

طراحی و بهینه‌سازی پس‌خنک‌کن سامانه پرخورانی موتورهای احتراق داخلی بر پایه‌ی الگوریتم ژنتیک

این مقاله در پی یافتن بهترین چیدمان هندسی برای یک پس‌خنک‌کن است تا به کمک آن کمترین افت فشار و بیشترین کاهش دما برای هوای عبوری از مبدل حاصل شود. برای این منظور یک مبدل از نوع نوار و صفحه در نظر گرفته شد و پس از استخراج تمامی معادلات هندسی، جریانی و حرارتی، به کمک روش الگوریتم ژنتیک و به‌کارگیری شش متغیر طراحی، بهترین مقادیر طراحی برای آن‌ها جهت رسیدن به اهداف مذکور یافته شد. نتایج حاصل از این کار نشان می‌دهند، پس‌خنک‌کن طراحی شده ضمن داشتن وزن مناسب و افت فشار بسیار کم، دمای هوای ورودی به موتور را پس از کاهش قابل توجه، به میزان مقبول برای ورود به موتور می‌رساند.

توحید حیدری هولاسو^۱
دانشجوی کارشناسی ارشد

محمدحسن شجاعی فرد^۲
استاد

علی قاسمیان مقدم^۳
استادیار

محمد مهدی نیروبخش^۴
کارشناسی ارشد

واژه‌های راهنما: پس‌خنک‌کن، مبدل حرارتی، الگوریتم ژنتیک، بهینه‌سازی، طراحی

۱- مقدمه

بخش قابل توجهی از انرژی سوخت مورد استفاده در موتورهای درون‌سوز، به وسیله دود خروجی حاصل از احتراق هدر می‌رود. از طرفی دیگر، در موتورهای احتراق داخلی هر چه هوای بیش‌تری وارد محفظه احتراق شود، می‌توان سوخت بیش‌تری سوزاند و توان بالاتری از موتور دریافت کرد. در کنار این‌ها دستیابی به موتورهایی با حجم و وزن پایین و در عین حال توان بالا همواره از خواسته‌ها و چالش‌های اصلی در صنعت خودرو بوده است. نیازها و پتانسیل‌های موجود سبب به وجود آمدن موتورهایی مجهز به سیستم‌های توربو شارژ شدند. در این سیستم به کمک انرژی موجود در گازهای خروجی، هوای ورودی به موتور فشرده می‌شود؛ و به تبع آن فشار و دمای هوای ورودی به موتور افزایش می‌یابد. اما بدیهی است افزایش دمای هوا منجر به مشکلاتی از قبیل؛ کاهش راندمان حرارتی، افزایش آلایندگی و ... خواهد شد.

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران tohid.heidary@yahoo.com

^۲ استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت، تهران

^۳ نویسنده مسئول، استادیار، آزمایشگاه تحقیقاتی تحلیل شاره‌ها و سازه‌های خودرو، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران
qasemian@iust.ac.ir

^۴ کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت، تهران

تاریخ دریافت: ۹۶/۱۲/۱۳، تاریخ پذیرش: ۹۷/۰۴/۲۶

به همین منظور در مسیر ورود هوا به موتور برای کاهش دما از یک مبدل حرارتی فشرده تحت عنوان پس-خنک‌کن^۱ استفاده می‌شود. بدین ترتیب پس از خنک‌کاری هوا در پس‌خنک‌کن، هوای ورودی به موتور ضمن حفظ فشار بالا از دمای مناسب برای احتراق در موتور برخوردار خواهد بود.

امروزه در پس‌خنک‌کن‌هایی که با هوا کار می‌کنند، مبدل نوار و صفحه^۲ با پره‌های مستطیلی بیش‌ترین کاربرد را دارد. به صورت عمومی در زمینه مبدل‌های حرارتی و به صورت اختصاصی در زمینه پس‌خنک‌کن مطالعات مختلفی صورت گرفته است. طراحی بهینه مبدل باعث کوچک‌تر شدن آن و کاهش هزینه‌ها خواهد شد؛ اما مهم‌ترین اقدام قبل از بهینه‌سازی مبدل، بدست آوردن الگویی برای حل مبدل مورد نظر است. شاه و سکولیچ [۱] برای مبدل نوار و صفحه الگویی بر پایه روش آن تی یو^۳ ارائه کردند که با توجه به دقت خوبی که داراست، همواره توسط پژوهشگران در این زمینه مورد استفاده قرار می‌گیرد. چاتو و همکاران [۲] برای پرهیز از ثابت فرض کردن خواص جریان در مبدل‌های حرارتی با جریان عرضی، این مبدل را به قطعات کوچک فرضی تقسیم کردند که بتوان خواص جریان را در هر یک از این بخش‌ها ثابت فرض نمود. بدین ترتیب آن‌ها توانستند رفتار کلی مبدل را مورد بررسی قرار دهند.

یکی از اساسی‌ترین مراحل در طراحی مبدل‌های حرارتی فشرده تعیین ضرایب کولبرن^۴ و اصطکاک است؛ مانگلیک و برگلس [۳] در کار تجربی خود این ضرایب را برای مبدل‌های گرمایی با پره‌های مستطیلی استخراج کرده و برای آن‌ها فرمول‌هایی ارائه دادند. هرولد و هوو [۴] به بررسی تاثیر عدد پرناتل بر روی انتقال حرارت و افت فشار در مبدل‌های نوار و صفحه پرداختند. نتیجه این بررسی تاثیر قابل توجه عدد پرناتل بر انتقال حرارت و بی‌تاثیری آن بر افت فشار گزارش شد. هنری و همکاران [۵] در پژوهشی تجربی یک پس‌خنک‌کن هوا به هوا را با یک پس‌خنک‌کن هوا به آب مقایسه کردند که نتیجه آن بازده بالای مبدل هوا به آب بود، که در شرایط مختلف، عملکرد آن بهتر از مبدل هوا به هوا گزارش شد. میشنا و همکاران [۶] به منظور بررسی نحوه عملکرد پره‌های مستطیلی در جریان‌هایی با دبی بالا به انجام یک پژوهش تجربی پرداختند که جریان عبوری از پره‌ها دارای رینولدزی بین ۵۰۰۰ تا ۱۲۰۰۰۰ بود. آن‌ها این مهم که با افزایش رینولدز جریان، هم انتقال حرارت و هم افت فشار افزایش می‌یابند را تصدیق کردند و در شرایطی که انتقال گرما و ابعاد مبدل نسبت به افت فشار از اهمیت بیش‌تری برخوردار باشند؛ عملکرد این پره‌ها را مناسب گزارش کردند. روش‌های مختلفی توسط پژوهشگران برای مطالعه مبدل‌های فشرده به کار گرفته شده‌اند. بخشی از مطالعات صورت گرفته بر روی این مبدل‌ها شامل بررسی‌های تجربی و شبیه‌سازی کامپیوتری توسط نرم‌افزارها بوده است. به عنوان مثال پنگ و ژانگ [۷] هم به کمک شبیه‌سازی کامپیوتری و هم آزمایش تجربی یک مبدل مایع-هوا با پره‌های موجی را مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها در بررسی خود به واکاوی تاثیر دبی هوا و دمای خنک‌کننده ورودی بر میزان خنک‌کاری و افت فشار پرداختند. آن‌ها ضمن تایید نحوه تاثیرگذاری این عوامل در بخش تجربی، اختلاف شبیه‌سازی صورت گرفته با کار تجربی را مناسب عنوان کردند.

¹ Aftercooler

² Bar And Plate

³ E-NTU

⁴ Colburn

ایجاد تعادل بین انتقال گرما و افت فشار اساسی‌ترین کار در طراحی مبدل‌های گرمایی فشرده می‌باشد به طوری که معمولا عوامل بهبود هر یک از این پارامترها بر روی دیگری نتیجه عکس دارد و بسته به خواسته اصلی هر مسئله، پارامتر مهم‌تر تعیین و اقدامات بعدی بر پایه آن شکل می‌گیرد. میشر و سارانگی [۸] برای بهینه‌سازی مبدل نوار و صفحه که شامل تعداد زیادی متغیرهای طراحی بود، مدلی با استفاده از الگوریتم ژنتیک ارائه دادند. آن‌ها در پژوهش خود هدف بهینه‌سازی را کمینه کردن تعداد واحدهای تولید انرژی جریانی در طی خنک‌کاری قرار دادند، و اثر تغییرات تعدادی از متغیرهای طراحی را بر روی این تابع هدف و افت فشار دو جریان ارائه کردند. آن‌ها نشان دادند در اثر تغییر این متغیرهای طراحی میزان افت فشار هر دو جریان و واحدهای تولید شده انرژی رفتار مشابه و مرتبطی با یکدیگر دارند.

