

Original Research

Redesign of engine radiator based on number of optimal fans using a genetic algorithm

Bahman Rahmatinejad¹, Mahdi Abbasgholipour^{2*}, Behzad Mohammadi Alasti³

¹PhD student, Department of Biosystem Mechanical engineering, Bonab Branch, Islamic Azad University, Bonab, Iran.

^{2,3} Assistant Professor, Department of Biosystem Mechanical engineering, Bonab Branch, Islamic Azad University, Bonab, Iran.

ARTICLE INFO

Received: 10.26.2020

Revised: 11.01.2020

Accepted: 01.18.2021

Keyword:

Genetic algorithm
Radiator function
Cooling system
Engine
Redesign

***Corresponding Author:**

Mahdi Abbasgholipour

Email:

Abbasgholipour@bonabiau.ac.ir

ABSTRACT

In this study, the thermal performance of a sample radiator under defined environmental conditions was studied. The relations governing the heat transfer for the air flow and the cooling fluid of water and ethylene glycol (50% -50%) were written in the radiator and then the characteristics of the radiator were changed and the relations re-examined. It was observed that the thermal performance of a radiator whose length was reduced by 25% but number of fins increased from 385 to 437 was equal to the thermal performance of the original radiator. The ϵ -NTU method was used to investigate this matter. Its optimal value was determined by the designed genetic algorithm 436. In addition, the distance between the two fins was reduced from 3.92 mm to 2.94 mm, the optimal value of which was determined by a genetic algorithm of 2.867 mm. Reducing the length of the radiator makes the radiator lighter and reduces construction costs, but reducing it too much can cause the cooling fans to come closer together and create a problem with heat dissipation.

طراحی مجدد رادیاتور موتور بر اساس تعداد فین‌های بهینه به کمک الگوریتم ژنتیک

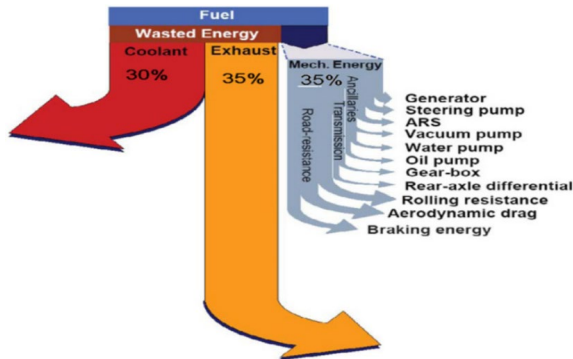
بهمن رحمتی نژاد^۱، مهدی عباسقلی پور^{۲*}، بهزاد محمدی الستی^۳

۱- دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، واحد بناب، دانشگاه آزاد اسلامی، بناب، ایران.
۲ و ۳- استادیار، گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، واحد بناب، دانشگاه آزاد اسلامی، بناب، ایران.

| اطلاعات مقاله | چکیده |
|--|--|
| دریافت مقاله: ۱۳۹۹/۰۸/۰۵ | <p>در این تحقیق، عملکرد حرارتی یک رادیاتور نمونه در شرایط محیطی تعریف‌شده، مطالعه شد. روابط حاکم بر انتقال حرارت برای جریان هوا و سیال خنک‌کننده آب و اتیلن گلیکول (۵۰٪-۵۰٪) در رادیاتور نوشته شد و سپس مشخصات رادیاتور، تغییر داده شدند و روابط، مجدد بررسی شد. مشاهده شد عملکرد حرارتی یک رادیاتور که طول آن ۲۵ درصد کاهش داده شده ولی تعداد فین‌های آن از ۳۸۵ به ۴۳۷ افزایش داده شده است با عملکرد حرارتی رادیاتور اولیه، برابر است. برای بررسی این موضوع، از روش ϵ-NTU استفاده گردید. مقدار بهینه آن توسط الگوریتم ژنتیک طراحی شده ۴۳۶ فین تعیین گردید. همچنین فاصله بین دو فین از $mm92/3$ به $mm94/2$ کاهش یافت که مقدار بهینه آن توسط الگوریتم ژنتیک $mm867/2$ تعیین گردید. کاهش طول رادیاتور، باعث سبک‌تر شدن رادیاتور و کاهش هزینه‌های ساخت می‌شود اما کاهش بیش‌ازحد آن می‌تواند باعث نزدیک شدن فین‌های خنک‌کننده به هم شود و مشکل در دفع حرارت را به وجود آورد.</p> |
| بازنگری مقاله: ۱۳۹۹/۰۸/۱۱ | |
| پذیرش مقاله: ۱۳۹۹/۱۰/۲۹ | |
| <p>کلید واژگان: الگوریتم ژنتیک عملکرد رادیاتور سیستم خنک‌کننده موتور طراحی مجدد</p> | |
| <p>*نویسنده مسئول: مهدی عباسقلی پور پست الکترونیکی: abbasgholipour@bonabiau.ac.ir</p> | |

