rs} = \frac{1}{\bar{h}_{rs}(\pi D_2 L)} \quad (۵-ه)$$

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{D_2}{D_1}\right)}{2\pi K_s L} \quad (۵-و)$$

L و D_1 و D_2 ابعاد هندسی نشان داده شده در شکل ۱، R_{cg} و R_{rg} به ترتیب مقاومت‌های گرمایی جابجایی و تابشی مابین گازهای احتراق و جداره لوله مرکزی، R_{ca2} و R_{ca3} به ترتیب مقاومت‌های گرمایی جابجایی مابین هوا و سطوح ۲ و ۳، R_{rs} مقاومت گرمایی تابشی مابین سطوح ۲ و ۳ و R_{cond} مقاومت گرمایی رسانشی جداره لوله مرکزی است. همچنین \bar{h}_{cg} و \bar{h}_{rg} به ترتیب ضرایب انتقال حرارت متوسط جابه‌جایی و تابشی محصولات احتراق، \bar{h}_{ca2} و \bar{h}_{ca3} ضرایب انتقال گرما متوسط جابه‌جایی جریان هوا در مجاورت سطوح ۲ و ۳ و \bar{h}_{rs} ضریب انتقال گرما متوسط تابشی مابین سطوح در مسیر جریان هوا می‌باشد. با توجه به شکل ۳ بر مبنای قوانین حاکم بر مدار مقاومت‌های سری و موازی، مقاومت گرمایی معادل میان جریان هوا و محصولات احتراق در بازیاب‌های گرمایی تابشی را می‌توان به صورت رابطه (۶) نوشت.

$$R_t = \frac{1}{(\bar{h}_{cg} + \bar{h}_{rg})(\pi D_1 L)} + \frac{\ln\left(\frac{D_2}{D_1}\right)}{2\pi K_s L} + \frac{1}{(\bar{h}_{ca3}D_3 + \bar{h}_{rs}D_2)} \quad (۶)$$

که با تقریب خوبی می‌توان $\bar{h}_{ca2} = \bar{h}_{ca3}$ فرض کرد. با ترکیب روابط (۶) و (۴) و حذف L طول بازیاب گرمایی، رابطه (۷) برای محاسبه ضریب انتقال کلی به‌دست می‌آید.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{(\bar{h}_{cg} + \bar{h}_{rg})} + \frac{D_1 \ln\left(\frac{D_2}{D_1}\right)}{2K_s} + \quad (۷)$$

$$q_{ca} = \bar{h}_{cg}(T_{mg} - T_{ms1}) \quad (18-ب)$$

$$q_{rg} = \sigma \left(\frac{1 + \epsilon_1}{2} \right) (\epsilon_g T_{mg}^4 - \alpha_g T_{ms1}^4) \quad (18-ج)$$

q_{cg} و q_{rg} به ترتیب شار گرمایی جابه‌جایی و تابشی از گازهای احتراق به سطح داخلی لوله مرکزی بازیاب است. با ترکیب روابط (۱) و (۱۸) و با تخمین اولیه برای α_g ، T_{ms1} محاسبه می‌شود و سپس بر مبنای آن α_g از رابطه (۱۴) محاسبه می‌شود که در صورت مغایرت با تخمین اولیه، محاسبات تکرار می‌شود. همچنین برای تعیین دمای متوسط سطح داخلی جداره پوسته بازیاب گرمایی (T_{ms3}) از موازنه انرژی روی این سطح به صورت رابطه (۱۹) استفاده می‌شود.

$$\sigma \frac{A(T_{ms2}^4 - T_{ms3}^4)}{\frac{1}{\epsilon_2} + \left(\frac{1 - \epsilon_3}{\epsilon_3} \right) \left(\frac{A_2}{A_3} \right)} - h_{ca3} A_3 (T_{ms3} - T_{ma}) = 0 \quad (19)$$

با ناچیز فرض کردن مقاومت هدایتی جداره لوله مرکزی، دمای سطوح داخلی و خارجی این جداره با هم برابر فرض می‌شوند ($T_{ms1} = T_{ms2}$). بر این اساس با حل معادله (۱۹) می‌توان دمای متوسط سطح داخلی پوسته بازیاب گرمایی را تعیین کرد.

۲-۲-۳- روش طراحی و بهینه سازی ابعاد هندسی بر

مبنای الگوریتم ژنتیک

پارامترهای طراحی شامل قطر داخلی، ضخامت لوله مرکزی، قطر داخلی پوسته و طول بازیاب گرمایی است که به دلیل ناچیز بودن مقاومت گرمایی جداره لوله مرکزی و عدم تأثیر قابل توجه ضخامت لوله مرکزی در طراحی گرمایی بازیاب مقدار آن بر مبنای مراجع موجود، ۳ میلیمتر به عنوان مقدار ثابت فرض می‌شود [۲۰،۱].