پاتل و ساوانی [۹] با استفاده از الگوریتم بهینه‌سازی مبتنی بر آموزش و یادگیری^۱ اقدام به بهینه‌سازی چند منظوره یک مبدل حرارتی کردند. آن‌ها پارامترهای خروجی کار خود را با پارامترهای خروجی حاصل از طراحی اولیه و الگوریتم بهینه‌سازی رقابت استعماری^۲ مقایسه کردند و نتیجه آن را برتری روش به کار رفته در این پژوهش نسبت به سایر روش‌ها گزارش دادند. زارع و همکاران [۱۰] با هدف بهینه‌سازی پارامترهای هندسی موثر در مبدل حرارتی فشرده خود به کمینه کردن مساحت کلی انتقال حرارت و افت فشار پرداختند. آن‌ها در کار خود از الگوریتم بهینه‌سازی زنبور عسل بهره بردند و نتایج حاصل از آن را در مقایسه با الگوریتم‌های ژنتیک و اجتماع ذرات مناسب‌تر دانسته و دقت همگرایی آن را بالاتر گزارش کردند.

وانگ و همکاران [۱۱] به طراحی یک پس‌خنک‌کن با پره‌های مستطیلی در سمت جریان گرم و پره‌های مثلثی در سمت جریان سرد، پرداختند و از الگوریتم ژنتیک به منظور دست‌یابی به هندسه بهینه خود بهره بردند. آن‌ها در مطالعه خود از دو تابع هدف جداگانه یعنی هزینه سالانه و افت فشار جریان گرم استفاده کردند که این دو تابع در دو حالت اعمال محدودیت افت فشار و عدم اعمال چنین محدودیتی مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان دادند اعمال محدودیت افت فشار در مقایسه با نبود چنین محدودیتی منجر به کاهش نوزده درصدی در حجم پس‌خنک‌کن و افزایش یک درصدی در هزینه سالانه می‌شود. اوزکول و کومورگوز [۱۲] به منظور بهبود نسبت افت فشار به فشار اولیه جریان‌ها، اقدام به شبیه‌سازی و بهینه‌سازی مبدل مورد نظر کردند که نتیجه آن، کاهش این نسبت به مقدار ۰/۰۵ شد. پنگ و لینگ [۱۳] با هدف کاهش وزن مبدل، اقدام به طراحی مبدل نوار و صفحه کردند. آن‌ها بهینه‌سازی خود را با اختیار هفت متغیر طراحی و به کمک الگوریتم ژنتیک توسعه دادند. نتیجه کار، کاهش ۵۴/۸ درصدی در وزن مبدل بود؛ اما در قبال این کاهش، افت فشارهای هوای سرد و گرم به ترتیب ۱۸۰ و ۱۰ درصد افزایش یافتند. برومنیک و همکاران [۱۴] به مدلسازی پس‌خنک‌کن در یک موتور دیزل پرخورانی شده سرعت متوسط با توجه به رفتارهای ناپایای جریان هوا در چندراهه هوا پرداختند. در این کار رفتار دینامیک گاز در موتور مورد مدلسازی قرار گرفت. آن‌ها در این تحقیق تغییرات فشار، دما و دبی جرمی عبوری از پس‌خنک‌کن و همچنین تغییرات بازده پس‌خنک‌کن با دبی جرمی هوا را بررسی کردند همان‌گونه که پیش‌تر گفته شد. به کارگیری سیستم پرخوران باعث افزایش جرم هوا در موتور می‌شود و این سبب افزایش توان موتور خواهد شد.

¹ MO-ITLBO

² Imperialist Competitive Algorithm

در عین حال به علت افزایش دمای هوای ورودی به سیلندر، استفاده از یک مبدل حرارتی بعد از فشرده‌سازی هوا ضروری به نظر می‌رسد. متغیرهای این مبدل با وجود محدودیت‌های موجود، قادر به داشتن چینش‌های هندسی متعددی است. به همین دلیل طراحی مناسب این مبدل بر پایه‌ی خواسته‌های موجود امری ضروری خواهد بود.

هدف مطالعه حاضر، طراحی مبدلی به عنوان پس‌خنک‌کن، برای سیستم‌های پرخوران بوده است. به همین منظور از انواع مبدل‌های موجود، مبدل نوار و صفحه با پره‌های مستطیلی به خاطر ظرفیت خنک‌کاری بالای آن، انتخاب شده است. در قدم بعدی با استخراج معادلات هندسی و به کارگیری روش ان تی یو، الگویی برای حل مبدل تشکیل شده است. در نهایت با به کارگیری الگوریتم ژنتیک، بهترین هندسه ممکن برای تامین خواسته‌ها حاصل شده است. این خواسته‌ها در قالب تابع هدفی متشکل از سه پارامتر انتقال حرارت، افت فشار جریان گرم و وزن مبدل تعریف شده است تا معیاری برای سنجش جواب‌های خروجی باشد. یکی از کمبودهای بارز در مطالعات مشابه انجام شده، عدم توجه به هر سه پارامتر مذکور می‌باشد. در این مطالعه تلاش شده است تا در قالب تعریف یک تابع هدف مناسب علاوه بر افزایش میزان انتقال حرارت که همواره در مبدل‌های حرارتی مطلوب می‌باشد، کاهش افت فشار و وزن نیز در فرآیند بهینه‌سازی مورد توجه قرار گیرد. مراحل ذکر شده در طراحی به صورت کدنویسی و در نرم‌افزار متلب^۱ اجرا شده است.

۲- مدل‌سازی مسئله

به منظور طراحی مبدل به کمک الگوریتم ژنتیک، ابتدا باید الگویی از حل مسئله بصورت ریتینگ^۲ ارائه شود. ریتینگ روند حلی است که طی آن با در اختیار داشتن جزئیات هندسی و اطلاعات سیال‌های ورودی به مبدل، اطلاعات سیال‌ها در خروجی حاصل می‌شود. در این گزارش مدل‌سازی مسئله در سه بخش ارائه شده است؛ که شامل معادلات هندسی، حل حرارتی و بهینه‌سازی می‌باشد. در ادامه به شرح هر یک از این بخش‌ها پرداخته شده است.

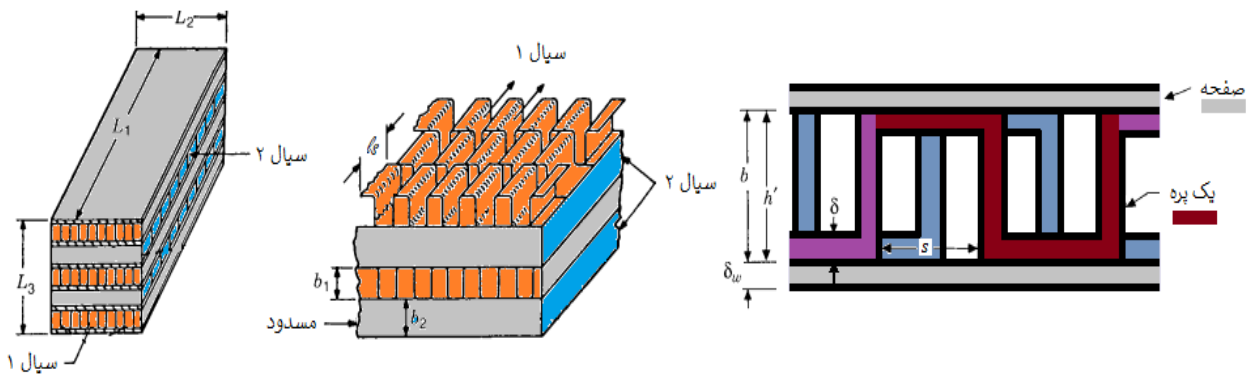
۲-۱- معادلات هندسی

عموماً انتظارات از مبدل فشرده در صنایع مختلف مبدلی است که دارای ظرفیت خنک‌کاری بالا، افت فشار کم و وزن پایینی باشد. و از آنجایی که موثرترین عامل دستیابی به خواسته‌های مذکور جزئیات هندسی مبدل است؛ دقت در استخراج و حل معادلات هندسی اهمیت دو چندان می‌یابد.

شکل (۱) متغیرهای هندسی یک مبدل نوار و صفحه را نشان می‌دهد. در ادامه با توجه به این شکل معادلات هندسی به کار رفته در این پژوهش استخراج شده است. نحوه دستیابی به این معادلات به طور مفصل در مرجع [۱] توضیح داده شده است.