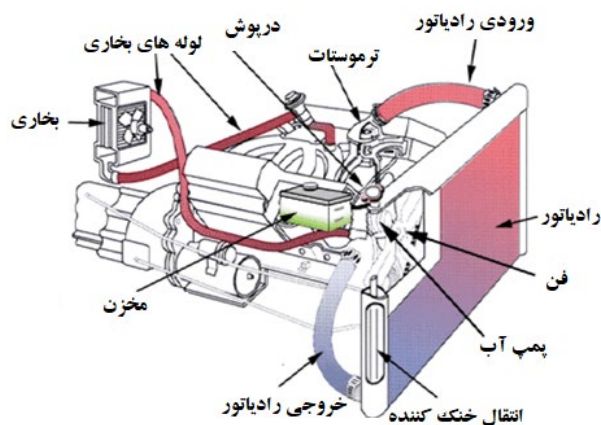
مقدمه

احتراق مخلوط سوخت و هوا در موتورهای احتراق داخلی، تولید قدرت می‌کند که بخشی از آن مفید است و بخش دیگر آن توسط سیستم خنک‌کننده و اگزوز، تلف می‌شود. تقاضا برای موتورهای قدرتمند در فضای کوچک‌تر موتور و سیستم‌های خنک‌کاری، مشکلاتی در میزان تلفات گرما در رادیاتور خودرو به وجود آورده است. بیش از ۳۰ درصد انرژی حرارتی تولیدشده موتور توسط سیستم خنک‌کاری منتقل می‌شود و اگر این انتقال حرارت، به‌درستی صورت نگیرد گرمای موتور افزایش می‌یابد و با از بین رفتن فیلم، روغن بین قطعات باعث ساییدگی قطعات می‌شود.



شکل ۱. پخش انرژی در یک وسیله نقلیه [۱]

رادیاتور، جزو مهمی از سیستم خنک‌کاری است. زمانی که سیال خنک‌کننده از میان موتور حرکت می‌کند گرمای تولیدشده در آن را جمع می‌کند و زمانی که به یک حد مشخص رسید ترموستات، اجازه ورود آب گرم را به رادیاتور می‌دهد. در داخل رادیاتور، دمای آب از بدنه رادیاتور به صورت هدایتی و از جداره بیرونی آن به روش جابه‌جایی به محیط حرارت انتقال داده می‌شود. شکل ۲ شماتیک یک سیستم خنک‌کاری را نشان می‌دهد.