در بخش محاسبات طراحی بازیاب گرمایی در گام اول با استفاده از رابطه ۱ (موازنه انرژی)، ظرفیت گرمایی و دمای هوای خروجی از بازیاب بر مبنای داده‌ها و شرایط معلوم طراحی (دماهای ورودی و خروجی گازهای احتراق، دمای هوای ورودی و دبی جریانها) تعیین می‌شوند. سپس با حدس اولیه D_1 و D_3 بر مبنای روابط (۴-۱۸) ضمن محاسبه ضرایب متوسط انتقال گرما جابه‌جایی و تابشی و دمای متوسط جداره‌ها، ضریب انتقال گرما کلی محاسبه شده و بر اساس روابط (۱-۳) سطح تبادل گرما و طول بازیاب گرمایی جهت ارضاء بار گرمایی مورد نظر به دست می‌آید.

در این مرحله تابع هدف یعنی تابع هزینه کل سالیانه که معادل مجموع هزینه‌های سرمایه‌گذاری و بهره‌برداری است بر مبنای رابطه (۲۰) محاسبه می‌شود [۱۲ و ۱۸].

$$C_{tot} = C_{inv} + C_{od} \quad (20)$$

که C_{tot} هزینه کل C_{inv} هزینه‌های سرمایه‌گذاری برای ساخت و C_{od} هزینه بهره‌برداری شامل هزینه انرژی لازم جهت غلبه بر افت فشار مسیرها می‌باشد. هزینه‌های سرمایه‌گذاری بر مبنای سطح تبادل گرمایی محاسبه می‌شود که برای مبادله‌کن‌های گرمایی از جنس فولاد ضد زنگ از رابطه ۲۱ به دست می‌آید [۱۸].

$$C_{inv} = 8000 + 259.2A^{0.91} \quad (21)$$

هزینه انرژی مورد نیاز برای دمنده هوا در بازه طول عمر سیستم بر مبنای روابط (۲۲) به دست می‌آید [۱۲ و ۱۸].

ϵ_{CO_2} و ϵ_{H_2O} به ترتیب ضرایب صدور دی‌اکسید کربن و بخار آب در فشار یک اتمسفر و C_{CO_2} و C_{H_2O} ضرایب تصحیح مربوط به شرایط غیر از فشار اتمسفر و $\Delta\epsilon$ ضریب تصحیح مربوط به هم پوشانی طول موجهای دو جزء دی‌اکسید کربن و بخار آب است که همگی بر اساس روابط تجربی و یا نمودارهای ارائه شده در مراجع [۲۰،۱۹] در دمای متوسط گاز (T_{mg})، فشار کل گاز (P) و بر مبنای پارامتر $P_a L_{m}$ محاسبه می‌شوند. ضریب جذب گازهای احتراق بطور مشابه بر اساس پارامترهای دمای متوسط جداره (T_{ms1})، فشار کل گاز و نسبت $\left(\frac{P_a L_m T_{ms1}}{T_{mg}} \right)$ با جایگذاری در رابطه (۱۴) بدست می‌آید [۲۰،۱۹].

$$\alpha_g = \left(\frac{T_{mg}}{T_{ms1}} \right)^{0.5} \cdot \epsilon_g \left(\frac{P_a L_m T_{ms1}}{T_{mg}}, P, T_{ms1} \right) \quad (14)$$

۲-۲-۲- ضرایب انتقال گرما در مسیر جریان هوا

در مسیر جریان هوا مابین جداره‌ها و جریان هوا انتقال گرما جابه‌جایی و مابین سطوح جداره‌ها انتقال گرما تابشی وجود دارد. در این ناحیه با یکسان فرض کردن ضرایب انتقال گرما جابه‌جایی جداره‌های لوله مرکزی و پوسته، یک ضریب انتقال گرما جابه‌جایی و یک ضریب انتقال گرما تابشی بین سطوح لوله مرکز و پوسته باید محاسبه می‌شود. معمولاً در بازیاب‌های گرمایی تابشی جریان هوا در این مسیر با سرعت بالا و بصورت مغشوش بوده و ضریب انتقال گرما جابه‌جایی هوا در این مسیر بر مبنای رابطه تجربی (۱۵) محاسبه می‌شود [۱۰،۲].

$$\overline{Nu}_{Dh} = \frac{\bar{h}_{ca} D_h}{K_a} = 0.023 Re_{Dh}^{0.8} Pr_a^{0.4} \left(\frac{D_3}{D_2} \right)^{0.45} \quad (15)$$

که عدد رینولدز بر مبنای قطر هیدرولیکی $D_h = D_3 - D_2$ توسط رابطه (۱۶) به دست می‌آید.

$$Re_{Dh} = \frac{\rho_a V D_h}{\mu_a} \quad (16)$$

V سرعت جریان هوا، ρ_a چگالی هوا و μ_a لزجت هوا است.