¹ MATLAB

² Rating



شکل ۱- ساختار مبدل نوار و صفحه [۱]

به کمک معادله (۱) تعداد راهگاه‌های هوای داغ، N_p به دست می‌آید و تعداد راهگاه‌های هوا سرد برابر خواهد بود با N_p+1 . مساحت سطوح اولیه انتقال حرارت برای دو سمت پس‌خنک‌کن نیز با معادلات (۲) و (۳) محاسبه می‌شود.

$$N_p = \frac{L_3 - b_a + 2\delta_w}{b_g + b_a + 2\delta_w} \quad (1)$$

$$A_{p,g} = [2L_1 L_2 N_p] + [2b_g L_1 N_p] - [2\delta L_1 \left(\frac{L_2}{2s} N_p\right)] \quad (2)$$

$$A_{p,a} = [2L_2 L_1 (N_p + 1)] + [2b_a L_2 (N_p + 1)] - [2\delta L_2 \left(\frac{L_1}{2s} (N_p + 1)\right)] \quad (3)$$

شایان ذکر است که زیرنویس‌های ۱ و g نماینده جریان گرم و زیرنویس‌های ۲ و a نماینده جریان سرد هستند. برای جلوگیری از بازنویسی معادلات مشابه مانند معادلات (۲) و (۳) از این پس معادلات فقط برای هوای گرم آورده می‌شود. برای دستیابی به معادلات مربوط به هوای سرد کفایت تغییرات زیر در معادله هوای گرم اعمال گردد.

$$N_p \leftrightarrow N_p + 1 \quad a \leftrightarrow g \quad 1 \leftrightarrow 2$$

مساحت سطوح ثانویه انتقال حرارت که همان مساحت پره‌هاست، طبق معادله (۴) محاسبه می‌شود.

$$A_{s,g} = \left[2(b_g - \delta)L_1 \left(\frac{L_2}{2s} N_p\right) \right] + \left[2(b_g - \delta)\delta \frac{L_2}{L_s} \left(\frac{L_2}{2s} N_p\right) \right] + \left[(2s - \delta)\delta \left(\frac{L_2}{L_s} - 1\right) \left(\frac{L_2}{2s} N_p\right) \right] \quad (4)$$

مقطع آزاد برای عبور جریان‌ها، $A_{o,g}$ از عوامل موثر بر میزان افت فشار در مبدل‌های فشرده به شمار می‌رود. این سطح به کمک معادله (۵) به دست می‌آید.

$$A_{o,g} = [b_g L_2 N_p] - \left[\left(\frac{L_2}{2s} N_p\right) \delta (b_g - \delta) + 2s \right] \quad (5)$$

و در نهایت قطر هیدرولیکی، $D_{h,g}$ برای جریان‌ها طبق تعریف با معادله (۶) محاسبه می‌شود.

$$D_{h,g} = \frac{4L_1 A_{o,g}}{A_g} \quad (6)$$

۲-۲- معادلات حرارتی

آنچه در الگوی مورد استفاده به دنبال آن هستیم، به دست آوردن مشخصات خروجی جریان‌ها و در نهایت افت فشار و انتقال گرماست. در این بخش به کمک معادلات هندسی در بخش قبل روند دستیابی به این خواسته‌ها ارائه شده است. با توجه به نزدیک بودن خواص دو سیال به خواص گاز کامل، از معادله حالت برای محاسبه چگالی استفاده می‌شود.

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (7)$$

در محاسبه ضریب کولبرن و اصطکاک، از معادله ارائه شده توسط مانگلیک و همکاران [۳] استفاده شده است.

$$j = 0.6522 \text{Re}^{-0.5303} \left(\frac{s}{h}\right)^{-0.1541} \left(\frac{\delta}{l_s}\right)^{0.1499} \left(\frac{\delta}{s}\right)^{-0.0678} \times \left[1 + 5.269 \times 10^{-5} \text{Re}^{1.34} \left(\frac{s}{h}\right)^{0.504} \left(\frac{\delta}{l_s}\right)^{0.456} \left(\frac{\delta}{s}\right)^{-1.055}\right]^{0.1} \quad (8)$$

$$f = 9.6243 \text{Re}^{-0.7422} \left(\frac{s}{h}\right)^{-0.1856} \left(\frac{\delta}{l_s}\right)^{0.3053} \left(\frac{\delta}{s}\right)^{-0.2659} \times \left[1 + 7.66 \times 10^{-8} \text{Re}^{4.429} \left(\frac{s}{h}\right)^{0.92} \left(\frac{\delta}{l_s}\right)^{3.767} \left(\frac{\delta}{s}\right)^{0.236}\right]^{0.1} \quad (9)$$

که در این معادلات عدد رینولدز با رابطه (۱۰) محاسبه می‌شود.

$$\text{Re}_g = (\dot{m} Dh / \mu A_o)_g \quad (10)$$

به کمک رابطه (۸) و تعریف ضریب کولبرن، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی با رابطه (۱۱) حاصل می‌شود.

$$h_g = (j \dot{m} cp)_g / (\text{Pr}^{\frac{2}{3}} A_o)_g \quad (11)$$

با در اختیار داشتن ضریب جابه‌جایی انتقال حرارت برای هر دو جریان می‌توان ضریب کلی انتقال حرارت را توسط رابطه (۱۲) محاسبه کرد.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o h A)_g} + R_w + \frac{1}{(\eta_o h A)_a} \quad (12)$$

η_o ضریب کلی پره می‌باشد که نحوه محاسبه آن در مراجع آورده شده است [۱]. در نهایت به کمک روابط (۱۳) تا (۱۶) کارایی مبدل محاسبه شده است.

$$\text{NTU} = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (13)$$

$$C_{\min} = \min \{ C_g = \dot{m}_g c_{p,g} \ \& \ C_a = \dot{m}_a c_{p,a} \} \quad (14)$$

با توجه به اینکه پس‌خنک‌کن یک مبدل جریان عرضی^۱ است، برای محاسبه ε از روابط (۱۵) و (۱۶) معرفی شده توسط لندن و همکاران [۱۵] استفاده شده است.

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) - \exp[-(1+C^*)NTU] \sum_{n=1}^{\infty} C^{*n} P_n(NTU) \quad (15)$$

$$P_n(y) = \frac{1}{(n+1)!} \sum_{k=1}^n \frac{n+1-k}{k!} y^{n+k} \quad (16)$$

C^* در رابطه (۱۵) نسبت C_{max}/C_{min} می‌باشد. در نهایت میزان خنک‌کاری طبق رابطه (۱۷) محاسبه می‌شود.

$$Q = \varepsilon C_{min} (T_{g,i} - T_{a,i}) \quad (17)$$

با حصول میزان خنک‌کاری، دمای خروجی برای جریان‌های داغ و سرد توسط رابطه (۱۸) به دست آمده و با علم به دمای خروجی هر جریان، مشخصات آن‌ها نیز بدست می‌آید. سپس با استفاده از مشخصات هر جریان و رابطه (۱۹) افت فشار حاصل می‌شود.

$$T_{o,g} = T_{i,g} - (Q/\dot{m} c_p)_g \quad (18)$$

$$\Delta P = \frac{G^2}{2g_c \rho_i} \left[(1-\sigma^2 + K_c) + 2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) + f \frac{L}{r_h} \rho_i \left(\frac{1}{\rho} \right)_m - (1-\sigma^2 - K_e) \frac{\rho_i}{\rho_o} \right] \quad (19)$$

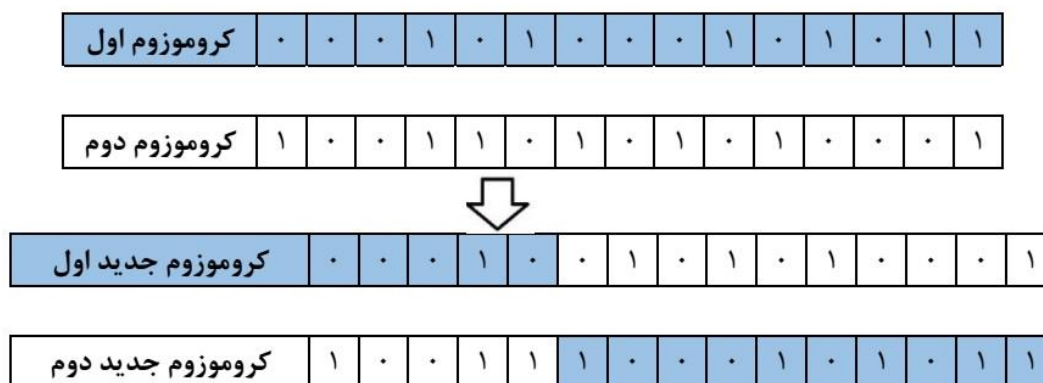
در این معادله که توسط شاه و سکولچ [۱] معرفی شده است، σ ، K_e ، K_c و G به ترتیب ضریب انقباض، ضریب انبساط، میزان تخلخل مبدل و شار جرمی می‌باشند. عبارت اول اثر ورودی، عبارت دوم اثر مومنتم، عبارت سوم اثر اصطکاک و عبارت چهارم اثر خروجی بر روی جریان هستند.