شکل ۲. طرح شماتیک سیستم خنک‌کننده موتور

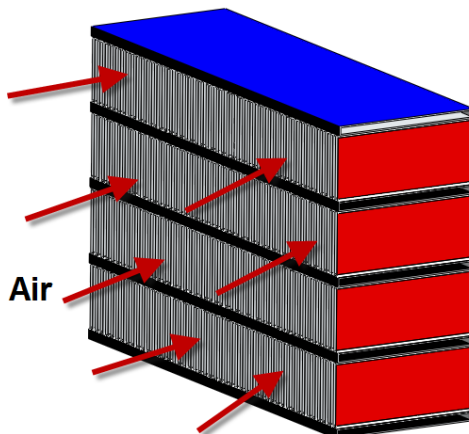
مطالعات مختلفی به منظور افزایش کارایی انتقال حرارت رادیاتور با در نظر گرفتن پارامترهایی مانند میزان جریان خنک کننده، سرعت هوا، پیکربندی فن و غیره انجام شده است. جوگر و کروک یک آزمایش تجربی را روی دو رادیاتور با منطقه جریان مشابه اما با لوله‌هایی در موقعیت عمودی یا افقی گزارش کردند؛ لذا تأثیر طول لوله در مقابل تعداد لوله‌های موازی را مطالعه کردند. آنها این تجزیه و تحلیل را برای سه مایع خنک کننده مختلف انجام دادند [۲]. گانگا چاریولو و همکاران یک تجزیه و تحلیل عددی (بر اساس روش e -NTU) از یک رادیاتور در یک موتور دیزل، با توجه به تأثیر مواد تشکیل دهنده فن و لوله و شرایط مرزی روی هر دو مایع ارائه دادند [۳]. لین و همکاران، مطالعه جالبی از حساسیت اتلاف خاص (SD) به شرایط مرز رادیاتور (دمای ورودی هوا و مایع خنک کننده و دبی جرم) ارائه دادند. نتیجه‌گیری آنها توسط مقاله‌ای عددی و آزمایشی ارزیابی شد [۴]. چن و همکاران، به‌طور تجربی یک رادیاتور را به‌عنوان نمونه، تجزیه و تحلیل کردند و معادلات رگرسیون سرعت اتلاف حرارت، افت فشار خنک کننده و افت فشار هوا را در عملکرد شرایط مرزی ایجاد کردند [۵]. جاما و همکاران، تحت تأثیر توزیع جریان هوا و نامنظم بودن آن در امتداد رادیاتور در اندازه کامل قرار گرفته‌اند. این آزمایش نتیجه‌ای را بیان کرد که بهترین گزینه برای محافظت از قسمت جلویی خودرو / وسیله نقلیه است. جریان هوا برابر با امتداد افقی به روش عمودی است که به دلیل محافظت از هوا، سرعت بالایی را وارد می‌کند که باعث خنک شدن سریع و خنک شدن خودرو می‌شود. این یک روند منظم یا یکناخت از توزیع جریان هوا برای ایجاد اثر خنک کننده روی خودرو و افزایش ظرفیت خنک‌کنندگی است [۶]. تسویوشی و همکاران، مطالعات عددی و تجربی در مورد گردش مایعات در رادیاتور قطره مایع ارائه دادند. مدل گردش سیال فعال در رادیاتور قطره مایع ایجاد شده است. رفتار گردش سیال فعال محاسبه شده از مدل با رفتار حاصل از آزمایش‌ها مقایسه شد؛ البته در موردی که میزان گردش جریان سیال فعال تغییر کند. وی بررسی کرد که با کاهش میزان جریان با فشار زمان، اختلاف در مایع فعال افزایش یافت و با تنظیم تعداد دور در پمپ دنده‌ای که در مدل استفاده می‌شود، می‌توان این پدیده‌ها را بهبود بخشید [۷]. اولیت و همکاران، مطالعات پارامتریک در مورد رادیاتور خودرو ارائه کردند. آنها بررسی کردند که ضریب کلی انتقال گرما تقریباً مستقل از دمای ورودی هوا است. اما به رویه جریان خنک کننده بستگی دارد. ظرفیت خنک کننده با افزایش جریان خنک کننده و جریان هوا افزایش می‌یابد. دمای ورودی هوا، انتقال حرارت را افزایش می‌دهد و ظرفیت خنک کننده نیز کاهش می‌یابد. فاصله فن‌های کوچک و زاویه‌های فن آجدار بالاتر، انتقال حرارت بالاتری دارند [۸]. مائو-یو و همکاران سه تنظیمات فن را برای بهبود انتقال حرارت یک مبدل حرارتی فن و لوله، مطالعه و بررسی کردند. در میان فن صاف، موج‌دار و مرکب، آنها انتقال گرمای بالاتری برای فن مرکب دارند [۹]. یاداو و همکاران، به بررسی مطالعه پارامتریک رادیاتور خودرو پرداخته‌اند. سرعت دبی جرم خنک کننده و غیره برای مطالعه پارامترهای مختلف رادیاتور مانند درجه حرارت خنک کننده، متفاوت است. علائم زیر در هنگام خواندن ثبت می‌شوند. رابطه مستقیم بین میزان دبی جرم خنک کننده و میزان جریان خنک کننده وجود دارد. با افزایش دمای ورودی، دمای ورودی مایع خنک کننده باعث افزایش ظرفیت خنک کننده رادیاتور می‌شود که در نهایت عملکرد بهتری برای موتور ایجاد می‌کند و گرمای ناخواسته تولید شده در موتور را کاهش می‌دهد [۱۰]. سینگ و همکاران، پارامتر هندسی تیغه که در فن برای خمیدگی عقب و جلو تیغه در فن گریز از مرکز استفاده می‌شود را بررسی کردند. عمدتاً از این فن سانتریفیوژ برای بهبود اتلاف گرما از احتراق داخلی سطح موتور استفاده می‌شود. در این مورد، ما در مورد نسبت قطر، تعداد پره‌ها و زاویه و غیره از فن جلو استفاده می‌کنیم تا سیستم خنک کننده را در مواردی که موتور خنک کننده بیشتر مورد نیاز است، افزایش دهیم. از آنجا که تعداد تیغه ضریب جریان بیشتری است و ضریب قدرت افزایش می‌یابد، اتلاف انرژی کاهش می‌یابد [۱۱]. وایسی و همکاران، عملکرد انتقال حرارت مبدل حرارتی را با تنظیمات متقارن و نامتقارن فن مطالعه کردند. آنها چیدمان متقارن سرعت انتقال حرارت بالاتری را مشاهده کردند [۱۲]. شاتی و همکاران اثر زبری سطح و قابلیت انتشار در خروجی رادیاتور را ارائه دادند. تأثیر تغییر میزان انتشار و سفتی دیواره پشت رادیاتور بر خروجی گرمای رادیاتور به صورت تجربی و با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد که وجود زبری سطح مقیاس بزرگ و سطح انتشار زیاد، هم