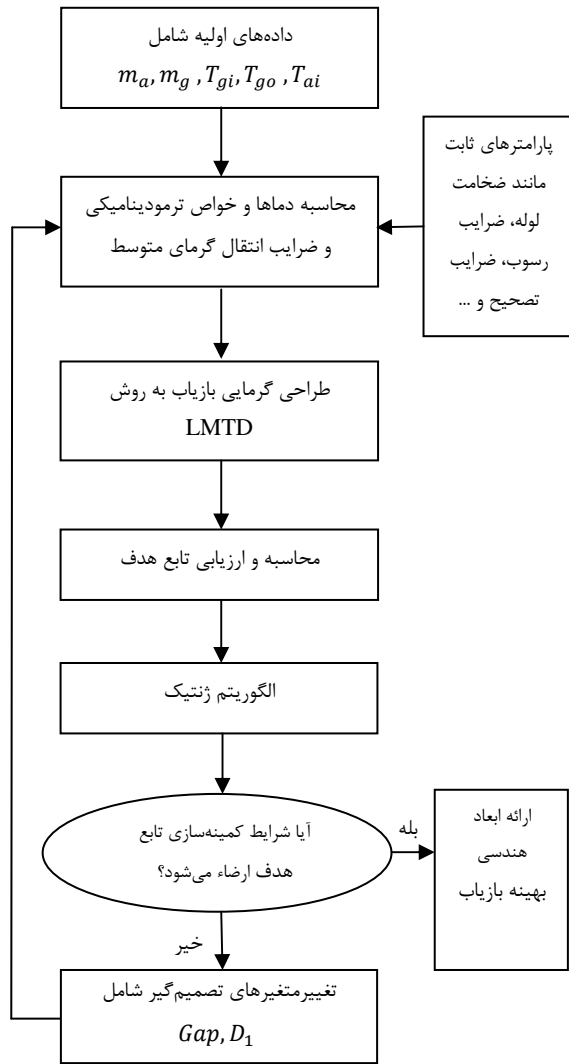
برای محاسبه ضریب انتقال گرما تابشی ما بین سطوح جداره‌های لوله مرکزی و پوسته با در نظر گرفتن دماهای متوسط در طول بازیاب گرمایی از رابطه (۱۷) استفاده شده است [۲۰،۱].

$$\bar{h}_{rs} = \frac{\sigma (T_{ms2}^3 + T_{ms3}^3 + T_{ms2} T_{ms3}^2 + T_{ms3} T_{ms2}^2)}{\left[\frac{1}{\epsilon_2} + \frac{A_2}{A_3} \left(\frac{1}{\epsilon_3} - 1 \right) \right]} \quad (17)$$

A_2 و A_3 به ترتیب مساحت سطوح خارجی لوله مرکزی و داخلی پوسته است. در رابطه (۱۷) با توجه به فاصله کم هوایی مابین پوسته و لوله مرکزی و طول معمولاً بلند بازیاب گرمایی ضریب دید بین جداره‌های پوسته و لوله مرکزی یک فرض شده است.

تعیین ضرایب انتقال گرما تشعشی از روابط (۱۱) و (۱۷) وابسته به دمای متوسط جداره لوله مرکزی (T_{ms1}) و دمای متوسط پوسته بازیاب گرمایی (T_{ms3}) است. دمای متوسط جداره‌ها را می‌توان با ترکیب روابط موازنه انرژی گرمایی در هر مسیر از جریانها تعیین کرد. در جریان گازهای احتراق داخل لوله مرکزی نرخ تبادل گرما بین گاز و سطح داخلی که معادل با مجموع نرخ تبادلهای گرمایی جابه‌جایی و تابشی است توسط روابط (۱۸) محاسبه می‌شود.

$$Q = A_1 (q_{cg} + q_{rg}) \quad (18-الف)$$



شکل ۴- نمودار روش طراحی و بهینه سازی ابعاد هندسی بازیاب گرمایی تابشی

کلیه فرضیات مربوط به پارامترهای الگوریتم ژنتیک بر مبنای مقادیر پیش فرض جعبه نرم افزار MATLAB در نظر گرفته شده است که بر این اساس ضریب کراس اور^۱ معادل ۰/۸ و تعداد تولید مثل^۲ ۱۰۰ فرض شده است. در جعبه ابزار نرم افزار MATLAB بازه مجاز تغییرات هر یک از پارامترهای طراحی برای موارد مطالعاتی جزء داده-های ورودی قرار دارند. بازه تغییرات متغیرهای طراحی براساس شرایط طراحی و محدوده کاربرد بازیاب گرمایی در نظر گرفته می‌شوند. الگوریتم ژنتیک در این فرآیند بهینه‌سازی، در هر مرحله جستجو با تولید ۵۰ نقطه تصادفی در محدوده متغیرهای ورودی، مقدار بهینه را مشخص می‌کند و سپس با تکرار کار تا ۵۱ مرحله متوالی به نقطه بهینه مطلق تابع هدف در محدوده تعریف شده می‌رسد.

$$C_{od} = \sum_{k=1}^n \frac{C_o}{(1+i)^n} \quad (۲۲-الف)$$

$$C_o = WC_E H \quad (۲۲-ب)$$

$$W = \frac{1}{\eta} \left[\frac{m_a \Delta p_a}{\rho_a} + \frac{m_g \Delta p_g}{\rho_g} \right] \quad (۲۲-ج)$$

C_o هزینه بهره‌برداری جاری، i نرخ تورم، n طول عمر سیستم، W و η به ترتیب توان و راندمان دمنده هوا، C_E هزینه یک کیلو وات ساعت انرژی الکتریکی و H تعداد ساعات کارکرد سالبانه بازیاب گرمایی است. همچنین Δp_a و Δp_g به ترتیب افت فشارهای مسیر جریانهای هوا و محصولات احتراق در بازیاب گرمایی است که براساس روابط (۲۳) تا (۲۶) محاسبه می‌شود [۱۲].