۲-۳- بهینه‌سازی

الگوریتم ژنتیک از پرکاربردترین روش‌های بهینه‌سازی در مسائل مهندسی است. این الگوریتم یک روش جستجو برای یافتن بهترین جواب، بر اساس خواسته مطلوب است. استفاده کننده می‌تواند با توجه به مبحث مورد بررسی این خواسته مطلوب را تعریف کرده و در اختیار الگوریتم ژنتیک قرار دهد [۱۶].

در الگوریتم ژنتیک ابتدا متغیرهای طراحی و بازه تغییر آن‌ها مشخص می‌شود و سپس به تعداد جمعیت مشخص شده برای جامعه، بردارهای جواب تولید می‌شوند. بر طبق الگوریتم ژنتیک یک بردار جواب از این متغیرها به عنوان یک کروموزوم شناخته می‌شود. خود کروموزوم از مجموعه‌ای از بیت‌ها تشکیل شده است که تعداد مشخصی از این بیت‌ها یک متغیر را نمایندگی می‌کند. بعد از تعیین جامعه‌ای با تعداد مشخص از کروموزوم‌ها که به صورت تصادفی انتخاب شده‌اند، هر یک از این کروموزوم‌ها وارد حل حرارتی شده و برای هر یک از آن‌ها اطلاعات خروجی سیال‌ها و مهم‌ترین خواسته‌های ما یعنی انتقال گرما و افت فشار محاسبه می‌شود.

¹ Cross-flow Heat Exchanger



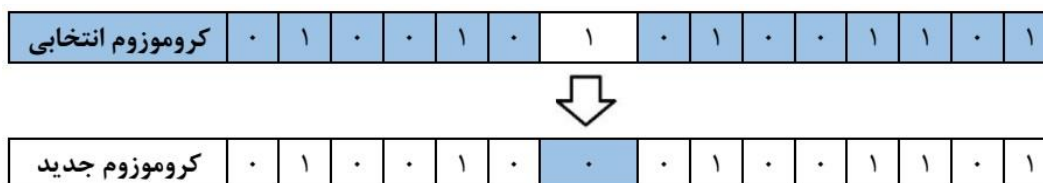
شکل ۲- نحوه انجام پیوند

در انتها تابع هدف که متشکل از اهداف طراحی است برای هر یک از آن‌ها محاسبه می‌گردد. در پایان این مرحله از الگوریتم ژنتیک مشخص می‌شود که کدام کروموزوم به اهداف طراحی مورد نظر نزدیک هستند و بر همین اساس سه مرحله پیوند، جهش و انتخاب بهترین کروموزوم‌ها شروع می‌شوند.

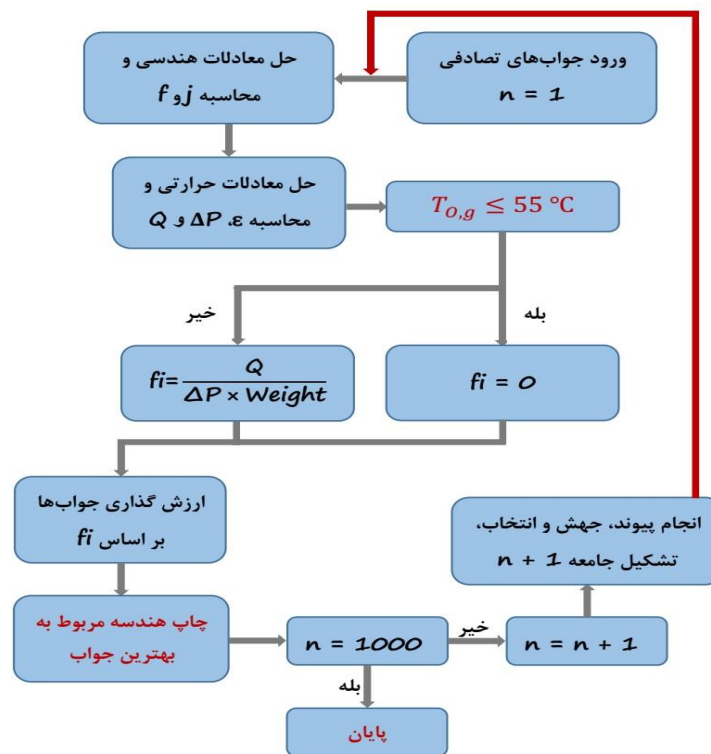
پیوند: در این مرحله حدود ۷۰ درصد از جامعه اولیه مورد پیوند قرار گرفته که منجر به ایجاد کروموزوم‌های جدید شده است. در این بخش بصورت تصادفی تعدادی از بیت‌های انتهای دو کروموزوم تعویض شده‌اند و بدین ترتیب دو کروموزوم جدید حاصل شده و به نسل بعدی منتقل شده‌اند. مسئله مهم در این بخش انتخاب ۷۰ درصد از جامعه برای پیوند است و این عمل بصورت تصادفی صورت می‌گیرد اما در عین حال کروموزوم‌هایی که تابع هدف را بهتر تامین کرده‌اند از شانس بیش‌تری برای انتخاب بهره‌مند هستند. شکل (۲) نحوه انجام پیوند روی دو کروموزوم ۱۵ بیتی را نشان می‌دهد.

جهش: در این مرحله حدود ۷ درصد از جامعه اولیه به صورت تصادفی (البته با شانس بالا برای کروموزوم‌های بهتر) انتخاب شده‌اند و یکی از بیت‌های هر کروموزوم به صورت تصادفی انتخاب شده و تغییر کرده است. شکل (۳) نحوه انجام جهش در یک کروموزوم ۱۵ بیتی را نشان می‌دهد.

انتخاب: در این مرحله تعدادی از کروموزوم‌ها از جامعه اولیه به صورت مستقیم وارد نسل بعدی جامعه می‌شوند. کروموزوم‌های انتخابی در این بخش آن‌هایی هستند که برای تامین خواسته تابع هدف عملکرد بهتری داشته‌اند. بادر نظر گرفتن N به عنوان تعداد اعضاء جامعه اولیه رابطه زیر برای تعیین تعداد انتخابی‌های این بخش در نظر گرفته شده است.



شکل ۳- نحوه انجام جهش



شکل ۴- الگوریتم طراحی

$$\text{تعداد انتخابی‌ها} = N - [0.7N] - [0.07N] \quad (20)$$

بعد از پایان سه مرحله فوق نسل جدید جامعه تشکیل می‌شود؛ که تعداد اعضا آن با جامعه اولیه برابر است. همین روند برای نسل جدید هم ادامه پیدا کرده است، در نتیجه با تغییر نسل‌ها به منظور بهبود تابع هدف، از اعضای با صلاحیت بالا، برای رسیدن جواب‌های بهتر استفاده می‌شود. شایان ذکر است در مطالعه حاضر هر ۴ بیت نماینده یکی از متغیرهای طراحی است.

۳- نتایج و بحث

مهم‌ترین بخش کار بهینه‌سازی در الگوریتم ژنتیک، تعیین تابع هدف است؛ در واقع این تابع هدف است که مشخص می‌کند جواب‌های مناسب کدامند و برپایه تابع هدف و تاثیرگذاری آن، تغییرنسل‌ها صورت می‌گیرد. همان‌گونه که قبلاً ذکر شد انتقال حرارت بالا، وزن پایین و افت فشار پایین هوای گرم خواسته‌های اصلی ما هستند؛ اما معمولاً عوامل افزایش انتقال حرارت بر روی وزن و افت فشار نتیجه مشابه دارند از این رو تابع هدف به صورت نسبت ارائه شده در رابطه (۲۱) انتخاب شده است و هدف طراحی، بیشینه کردن این نسبت قرار داده می‌شود. از طرفی چون هوای گرم خروجی از مبدل وارد موتور خواهد شد؛ نمی‌توان هر مقداری را برای آن پذیرفت. لذا برای هوای گرم خروجی محدودیت دمایی ۵۵ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته می‌شود. یعنی جواب‌هایی که منجر به دمای بالاتر از ۵۵ درجه سانتی‌گراد برای هوای گرم خروجی شوند؛ فاقد اعتبار خواهند بود و مقدار تابع هدف آن‌ها با صفر جایگزین خواهد شد.