سرعت جریان گرما و هم سرعت هوا در پشت رادیاتور را در مقایسه با سطح براق صاف افزایش می‌دهد. زبری و سفتی سطح، هم سطح انتقال حرارت و هم شدت تلاطم را افزایش می‌دهد که باعث افزایش انتقال جرم و شار گرمای هم‌رفت آزاد از طریق شکاف هوا می‌شود. وی متوجه شد که افزایش شکاف هوا، باعث افزایش خروجی گرما و سرعت انتقال حرارت می‌شود [۱۳]. تریودی و همکاران، اثر لوله پیچ برای پیکربندی موردنیاز را بررسی کردند. برای افزایش انتقال حرارت می‌توانیم لوله را با تغییر شکل و ابعاد آنها اصلاح کنیم تا سطح کانون تابش‌یافته افزایش یابد؛ بنابراین عملکرد خنک‌کننده بهتری را روی رادیاتور خودرو خواهد داشت. تاکنون می‌توان حدس زد که گام لوله ۱۲ میلی‌متر برای کارایی بهتر است [۱۴]. چاوان و همکاران، عملکرد انتقال حرارت رادیاتورهای مختلف و توان مصرف شده توسط فن رادیاتور را مطالعه و پیشنهاد کردند که گوشه‌های رادیاتور را برای بهره‌وری مطلوب از بین ببرید. در این مقاله، بهینه‌سازی با تغییر شکل رادیاتور انجام می‌شود. بسته نرم‌افزاری CFD ANSYS FLUENT برای تجزیه و تحلیل استفاده شد [۱۵].