$$\Delta p_g = \frac{\rho_g V_g^2}{2} \left(f_g \frac{L}{D_1} + p \right) \quad (۲۳)$$

$$\Delta p_a = \Delta p_{friction} + \Delta p_{entrance} \quad (۲۴)$$

$$\Delta p_{friction} = f_a \frac{L}{D_h} \left(\frac{\rho_a V_a^2}{2} \right) \quad (۲۵-الف)$$

$$f_a = 0.4335 Re_{D_h}^{-0.25} \quad 2300 \leq Re_{D_h} \leq 10^5 \quad (۲۵-ب)$$

$$f_a = 0.0054 + 0.3964 Re_{D_h}^{-0.3} \quad 10^5 \leq Re_{D_h} \leq 10^6 \quad (۲۵-ج)$$

$$\Delta p_{entrance} = \frac{3}{4} (\rho_a V_a^2) \quad (۲۶)$$

در روابط افت فشار، f ضریب اصطکاک، ρ چگالی و V سرعت جریان هوا یا گازهای احتراق است که ضریب اصطکاک گازهای احتراق در لوله مرکزی از رابطه (۱۰) و ضریب اصطکاک هوا در عبور از فضای حلقوی مابین لوله و پوسته از روابط (۲۵) بر اساس عدد رینولدز قطر هیدرولیکی محاسبه می‌شوند. در این مطالعه در بخش بهینه سازی طراحی، برای مینیمم کردن تابع هدف از الگوریتم ژنتیک استفاده شده است. در این الگوریتم با تغییر پارامترهای طراحی (ابعاد هندسی بازیاب گرمایی)، مقادیر بهینه به گونه‌ای تعیین می‌شوند که مقدار تابع هدف حداقل شود. برای این منظور از جعبه ابزار ژنتیک نرم افزار MATLAB استفاده شده است. نمودار شکل ۴ نحوه طراحی بازیاب گرمایی و بهینه سازی ابعاد هندسی را به کمک الگوریتم ژنتیک نشان می‌دهد. در این الگوریتم متغیرهای تصمیم‌گیر شامل قطر داخلی لوله مرکزی و فاصله هوایی مابین لوله مرکزی و پوسته بازیاب گرمایی است. طول بازیاب گرمایی وابسته به متغیرهای تصمیم‌گیر بوده که بر مبنای محاسبات گرمایی تعیین می‌شود.

1 - Crossover
2 - Generation

از موارد مطالعاتی از مرجع [۱]، ابعاد هندسی بهینه بازیاب گرمایی از دیدگاه اقتصادی به گونه‌ای تعیین شده است که هزینه کل شامل هزینه‌های ساخت و بهره‌برداری کمینه شود. مشخصات و داده‌های معلوم جهت طراحی بازیاب‌های گرمایی مورد مطالعه در جدول ۱ ارائه شده است. بازه تغییرات متغیرهای طراحی به شرایط طراحی و محدوده کاربرد بازیاب گرمایی بستگی دارد که در کار حاضر با توجه به انتخاب نمونه‌های مطالعاتی از مرجع [۱] این بازه تغییرات نیز بر مبنای همان مرجع مطابق با جدول ۳ در نظر گرفته شده است.

جدول ۳- بازه تغییرات متغیرهای طراحی در الگوریتم ژنتیک

متغیر طراحی	بازه تغییرات
قطر داخلی لوله مرکزی (m)	$0.5 \leq D_1 \leq 2$
فاصله هوایی لوله و پوسته (m)	$0.03 \leq \text{Gap} \leq 0.07$

همچنین کلیه هزینه‌های بهره‌برداری بازیاب گرمایی بر اساس طول عمر ۱۰ سال، نرخ تورم ۱۰ درصد، تعداد ساعات کارکرد سالانه ۷۰۰۰ ساعت، راندمان دمنده هوای احتراق ۷۰ درصد و هزینه الکتریسیته ۰/۱۲ یورو به ازای هر کیلووات ساعت محاسبه شده است. نتایج تعیین ابعاد هندسی بهینه بازیاب‌های گرمایی تابشی مورد مطالعه در جدول ۳ ارائه شده و با مقادیر مرجع مربوطه مقایسه شده است.