این مسئله در الگوریتم طراحی نمایش داده شده در شکل (۴) به خوبی قابل مشاهده است.

$$f_i = \frac{Q}{\text{Weight} \times \Delta P_g} \quad (21)$$

در مطالعه حاضر، به منظور بهینه‌سازی پس‌خنک‌کن از اطلاعات ورودی ارائه شده در جدول (۱) بهره گرفته شده است. مبدل‌های نوار و صفحه شامل نه پارامتر هندسی هستند که در این مطالعه شش پارامتر موثرتر به عنوان متغیرهای طراحی انتخاب شدند. هر یک از این متغیرها بسته به فضای موجود در خوردو و کارایی خود، دارای محدودیت‌هایی هستند. برای مثال طول مبدل به دلیل وجود فضای مشخص و خنک‌کاری مد نظر نمی‌تواند مقدار بسیار بزرگ یا بسیار کوچکی داشته باشد.

به منظور دستیابی به مبدلی با هندسه متعارف، کارآیی لازم و سرعت همگرایی مسئله؛ قیودی برای هر یک از متغیرهای هندسی در نظر گرفته می‌شود. متغیرهای طراحی به کار رفته در این مطالعه به همراه بازه مجاز تغییرات برای هر کدام، در جدول (۲) آورده شده است.

جدول ۱- اطلاعات ورودی مورد استفاده در بهینه‌سازی

پارامتر	نماد	واحد	مقدار
فشار هوای گرم ورودی	P_{gi}	KPa	۲۵۰
دمای هوای گرم ورودی	T_{gi}	K	۳۹۳
دبی ورودی هوای گرم	\dot{m}_{gi}	Kg/s	۰/۸
فشار هوا سرد ورودی	P_{ai}	KPa	۱۰۰
دمای هوا سرد ورودی	T_{ai}	K	۲۹۸
دبی ورودی هوای سرد	\dot{m}_{ai}	Kg/s	۱/۲
رسانش فلز	K	W/m.K	۲۲۵
نصف گام پره	S	Mm	۰/۵
ضخامت صفحات	δ_w	Mm	۱
طول پره	L_s	Mm	۲۰

جدول ۲- محدوده جستجو الگوریتم ژنتیک برای متغیرهای طراحی

متغیر طراحی	نماد	کران پایین (میلی‌متر)	کران بالا (میلی‌متر)
طول	L_1	۳۰۰	۶۰۰
عرض	L_2	۵۰	۱۵۰
ارتفاع	L_3	۱۰۰	۲۵۰
ارتفاع راهگاه هوای گرم	bg	۱۰	۲۰
ارتفاع راهگاه هوای سرد	ba	۱۰	۲۰
ضخامت پره	δ	۰/۱	۰/۲

جدول ۳- مقادیر بهینه به دست آمده برای متغیرهای طراحی

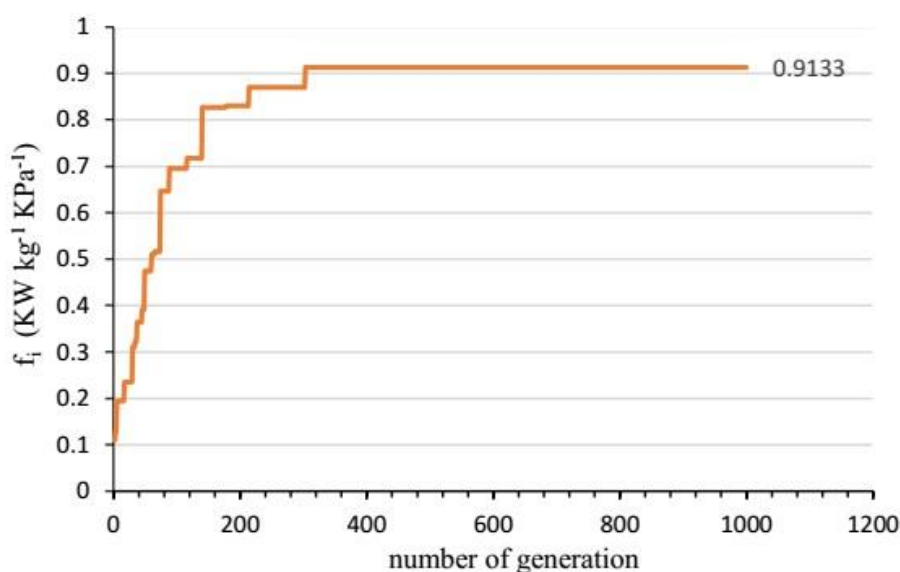
جدول ۴- مشخصات پس‌خنک‌کن در هندسه بهینه

پارامتر	مقدار بهینه (mm)	مشخصه	واحد	مقدار
طول مبدل (L_1)	۴۶۰	تابع هدف	$\text{Kw KPa}^{-1} \text{ kg}^{-1}$	۰/۹۱۳۳
عرض مبدل (L_2)	۱۴۳/۳	انتقال گرما	Kw	۵۴
ارتفاع مبدل (L_3)	۲۵۰	افت فشار هوا گرم	KPa	۵/۲۸
ارتفاع راهگاه هوای گرم (bg)	۱۸/۷	افت فشار هوای سرد	KPa	۳/۰۲
ارتفاع راهگاه هوای سرد (ba)	۱۲/۷	دمای خروجی هوای گرم	K	۳۲۶/۷
ضخامت پره (δ)	۰/۱	دمای خروجی هوای سرد	K	۳۴۲/۸
		وزن مبدل	Kg	۱۱/۲

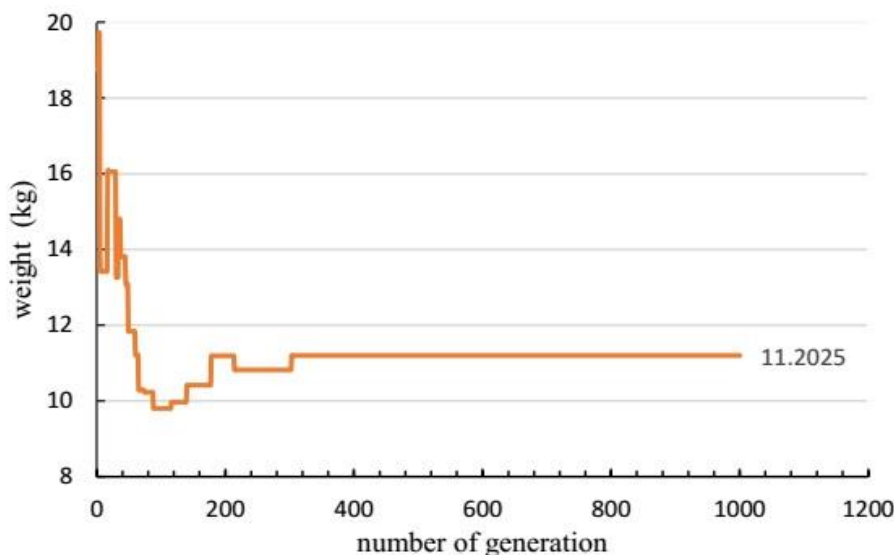
۳-۱- نتایج بهینه‌سازی

جدول (۳) نتایج حاصل از کار بهینه‌سازی را نشان می‌دهد؛ که در آن هندسه بهینه مبدل در محدوده مشخص شده برای شش متغیر به دست آمده است. مشخصات پس‌خنک‌کن حاصل از هندسه بهینه در این دو هندسه نیز در جدول (۴) ارائه شده است.

در شکل (۵) نحوه افزایش تابع هدف در طول بهینه‌سازی نمایش داده است. مقدار این تابع به صورت پلکانی افزایش یافته است و در مقدار ۰/۹۱۳۳ و بعد از ۳۰۶ تکرار همگرا شده است. از اهداف اولیه طراحی در این مطالعه، کمینه کردن وزن پس‌خنک‌کن و به تبع آن کاهش هزینه ساخت بود. شکل (۶) نتیجه اعمال این هدف در طراحی می‌باشد. این نمودار وزن پس‌خنک‌کن در طول روند بهینه‌سازی را نشان می‌دهد. همانطور که از شکل پیداست، وزن نهایی به دست آمده ۱۱/۲ کیلوگرم می‌باشد.