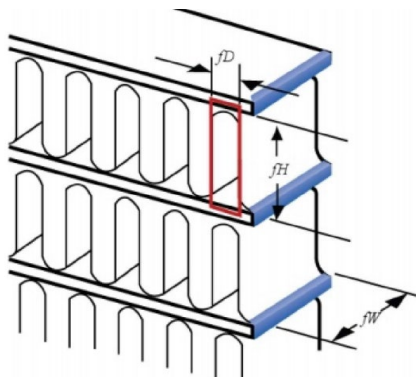
کوماوات و همکاران بررسی کردند که فن‌های جریان محوری این اصل در فشار بالا مناسب نیستند و در حجم زیاد هوا، در فشار کم عمل می‌کنند. این تیغه‌های محوری به‌گونه‌ای در اصلاح ایروفیل در چنین تیغه‌ای طراحی شده‌اند که نیاز به هزینه کم و کارایی بهتر دارند و دارای حداقل تعداد تیغه هستند که از نظر کارایی موتور خودرو، عملکرد مناسبی دارد [۱۶]. پرچاپاتی و همکاران، یک مبدل حرارتی جریان متقابل غیرمخلوط با سرعت جریان مختلف و ترکیب متفاوت سیال گرم را آزمایش کردند و تأثیر این پارامترها بر دمای خروجی و ضریب انتقال حرارت کلی را مطالعه کردند. مشخص شد که با افزایش سرعت دبی جرم مایع سرد، دمای خروجی مایع سرد کاهش می‌یابد. همچنین برای یک مبدل حرارتی مخلوط نشده، هنگامی که درصد خنک‌کننده در مخلوط خنک‌کننده آب از ۵۰ درصد بیشتر می‌شود، کاهش می‌یابد؛ زیرا ویسکوزیته در غلظت بالاتر، بالاتر می‌رود و بر گردش مایع تأثیر می‌گذارد و سرعت انتقال حرارت، کاهش می‌یابد [۱۷]. پراساد و همکاران، مبدل حرارتی پره‌ای مستطیلی و آلیاژی شده را با ۵۰/۵۰ اتیلن‌گلیکول و مخلوط آب به‌عنوان سیال فعال، مقایسه کردند و مشاهده نمودند که باله‌های پره‌ای شکل در مقایسه با باله‌های مستطیلی شکل، ویژگی‌های انتقال حرارت بهتری دارند. نرخ انتقال حرارت در مقایسه با باله‌های مستطیل شکل برای باله‌های پره‌ای شکل ۴۹ درصد بیشتر بود. آنها همچنین دریافتند که سرعت هوا برای باله‌های پره‌ای شکل به‌طور قابل توجهی بیشتر است که ممکن است عاملی برای افزایش سرعت انتقال حرارت در باله‌های پره‌ای شکل باشد [۱۸]. بهتر است برای بهبود کارایی و از بین بردن تنش‌های حرارتی، رادیاتور با حجم کوچک طراحی شود. بررسی پدیده‌های طبیعی مانند جریان سیال، انتقال گرما و الکترومغناطیس، همواره مورد توجه محققان بوده است [۱۹]. در این تحقیق قصد داریم نشان دهیم با حفظ سطح انتقال حرارت می‌توان تا حد زیادی از حجم رادیاتور را کم کرد. این کار بدون تغییر قابل توجهی در ساختار داخلی انجام می‌شود. روش‌های مختلفی در این زمینه وجود دارد: ۱- تغییر شکل طراحی فین‌ها ۲- افزایش عمق دیواره ۳- تغییر نوع لوله ۴- تغییر تنظیم جریان ۵- تغییر جنس فین‌ها ۶- افزایش مساحت سطح نسبت به نرخ مایع خنک‌کننده، مورد آخر در این مطالعه، بررسی شد؛ بدین صورت که عملکرد حرارتی یک رادیاتور که طول آن ۲۵ درصد کاهش داده شده ولی تعداد فین‌ها آن از ۳۸۵ به ۴۳۷ افزایش داده شده است با عملکرد حرارتی رادیاتور اولیه، برابر می‌باشد. برای بررسی این موضوع از روش $NTU - \epsilon$ استفاده گردید. همچنین مقدار بهینه آن توسط الگوریتم ژنتیک محاسبه شد.

مواد و روش‌ها

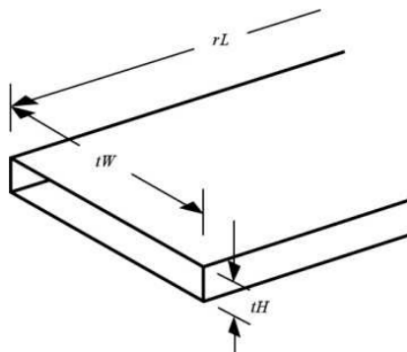
بیشتر موتورهای احتراق داخلی چهار سیلندر، بسته به اندازه‌شان، از رادیاتورهایی با ابعاد $11 \times 19 \times 5/7$ تا $17 \times 27 \times 10$ اینچ استفاده می‌کنند. به‌منظور بررسی امکان کاهش حجم رادیاتور و ثابت نگهداشتن کارایی حرارتی آن با افزایش تعداد فین‌ها از یک رادیاتور آلومینیومی با ابعاد $17 \times 17 \times 1$ اینچ و توان حرارتی $70/73 \frac{Kj}{s}$ استفاده شد. نمونه اولیه از شماتیک لوله‌ها و فین‌ها و مسیر جریان هوا روی رادیاتور در نرم‌افزار Solidwork طراحی گردید.