در بررسی نتایج طراحی بهینه بازیاب گرمایی نمونه اول از جدول ۴ ملاحظه می‌شود که با افزایش قطر پوسته، طول بازیاب گرمایی کاهش یافته و این امر موجب کاهش افت فشار در هر دو مسیر بازیاب گرمایی شده است و لذا در این حالت حتی با افزایش سطح تبادل گرما به میزان ۱۲/۲ درصد نسبت به حالت مرجع، باز هزینه کل بازیاب گرمایی به دلیل کاهش هزینه‌های بهره‌برداری به میزان ۵/۶ درصد نسبت به حالت مرجع کاهش یافته است. مقایسه هزینه‌های بازیاب گرمایی بهینه نمونه اول با مقادیر مرجع [۱] در شکل ۵ نمایش داده شده است. در بررسی نتایج طراحی بهینه بازیاب گرمایی نمونه دوم از جدول ۴ ملاحظه می‌شود که با افزایش قطر پوسته و قطر هیدرولیکی، افت فشار سمت جریان هوا که در هزینه بهره‌برداری بسیار مؤثر است، به میزان ۴۸/۶ درصد نسبت به حالت مرجع کاهش یابد. این امر سبب شده که با وجود افزایش ۸/۴ درصدی سطح تبادل گرما، باز هزینه کل بازیاب گرمایی به دلیل کاهش هزینه‌های بهره‌برداری به میزان ۲/۶ درصد نسبت به حالت مرجع کاهش یابد. مقایسه هزینه‌های بازیاب گرمایی بهینه نمونه دوم با مقادیر مرجع [۱] در شکل ۶ نمایش داده شده است. در بررسی نتایج طراحی بهینه بازیاب گرمایی نمونه سوم از جدول ۴ ملاحظه می‌شود که با افزایش قطر پوسته و کاهش قطر هیدرولیکی، افت فشار سمت جریان هوا به میزان ۴۳/۳ درصد نسبت به حالت مرجع کاهش یافته و با وجود افزایش ۲/۴ درصدی سطح تبادل گرما، باز هزینه کل بازیاب گرمایی به دلیل کاهش هزینه‌های بهره‌برداری به میزان ۵/۳ درصد نسبت به حالت مرجع کاهش یابد. مقایسه هزینه‌های بازیاب گرمایی بهینه نمونه سوم با مقادیر مرجع [۱] در شکل ۷ نمایش داده شده است.

بطور کلی اختلاف کم میان نتایج هزینه‌های کل بازیاب گرمایی بهینه با مقادیر مرجع نشان می‌دهد که تقریباً طراحی بازیاب‌های گرمایی مورد

۳- بحث و نتایج

۳-۱- اعتبار سنجی برنامه طراحی بازیاب گرمایی تابشی

صحت برنامه طراحی بازیاب گرمایی که در محیط MATLAB نسخه ۸/۱ سال ۲۰۱۳ کدنویسی شده است، بر مبنای سه نمونه از موارد مطالعاتی اشاره شده در مرجع [۱] مورد ارزیابی قرار گرفت. مشخصات و شرایط طراحی بازیاب‌های گرمایی جریان مخالف مورد مطالعه از مرجع [۱] در جدول ۱ ارائه شده است.

جدول ۱- شرایط طراحی بازیاب‌های گرمایی تابشی مورد مطالعه [۱]

نمونه مطالعاتی [۱]	دبی جرمی (Kg s ⁻¹)	دماهای ورودی و خروجی (K)	بار گرمایی (Kw)
	m _g	T _{gi} T _{ai}	Q
نمونه اول	۱/۷	۱۶۴۸ ۳۰۳	۱۳۲۴/۵
نمونه دوم	۲/۶۵	۱۶۴۸ ۳۰۳	۲۱۶۳/۷
نمونه سوم	۰/۸۷	۱۶۴۸ ۳۰۳	۵۳۰/۰۳

در برنامه طراحی برای مشخصات و شرایط طراحی جدول ۱ و بر مبنای قطر داخلی لوله مرکزی و فاصله هوایی میان لوله مرکزی و پوسته بازیاب گرمایی نمونه از مرجع [۱]، سطح تبادل گرمایی و طول بازیاب گرمایی محاسبه شده و با مقادیر مرجع مقایسه و میزان خطا تعیین شده است که نتایج حاصل در جدول ۲ ارائه شده است.

جدول ۲- اعتبارسنجی نتایج طراحی بازیاب‌های گرمایی تابشی

نمونه مطالعاتی	پارامتر طراحی (m)		طول بازیاب گرمایی (m)	میزان خطا (%)
	D ₁	Gap		
نمونه اول	۱	۰/۰۵	۱۶/۰۸	۱۶
نمونه سوم	۰/۷	۰/۰۴	۷/۹۶	۸

ملاحظه می‌شود که ماکزیمم خطا در حدود ۰/۵ درصد است که بیانگر قابل اعتماد بودن برنامه محاسباتی تدوین شده جهت طراحی بازیاب‌های گرمایی تابشی است. همچنین در بخش بهینه‌سازی توسط همان برنامه طراحی، محاسبات ضرایب انتقال گرما و طول بازیاب گرمایی انجام شده و با استفاده از الگوریتم ژنتیک بجای روش سنتی سعی و خطا بر مبنای تابع هدف هزینه کل، ابعاد هندسی بهینه اقتصادی بازیاب گرمایی تعیین می‌شود که در بخش بعدی به تحلیل نتایج آن پرداخته شده است.

۳-۲- تحلیل نتایج طراحی بهینه اقتصادی بازیاب گرمایی تابشی

در این مطالعه همانطوریکه بیان شد، به منظور طراحی بهینه اقتصادی بازیاب گرمایی از الگوریتم بهینه‌ساز ژنتیک و تابع هزینه کل به عنوان تابع هدف استفاده شده است که در بخش ۲ روش و روابط مربوطه به تفصیل تشریح شد. با اعمال روش بیان شده روی سه نمونه