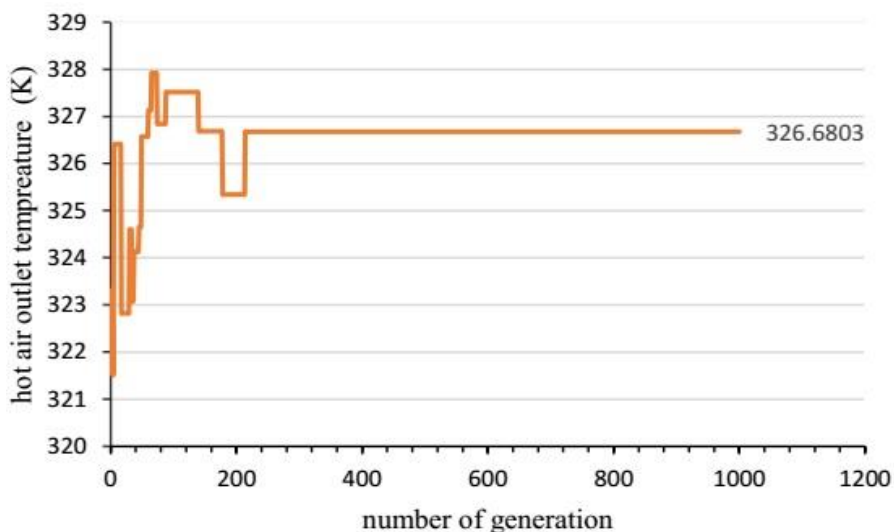
شکل ۵- نحوه همگرایی تابع هدف در طول بهینه‌سازی



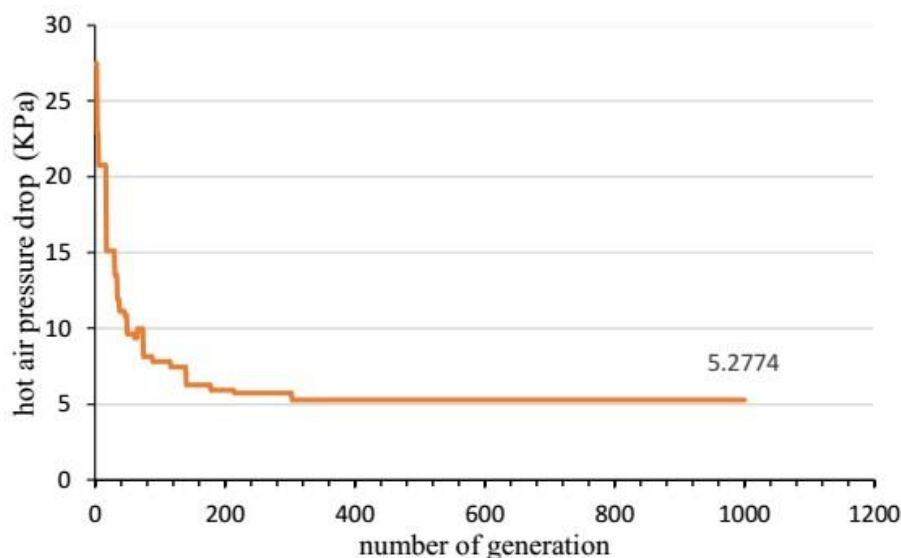
شکل ۶- همگرایی وزن مبدل در طول بهینه‌سازی

از آنجایی که هوای گرم خروجی از پس‌خنک‌کن وارد موتور خواهد شد، دمای آن باید دارای محدودیت باشد. در مطالعه حاضر، تنها جواب‌هایی برای هندسه بهینه قابل پذیرش بودند که منجر به دمایی بالاتر از ۵۵ سانتی‌گراد، برای هوای گرم خروجی نشوند. شکل (۷) نحوه همگرایی دما خروجی را نشان می‌دهد. با توجه به شکل دمای خروجی در مقدار ۵۳/۵ درجه سانتی‌گراد همگرا شده است.

افت فشار جریان گرم از دیگر پارامترهای مهم و مورد توجه در پس‌خنک‌کن است. همان‌گونه که در تابع هدف مشخص است، افت فشار هوای گرم از عوامل تاثیرگذار در دستیابی به هندسه نهایی، انتخاب شد. بدین ترتیب که با فرض وزن و انتقال گرما یکسان برای دو بردار متغیر، برداری از متغیرها که منجر به افت فشار کم‌تری شود، دارای تابع هدف بزرگتری خواهد بود. شکل (۸) نحوه تغییر افت فشار در طول دستیابی به هندسه بهینه را نمایش داده است.



شکل ۷- نحوه همگرایی دماهای خروجی دو جریان گرم



شکل ۸- نحوه همگرایی افت فشار جریان گرم

۲-۳- بررسی عملکرد پس خنک کن بهینه

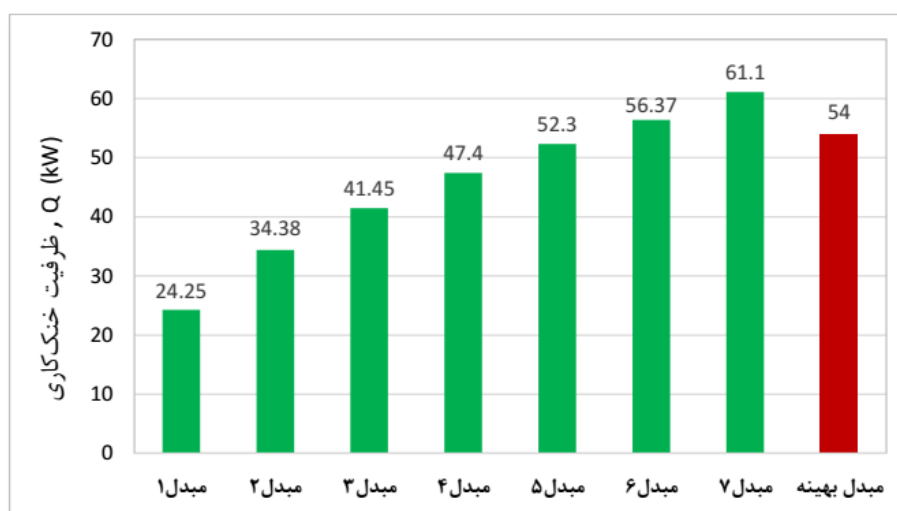
همانطور که پیش تر اشاره شد، معمولا عوامل افزایش انتقال حرارت منجر به افزایش وزن و افت فشار می شوند که مطلوب نیست. ماهیت وجود پس خنک کن به منظور کاهش دمای هوای ورودی به موتور است و افزایش یافتن انتقال حرارت در پس خنک کن به معنی کاهش دمای این هوا و دستیابی به خواسته اصلی مسئله است. اما اگر افت فشار این جریان هوا (هوای گرم) زیاد باشد؛ عملا کاربرد سامانه پرخوران بی معنی خواهد شد؛ و یا اگر وزن مبدل زیاد باشد، هزینه ساخت بالا رفته و استفاده از این سیستم صرفه اقتصادی نخواهد داشت. تقابل این دو وجه مسئله که در تضاد با هم هستند، با اعمال محدودیت دمایی برای هوای گرم خروجی از پس خنک کن در یک نقطه به تعادل رسیده است. در این نقطه دمای مناسب جهت ورود به موتور تامین شده است و در عین حال افت فشار منطقی و وزن مناسب برای پس خنک کن حاصل شده است. به منظور ارائه هر چه بهتر این مفهوم، نتایج حاصل شده برای هندسه بهینه با نتایج به دست آمده برای هفت جواب دیگر در چارچوب محدودیت‌های هندسی مقایسه شده است.

جدول (۵) این هفت بردار جواب را معرفی کرده است.