شکل ۳. شماتیک لوله‌ها و فین‌ها و مسیر جریان هوا روی رادیاتور طراحی شده در نرم‌افزار Solidwork



شکل ۴. شماتیک گسترده باله‌ها (فین‌ها)



شکل ۵. شماتیک گسترده لوله

خواص ترموفیزیکی آب، هوا و نانوذرات بر اساس منبع [۲۰] انتخاب گردید و در جدول ۱ آورده شد.

جدول ۱. خواص ترموفیزیکی آب، اتیلن گلیکول و هوا [۲۰]

| $\mu \left(\frac{Kg}{m.s} \right)$ | $K \left(\frac{W}{m.K} \right)$ | $C_p \left(\frac{J}{KgK} \right)$ | $\rho \left(\frac{Kg}{m^3} \right)$ | |
|-------------------------------------|----------------------------------|------------------------------------|--------------------------------------|--------------|
| ۰/۰۰۰۲۹۶ | ۰/۶۷۸ | ۴۲۱۲ | ۹۶۲ | آب |
| ----- | ۰/۲۵۳ | ۲۴۲۰/۶ | ۱۱۱۰/۲ | اتیلن گلیکول |
| ۰/۰۰۰۰۱۸۶ | ۰/۰۲۶۳ | ۱۰۰۷/۱۲ | ۱/۱۵ | هوا |

ابعاد رادیاتور اصلی و پیشنهاد شده به ترتیب در جداول ۲ و ۳ آورده شده است.

جدول ۲. ابعاد رادیاتور اصلی

| اندازه بر حسب متر | علامت اختصاری | نام مشخصه |
|-------------------|---------------|------------------|
| ۰/۶۰۶۹ | rL | طول رادیاتور |
| ۰/۴۳۱۷ | Rw | عرض رادیاتور |
| ۰/۰۲۴۶ | rH | ارتفاع رادیاتور |
| ۰/۰۲۴۶ | Tw | عرض لوله |
| ۰/۰۰۱۵ | tH | ارتفاع لوله |
| ۰/۰۲۴۶ | Fw | عرض فین |
| ۰/۰۱۱۸ | fH | ارتفاع فین |
| ۰/۰۰۰۰۲ | fT | ضخامت فین‌ها |
| ۰/۰۰۱۵ | fD | فاصله بین دو فین |
| ۳۳ | n_{tube} | تعداد لوله‌ها |

جدول ۳. ابعاد رادیاتور اصلاح شده (پیشنهادی)

| اندازه بر حسب متر | علامت اختصاری | نام مشخصه |
|-------------------|---------------|------------------|
| ۰/۴۵۷۲ | rL | طول رادیاتور |
| ۰/۴۳۱۷ | Rw | عرض رادیاتور |
| ۰/۰۲۴۶ | rH | ارتفاع رادیاتور |
| ۰/۰۲۴۶ | Tw | عرض لوله |
| ۰/۰۰۱۵ | tH | ارتفاع لوله |
| ۰/۰۲۴۶ | Fw | عرض فین |
| ۰/۰۱۱۸ | fH | ارتفاع فین |
| ۰/۰۰۰۰۲ | fT | ضخامت فین‌ها |
| ۰/۰۰۱۵ | fD | فاصله بین دو فین |
| ۳۳ | n_{tube} | تعداد لوله‌ها |

یعنی در رادیاتور اصلاح شده، ۲۵ درصد از طول رادیاتور را کم می‌کنیم. مشخصات هوا، سیال خنک‌کننده و شرایط عملیاتی رادیاتور بر اساس منبع [۲۱] تعیین گردید.