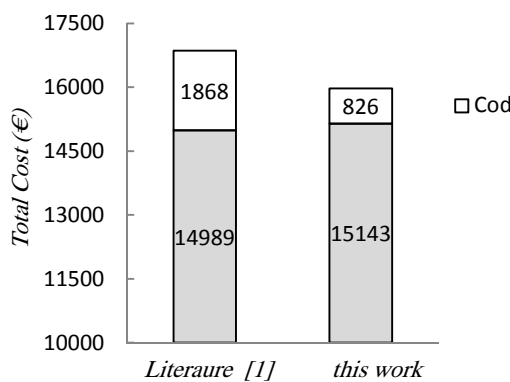
۴- نتیجه گیری

طراحی بهینه ابعاد هندسی بازیاب های گرمایی تابشی با توجه به ضریب انتقال گرما کلی پایین و موقعیت نصب آنها در مسیر دود کش بسیار حائز اهمیت بوده که در محدوده افت فشارهای مجاز، ظرفیت گرمایی مطلوب را دارا باشند. در مبادله کن های گرمایی کاهش مقطع مسیر جریانها همراه با افزایش ضریب انتقال گرما و در نتیجه کاهش سطح تبادل گرما و هزینه های ساخت بوده و در مقابل افزایش افت فشار و هزینه های بهره برداری را سبب می شود. در این مطالعه کاربرد الگوریتم ژنتیک جهت طراحی و بهینه سازی ابعاد هندسی بازیاب های گرمایی تابشی از دیدگاه اقتصادی مورد بررسی قرار گرفته است.

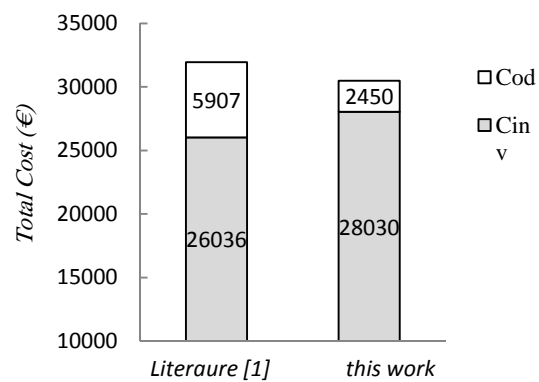
مطالعه مرجع [۱] از دیدگاه اقتصادی در شرایط بهینه قرار دارد ولی بر اساس روش طراحی پیشنهادی در این مقاله می توان با تغییر ابعاد هندسی موجود طول و افت فشار در بازیاب گرمایی را که از پارامترهای مهم در طراحی بازیاب های گرمایی تابشی محسوب می شود، کاهش داده و به طرح بهینه تری از دیدگاه اقتصادی دست یافت. از سوی دیگر تطبیق نتایج نشان می دهد که از روش ارائه شده می توان به عنوان روشی کارآمدتر از روشهای سعی و خطا در طراحی بازیاب های گرمایی تابشی با ظرفیتهای مشخص استفاده کرد.

جدول ۴- نتایج طراحی بهینه بازیاب های گرمایی تابشی مورد مطالعه و مرجع [۱]

بازیاب گرمایی نمونه سوم		بازیاب گرمایی نمونه دوم		بازیاب گرمایی نمونه اول		پارامترهای بازیاب گرمایی
مرجع [۱]	کار حاضر	مرجع [۱]	کار حاضر	مرجع [۱]	کار حاضر	
۱/۲۴	۰/۷	۱/۹۸۶	۱/۷۵	۱/۴۱	۱/۰۰	(m) قطر داخلی لوله مرکزی
۰/۰۳	۰/۰۴	۰/۰۵۸	۰/۰۵	۰/۰۵۱	۰/۰۵	(m) فاصله هوایی لوله و پوسته
۰/۰۶	۰/۰۸	۰/۱۱۶	۰/۱	۰/۱۰۲	۰/۱	(m) قطر هیدرولیکی
۰/۰۰۳	۰/۰۰۳	۰/۰۰۳	۰/۰۰۳	۰/۰۰۳	۰/۰۰۳	(m) ضخامت لوله مرکزی
۱/۳۰۶	۰/۷۸۶	۲/۱۰۸	۱/۸۵۶	۱/۵۱۸	۱/۱۰۶	(m) قطر داخلی پوسته
۴/۷۷	۸	۱۶/۲۳	۱۷	۱۲/۹	۱۶	(m) طول
۳۸/۲۵	۳۷/۳۴	۲۰۸/۷۳	۱۹۲/۵۸	۱۱۸/۷۹	۱۰۵/۸۶	(m ²) کل سطح تبادل گرما
۵۳۰/۰۳	۵۳۰/۰۳	۲۱۶۳/۷	۲۱۶۳/۷	۱۳۲۴/۵	۱۳۲۴/۵	(Kw) بار گرمایی
۱۹۶/۹۵	۳۴۷/۳۷	۲۹۹/۳۳	۵۸۲/۳	۲۹۴/۷	۶۴۰/۳۴	(Pa) افت فشار سمت هوا
۲/۸۹	۳۰/۵۵	۴/۲۹	۷/۲	۷/۱	۲۹/۶۳	(Pa) افت فشار سمت گازهای احتراق
۱۵۱۴۳	۱۴۹۸۹	۴۱۴۵۵	۳۹۰۹۲	۲۸۰۳۰	۲۶۰۳۶	€ هزینه ساخت
۸۲۶	۱۸۶۸	۳۸۲۱	۷۳۷۶	۲۴۵۰	۵۹۰۷	€ هزینه بهره برداری
۱۵۹۶۹	۱۶۸۵۷	۴۵۲۷۶	۴۶۴۶۸	۳۰۴۸۰	۳۱۹۴۳	€ هزینه کل