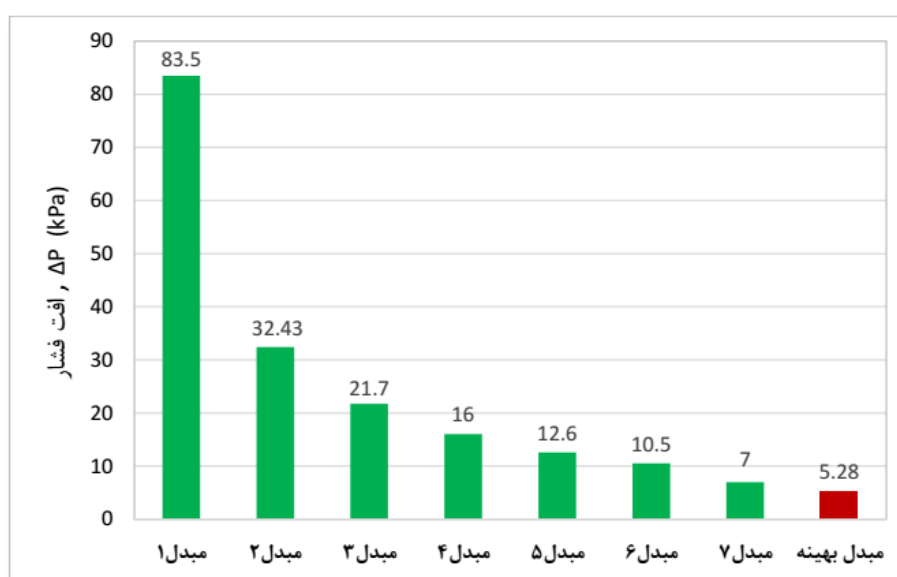
جدول ۵- مقادیر متغیرهای طراحی برای هفت مبدل منتخب و مبدل بهینه

متغیرها	مبدل ۱	مبدل ۲	مبدل ۳	مبدل ۴	مبدل ۵	مبدل ۶	مبدل ۷	مبدل بهینه
L_1 (mm)	۳۰۰	۳۵۰	۴۰۰	۴۵۰	۵۰۰	۵۵۰	۶۰۰	۴۶۰
L_2 (mm)	۵۰	۶۶/۷	۸۳/۴	۱۰۰	۱۱۶	۱۳۳	۱۵۰	۱۴۳/۳
L_3 (mm)	۱۰۰	۱۲۵	۱۵۰	۱۷۵	۲۰۰	۲۲۵	۲۵۰	۲۵۰
b_g (mm)	۱۰	۱۱/۷	۱۳/۳	۱۵	۱۶/۷	۱۸/۴	۲۰	۱۸/۷
b_a (mm)	۱۰	۱۱/۷	۱۳/۳	۱۵	۱۶/۷	۱۸/۴	۲۰	۱۲/۷
δ (mm)	۰/۱	۰/۱۱۷	۰/۱۳۳	۰/۱۵	۰/۱۶۷	۰/۱۸۴	۰/۲	۰/۱

ظرفیت خنک‌کاری این هفت مبدل در مقایسه با مبدل حاصل از بهینه‌سازی در شکل (۹) نمایش داده شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود مبدل‌های شش و هفت نسبت به پس‌خنک‌کن بهینه دارای خنک‌کاری بالاتری هستند و به ترتیب ۴ و ۱۳ درصد انتقال حرارت بیشتری ایجاد کرده‌اند؛ اما همین دو مبدل با توجه به شکل (۱۰) نسبت به مبدل بهینه به ترتیب ۹۹ و ۳۳ درصد افت فشار بیشتری برای جریان گرم ایجاد کرده‌اند و با توجه به شکل (۱۱) نیز نسبت به مبدل بهینه به ترتیب ۵۷ و ۱۶۳ درصد وزن بالاتری دارند. شکل (۱۰) افت فشار جریان گرم در هفت مبدل دلخواه و مبدل بهینه را نشان داده است. با توجه به شکل مشخص است که هندسه این مبدل‌ها افت فشار زیادی را به جریان گرم تحمیل می‌کنند. کم‌ترین اختلاف با مبدل بهینه که دارای افت فشار ۵/۲۸ کیلوپاسکال است، متعلق به مبدل هفت است که بیش‌تر دربارهی آن توضیحاتی ارائه شد.



شکل ۹- مقایسه ظرفیت خنک‌کاری هفت مبدل منتخب با مبدل بهینه

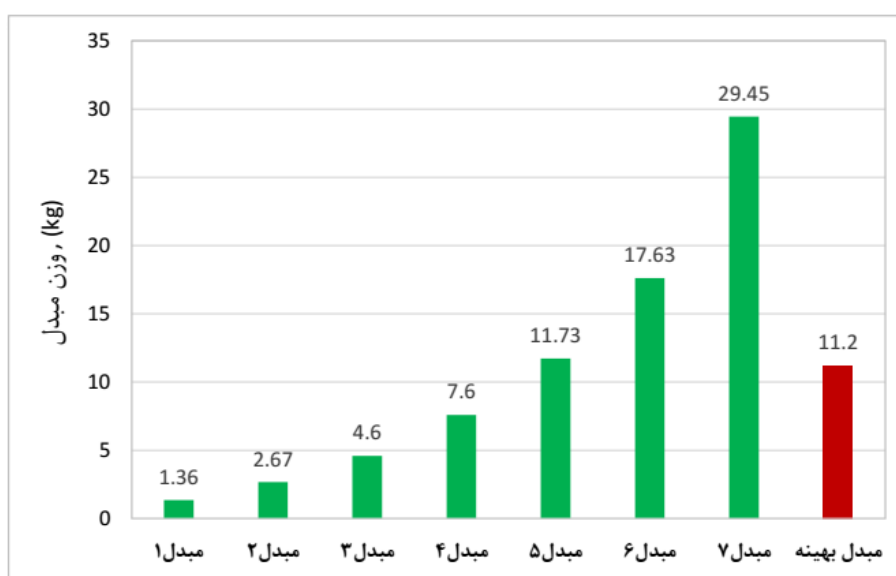


شکل ۱۰- مقایسه افت فشار جریان گرم در هفت مبدل منتخب با مبدل بهینه

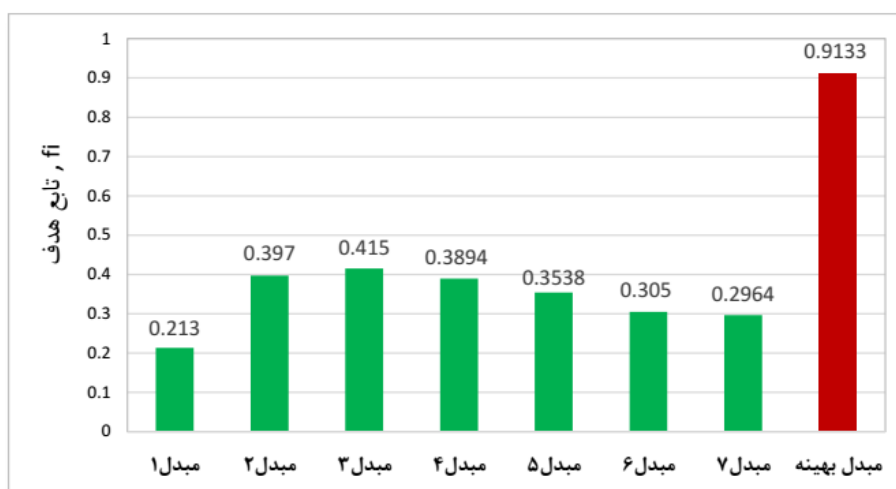
شکل (۱۱) وزن مبدل بهینه را در مقایسه با دیگر مبدل‌ها نمایش داده است. با توجه به شکل مبدل‌های یک تا چهار وزن به مراتب پایین‌تری را برای پس‌خنک‌کن به دست آورده‌اند. اما این مبدل‌ها با توجه به اشکال (۹) و (۱۰) دارای خنک‌کاری بسیار کم و افت فشارهای بسیار بالایی هستند.

مبدل پنج دارای وزنی نزدیک به وزن مبدل بهینه است، اما در عین حال ۱۳۹ درصد افت فشار بیش‌تر به جریان تحمیل می‌کند و خنک‌کاری آن ۳ درصد کم‌تر از مبدل بهینه است.

شکل (۱۲) مقدار تابع هدف را بین مبدل بهینه و سایر مبدل‌ها مقایسه کرده است. این شکل در واقع برآیند نتایج قبلی است که در قالب تابع هدف نشان داده شده است. همان‌گونه که از شکل پیداست، مقدار این تابع برای هندسه حاصل شده از بهینه‌سازی به مراتب بالاتر از سایر هندسه‌های فرضی می‌باشد به طوری که نزدیک‌ترین مبدل به پس‌خنک‌کن بهینه ۵/۵۴ درصد نسبت به آن کم‌تر است.