شکل ۶- هزینه های بازیاب گرمایی نمونه دوم



شکل ۵- هزینه های بازیاب گرمایی نمونه اول

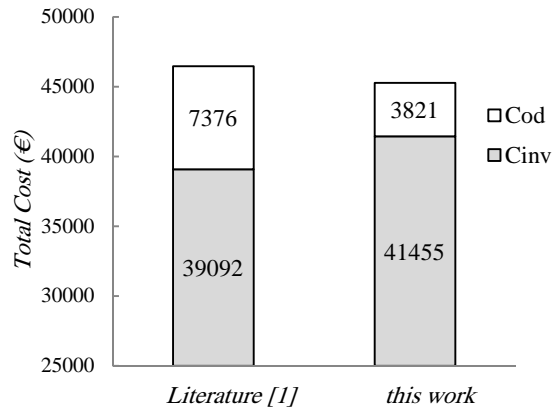
ضریب تصحیح اختلاف دمای لگاریتمی	F
فاصله هوایی لوله و پوسته (m)	Gap
ساعات کارکرد سالیانه (hr/year)	H
ضریب انتقال گرمای جابجایی متوسط ($wm^{-2}k^{-1}$)	\bar{h}_c
ضریب انتقال گرمای تابشی متوسط گاز ($wm^{-2}k^{-1}$)	\bar{h}_{rg}
ضریب انتقال گرمای تابشی متوسط بین سطوح ($wm^{-2}k^{-1}$)	\bar{h}_{rs}
نرخ تورم سالیانه (%)	i
رسانایی گرمایی ($wm^{-1}K^{-1}$)	K
ضخامت متوسط گاز احتراق (m)	L_m
دبی جرمی (Kgs^{-1})	m
طول عمر سیستم (year)	n
عدد نوسلت متوسط جریان داخلی	\overline{Nu}_D
فشار (Pa)	P
عدد پراوتل	Pr
ظرفیت گرمایی (w)	Q
شار گرمایی جابه‌جایی (wm^{-2})	q_c
شار گرمایی جابه‌جایی (wm^{-2})	q_r
عدد رینولدز جریان داخلی	Re_D
مقاومت گرمایی معادل (Kw^{-1})	R_t
دما (K)	T
ضریب انتقال گرمای کلی ($wm^{-2}K^{-1}$)	U
سرعت سیال (ms^{-1})	V
توان (w)	W

علائم یونانی

لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)	μ
چگالی (kgm^{-3})	ρ
ضریب استفن بولتزمن ($Jm^{-2}k^{-4}$)	σ
ضریب جذب	α
ضریب صدور	ϵ
ضریب تصحیح صدور در هم پوشانی طول موجها	$\Delta\epsilon$
اختلاف فشار (Pa)	Δp
اختلاف دمای متوسط لگاریتمی (k)	ΔT_{ML}
راندمان (%)	η
حجم (m^3)	v

زیرنویس‌ها

هوا	a
انتقال گرمای جابجایی	c
گازهای احتراق	g
ورودی	i
میانگین	m
خروجی	o
انتقال گرمای تابشی	r
جداره لوله	s



شکل ۷- هزینه های بازیاب گرمایی نمونه سوم

طراحی گرمایی بازیاب گرمایی با در نظر گرفتن تابش و بر اساس روش اختلاف دمای لگاریتمی و بهینه‌سازی ابعاد هندسی بازیاب گرمایی بر مبنای تابع هزینه کل سالیانه به عنوان تابع هدف با بکارگیری الگوریتم ژنتیک انجام شده است. نتایج طراحی بهینه سه نمونه از موارد مطالعاتی نشان می‌دهد که توسط این روش، با کاهش افت فشار به میزان حدود ۴۰ درصد نسبت حالت به مرجع، می‌توان ۲/۶ تا ۵/۶ درصد هزینه کل سالیانه بازیاب گرمایی را کاهش داد. از مقایسه نتایج حاصل با مقادیر مرجع می‌توان به سه مورد اساسی زیر اشاره کرد:

- ۱- پارامترهای هندسی اصلی در طراحی بازیاب های گرمایی شامل قطر لوله مرکزی، فاصله گرمایی پوسته و لوله مرکزی و طول بازیاب است که تغییرات ناچیز متغیر فاصله هوایی پوسته و لوله مرکزی در حالت بهینه و مرجع نشان می‌دهد که این متغیر از پارامترهای بسیار موثر در طراحی ترموهیدرولیکی بازیاب‌های تابشی است. این مطلب با نتایج مرجع [۴] مطابقت داشته و با بحث تحلیل حساسیت در کارهای آتی می‌توان به طور گسترده‌تر به آن پرداخت.
- ۲- کاربرد الگوریتم ژنتیک جهت بهینه‌سازی بازیاب‌های تابشی می‌تواند جایگزین مناسبی برای روشهای سعی و خطا در طراحی شود.
- ۳- از دیدگاه اقتصادی به کمک الگوریتم ژنتیک می‌توان با تغییر ابعاد هندسی به طرحهای بهینه‌تری از بازیاب‌های گرمایی تابشی با طول و افت فشار کمتر دست یافت.

۵- فهرست علائم

سطح تبادل گرما (m^2)	A
تصحیح فشاری ضریب صدور دی اکسید کربن	C_{CO_2}
هزینه انرژی الکتریکی ($€kwh^{-1}$)	C_E
تصحیح فشاری ضریب صدور بخار آب	C_{H_2O}
هزینه سرمایه گذاری (€)	C_{inv}
هزینه بهره برداری سالیانه (€/year)	C_o
هزینه جاری بر مبنای نرخ تورم (€)	C_{od}
گرمای ویژه فشار ثابت ($kjkg^{-1}K^{-1}$)	C_p
هزینه سالیانه کل (€)	C_{tot}
قطر لوله (m)	D
قطر هیدرولیکی (m)	D_h
ضریب اصطکاک	f

of Heat Transfer-Transaction of the ASME, Vol. 133(2), pp. 021801-021801-10- 2010.

- [18] Taal M., Bulatov I., Kelems J., stehlik P., Cost estimation and energy price forecast economic evaluation of retrofit projects, Applied Thermal Engineering, Vol. 23, No. 14, pp. 1819-1835, 2003.
- [19] siegel R., Howell J.R., Thermal radiation heat transfer, 4th Eddition, pp. 464-473, Taylor and Francis, New York, 2001.
- [20] Incropera F.P., Dewitt D.P., T.L. Bergman, A.S. Lavine, Introduction to heat transfer, 5th Edition, pp. 802-808, John wily and Sons, 2007.

سطح داخلی لوله بازتاب گرمایی	1
سطح خارجی لوله بازتاب گرمایی	2
سطح داخلی پوسته بازتاب گرمایی	3

۶- مراجع

- [1] Sharma H., Kumar A., Goel V., Performance model of metallic concentric tube recuperator with counter flow arrangement, Heat Mass Transfer, Vol. 46, pp. 295-304, 2010.
- [2] Sharma H., Kumar A., Goel V., Performance analysis of metallic concentric tube recuperator in parallel flow arrangement, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 55, pp. 7760-7771, 2012.
- [3] Mediokritskii E.L., Gaponov V.L., Loginov V.E., Study of heat transfer in recuperators by computer models, Journal of Engineering Physics and Thermophysics, Vol. 70, No. 1, pp. 119-124, 1997.
- [4] Kim W.B., An analysis of the prediction of temperature distribution in an annular radiative recuperator, Int. J. of Energy Research, Vol. 23, pp. 637-647, 1999.
- [5] Voelkel D.D., Dmropera F.P., performance model for a radiation recuperator, Heat Transfer Engineering, Vol. 5, pp.74-84, 1984.
- [6] Marnell C.J., development of the reradiant recuperator, proceeding from the first Industrial Energy Technology Conference Houston, pp. 607-619, 1979.
- [7] Karczewski K., Universal method of calculation of radiation recuperators with microfinned surface, Metallurgy and fundy engineering, Vol. 31, pp. 129-138, 2005.
- [8] Oyelami A.T., Adjuyigbe S.B., The design of a radiation recuperator heat exchanger for a 200 Kg capacity Rotary furnaces, Assumption university Journal of technology {AU.J.T. 10(2)}, pp. 101-108, 2006.
- [9] Oyelami A.T., Adjuyigbe S.B., Waheed M.A., Performance evaluation of recuperative heat exchanger in rotary furnace, Proceeding of the world congress on engineering, Vol. III, pp. 1766-1772, 2012.
- [10] Saurav S., Anoop K., Jitendra Kc., Naveen K., Performance appraisal of high temperature annular recuperator with parallel flow configuration using fluent, Discovery, The International Daily Journal, pp. 84-96, 2014.
- [11] Kim Y.G., Choi B., Kim K., Jeong J.H., Performance analysis and optimal design of heat exchangers used in high temperature and high pressure system, International Journal of Aeronautical & Space Science, Vol. 11, pp. 19-25, 2010.
- [12] Baadache K., Bougriou C., Optimization of the design of shell and double concentric tubes heat exchanger using the genetic Algorithm, Heat and Mass Transfer, Vol. 51, pp. 1371-1381, 2015.
- [13] Xie G., Wang Q., Sunden B., Application of a Genetic algorithm for thermal design of fin-and-tube heat exchangers, Heat Transfer Engineering, Vol. 29, pp. 597-607, 2008.
- [14] El-Fawal M.M., Fahmy A.A., Taher B.M., Modeling of economical design of shell and tube type heat exchanger using specified pressure drop, Journal of American Science, pp. 32-40, 2011.
- [15] Fettaka S., Thibault J., Gupta Y., Design of shell and tube heat exchangers using multiobjective optimization, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 60, pp. 343-354, 2013.
- [16] Jena S., Patro P., Behera S.S., Multi-Objective optimization of design parameters of a shell and tube type heat exchanger using Genetic algorithm, International Journal of current Engineering and Technology, Vol. 3, NO. 4, pp. 1379-1386, 2013.
- [17] Ahmadi P., Hajabdollahi H., Dincer I., Cost and entropy generation minimization of a cross-flow plat fin heat exchanger using multi-objective Genetic algorithm, Journal