شکل ۱۱- مقایسه وزن مبدل بهینه با هفت مبدل منتخب



شکل ۱۲- مقایسه مقدار تابع هدف بین هفت مبدل منتخب با مبدل بهینه

۴- جمع‌بندی

در این پژوهش ابتدا الگویی برای حل مبدل با ارائه معادلات هندسی و حرارتی معرفی گردید. سپس متغیرهای طراحی و بازه تغییر برای هر کدام، همراه با روش کار الگوریتم ژنتیک به عنوان روش بهینه‌سازی به کار رفته، ارائه شد. و در ادامه برای دست‌یابی به هندسه بهینه، تابع هدف بصورت نسبت انتقال گرما بر حاصل‌ضرب وزن مبدل در افت فشار هوای گرم تعریف شد تا تمامی جوانب طراحی را در بر گیرد. بهینه‌سازی نهایی با اعمال الگوریتم ژنتیک و محدودیت‌های ذکر شده برای پارامترهای هندسی انجام شد. برای جلوگیری از کاهش راندمان حرارتی موتور، برای هوای گرم خروجی محدودیت دمایی ۵۵ درجه سانتی-گراد اعمال گردید که در نتیجه آن جواب‌هایی که این شرط را ارضا نکردند از روند بهینه‌سازی کنار گذاشته شدند. مبدل حاصل از بهینه‌سازی با وجود وزن کم (۱۱/۲ kg) و افت فشار ناچیز (۵/۲۸ kPa) دارای ظرفیت خنک‌کاری بسیار بالا و مطلوبی بود، به طوری که دمای هوای گرم را حدود ۷۰ درجه سانتی‌گراد کاهش داد. الگوریتم ژنتیک در این پژوهش نشان داد که از قابلیت خوبی برای استفاده در طراحی مبدل‌ها داراست چرا که تنها بعد از ۲۰ جهش در مقدار تابع هدف و بعد از ۳۰۶ تکرار به جواب نهایی دست یافت. در ادامه کار به منظور نمایش هرچه بهتر اختلاف مبدل حاصل از بهینه‌سازی با هندسه‌های تصادفی، هفت مبدل فرضی با رعایت محدوده طراحی انتخاب شده و در چهار بخش انتقال گرما، افت فشار، وزن و مقدار تابع هدف با مبدل به دست آمده از الگوریتم ژنتیک مقایسه شد. نتایج نشان دادند اختلاف قابل توجهی بین مبدل بهینه با سایر مبدل‌های فرضی وجود دارد، به طوری که بیش‌ترین مقدار تابع هدف در بین این هفت مبدل، نسبت به مبدل بهینه اختلافی در حدود ۵۴/۵ درصد داراست.

مراجع

- [1] Shah, R. K., and Sekulić, D. P., "*Fundamentals of Heat Exchanger Design*", Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, (2003).
- [2] Chato, J. C., Laverman, R. J., and Shah, J. M., "Analyses of Parallel Flow, Multi-stream Heat Exchangers", *Int. J. Heat Mass Transf.*, Vol. 14, No. 10, pp. 1691–1703, Oct. (1971).
- [3] Manglik, R. M., and Bergles, A. E., "Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for the Rectangular Offset Strip Fin Compact Heat Exchanger", *Exp. Therm. Fluid Sci.*, Vol. 10, No. 2, pp. 171–180, Feb. (1995).
- [4] Hu, S., and Herold, K. E., "Prandtl Number Effect on Offset Fin Heat Exchanger Performance: Experimental Results", *Int. J. Heat Mass Transf.*, Vol. 38, No. 6, pp. 1053–1061, Apr. (1995).
- [5] Nasution, H., Abdul Aziz, A., Abdul Latiff, Z., and Engkuah, S., "Comparison of Air to Air and Air to Water Intercoolers in the Cooling Process of a Turbocharger Engine", *J. Teknol.*, Vol. 74, No. 10, Jun. (2015).

- [6] Park, Y. G., and Jacobi, A. M., "The Air-side Thermal-Hydraulic Performance of Flat-tube Heat Exchangers with Louvered, Wavy, and Plain Fins under Dry and Wet Conditions", *J. Heat Transf.*, Vol. 131, No. 6, pp. 61801, (2009).
- [7] Zhang, Q., Qin, S., and Ma, R., "Simulation and Experimental Investigation of the Wavy Fin-and-tube Intercooler", *Case Stud. Therm. Eng.*, Vol. 8, pp. 32–40, Sep. (2016).
- [8] Mishra, M., Das, P. K., and Sarangi, S., "Second Law Based Optimization of Crossflow Plate-fin Heat Exchanger Design using Genetic Algorithm", *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 29, No. 14–15, pp. 2983–2989, Oct. (2009).
- [9] Patel, V., and Savsani, V., "Optimization of A Plate-fin Heat Exchanger Design through an Improved Multi-objective Teaching-Learning Based Optimization (MO-ITLBO) Algorithm", *Chem. Eng. Res. Des.*, Vol. 92, No. 11, pp. 2371–2382, Nov. (2014).
- [10] Zarea, H., Moradi Kashkooli, F., Mansuri Mehryan, A., Saffarian, M. R., and Namvar Beherghani, E., "Optimal Design of Plate-fin Heat Exchangers by a Bees Algorithm", *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 69, No. 1–2, pp. 267–277, Aug. (2014).
- [11] Wang, Z. T., Li, S. Y., and Luo, P. P., "Optimization of Advanced Cycle Gas Turbine Intercooler Structure Based on Genetic Algorithm", *Adv. Mater. Res.*, Vol. 317–319, pp. 2041–2046, Aug. (2011).
- [12] Ozkol, I., and Komurgoz, G., "Determination of the Optimum Geometry of the Heat Exchanger Body Via a Genetic Algorithm", *Numer. Heat Transf. Part Appl.*, Vol. 48, No. 3, pp. 283–296, Aug. (2005).
- [13] Peng, H., and Ling, X., "Optimal Design Approach for the Plate-fin Heat Exchangers using Neural Networks Cooperated with Genetic Algorithms", *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 28, No. 5–6, pp. 642–650, Apr. (2008).
- [14] Bromnick, P. A., Pearson, R. J., and Winterbone, D. E., "Intercooler Model for Unsteady Flows in Engine Manifolds", *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Automob. Eng.*, Vol. 212, No. 2, pp. 119–132, Feb. (1998).
- [15] Kays, W. M., and London, A. L., "*Compact Heat Exchangers*", Repr. Ed. 1998 with Corrections. Malabar, Fla: Krieger Pub. Co, (1998).
- [16] Arora, J., "*Introduction to Optimum Design*", 4th Edition. Cambridge, MA: Elsevier, (2016).

فهرست نمادهای انگلیسی

Ao : مقطع آزاد

Ap : سطح اولیه

As : سطح ثانویه

b : فاصله صفحات

Cp : گرمای نهان

D_h : قطر هیدرولیکی

f : ضریب اصطکاک

f_i : تابع هدف

G : شار جرمی (حاصلضرب ρV)

h : ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی

z : ضریب کولبرن

k_c : ضریب انقباض

k_e : ضریب انبساط

L_1 : طول عبوری هوای گرم

L_2 : طول عبوری هوای سرد

L_3 : ارتفاع مبدل

L_s : طول پره‌ها

\dot{m} : دبی جرمی

N : جمعیت جامعه

N_p : تعداد راهگانه‌های هوای گرم

P : فشار

ΔP : افت فشار

Pr : عدد پرانتل

Re : عدد رینولدز

s : نصف گام پره‌ها

T : دما

نمادهای یونانی

δ : ضخامت پره

δ_w : ضخامت صفحات

η_o : بازده کلی پره‌ها

ρ : چگالی

σ : ضریب تخلخل

زیرنویس‌ها

min: کمینه

max: بیشینه

a، 1: هوای سرد

g، 2: هوای گرم

i: ورودی

o: خروجی

Abstract

Increasing the volumetric efficiency of internal combustion engines has always been one of the goals of the engine designers. Utilizing turbocharged systems is one of the common ways to achieve this aim. In these systems, compact heat exchangers are used to reduce the temperature and increase the density of the air at the outlet of compressor. This article seeks out the best geometric layout for an aftercooler to have the lowest pressure drop and the highest temperature decrease of the passing air through the heat exchanger and at the same time leads to the lowest manufacturing cost. To obtain this purpose, a bar and plate heat exchanger is considered and after deriving all the geometric, flow and thermal equations, a comprehensive objective function is defined. Then, using the genetic algorithm method and considering six design variables, the best design values for variables are found to maximize the objective function. All calculations are done analytically and using coding in MATLAB software. The results show that the designed aftercooler beside an appropriate weight and a very low pressure drop, reduce the engine inlet air temperature significantly and brings it to an acceptable level to enter the engine.