جدول ۴. مشخصات سیال هوا [۲۱]

| مقدار عددی | علامت مشخصه | مشخصه |
|---------------------------|-------------|-----------------------|
| $0.02663 \frac{W}{m.K}$ | K_a | ضریب هدایت حرارتی هوا |
| $1004/16 \frac{J}{kg.K}$ | C_a | گرمای ویژه |
| $1/1373 \text{ Kg}/(m^3)$ | ρ_a | چگالی |
| 0.0001912 Pa.s | μ_a | ویسکوزیته دینامیکی |
| $338/7 \text{ K}$ | T_a | دمای هوای خنک کننده |

جدول ۵. مشخصات مایع خنک کننده آب و اتیلن گلیکول (50%-50%) [۲۱]

| مقدار عددی | علامت مشخصه | مشخصه |
|----------------------------|-------------|------------------------|
| $0.415098 \frac{W}{m.K}$ | K_c | ضریب هدایت حرارتی مایع |
| $2681/92 \frac{J}{kg.K}$ | C_c | گرمای ویژه |
| $1015/57 \text{ Kg}/(m^3)$ | ρ_c | چگالی |
| 0.000744 Pa.s | μ_c | ویسکوزیته دینامیکی |
| $371/15 \text{ K}$ | T_c | دمای سیال خنک کننده |

جدول ۶. شرایط عملیاتی رادیاتور [۲۱]

| مقدار عددی | علامت مشخصه | مشخصه |
|-------------------------|-----------------|---------------------------|
| $0.01892 \frac{m^3}{s}$ | ϑf_c | جریان حجمی خنک کننده مایع |
| $1/1086 \frac{m^3}{s}$ | ϑf_a | جریان حجمی هوا |
| $4/470.4 \frac{m}{s}$ | ϑ_a | سرعت باد |
| $70.730 \frac{J}{s}$ | q_{cur} | کارایی انتقال حرارت |

برای شروع تحلیل، انتظار داریم انتقال حرارت رادیاتور پیشنهادی ما با توجه به اینکه طول آن حدوداً ۲۵ درصد از مدل اصلی کوچک تر انتخاب شده، کمتر باشد؛ زیرا سطح خنک کننده را کاهش دادیم. سؤالی که در این قسمت قصد پاسخ دادن به آن را داریم این است که عملکرد انتقال حرارت چقدر کوچک تر شده است؟ اگر عملکرد انتقال حرارت کوچک تر شود می توان به کمک روش هایی چون افزایش تعداد فین ها در هر ردیف، تغییر شکل مواد فین ها و تغییر تنظیم جریان آن را افزایش داد. از روش $\varepsilon - NTU$ برای پیش بینی عملکرد انتقال حرارت سیستم جدید استفاده شده است. معادلاتی که در این خصوص مورد استفاده قرار خواهد گرفت به شرح ذیل می باشد:

$$Q = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{water} - T_{air}) = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot ITD \quad (1)$$

مقاومت کلی حرارت موجود در سیستم:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_c \cdot A_c} + \frac{1}{h_a \cdot A_a} \quad (2)$$

در رابطه ۲ مقدار A_c مساحت سطح خنک کننده و A_a مساحت سطح هوا است و از رابطه (۳) به دست می آید.

$$A_c = n_{tube} \times (2t_H \cdot r_L + 2T_W \cdot r_L) \quad (۳)$$

$$A_a = \text{تعداد کل مسیره‌های عبوری} \times (2f_D \cdot f_H + 2f_H \cdot f_W)$$

اگر تعداد کل مسیره‌های عبور هوا را با $Total_{NAP}$ نشان دهیم داریم:

$$Total_{NAP} = \left(\frac{\text{طول رادیاتور}}{\text{فاصله فین‌ها}} \right) \times \text{تعداد ردیف‌های فین} = (n_{tube} - 1) \times \left(\frac{r_L}{f_D} \right) \quad (۴)$$

در نهایت، مساحت کلی (A_{total}) از جمع A_c با A_a به دست می‌آید.

$$A_{total} = A_c + A_a$$

مقدار h_c به خواص فیزیکی و حرارتی سیال، سرعت سیال و هندسه آن بستگی دارد. بنابراین می‌توان از معادله رینولدز برای تعیین ویژگی‌های جریان خنک‌کننده عبوری از داخل لوله‌ها استفاده کرد.

$$Re = \left(\frac{\rho \cdot v \cdot D_H}{\mu} \right) \quad (۵)$$

پارامتر D_H قطر هیدرولیکی می‌باشد و از رابطه (۶) محاسبه می‌شود.

$$D_H = \frac{4 \cdot A_{min}}{WP} \quad (۶)$$

در این رابطه WP محیط خیس شده سطح مقطع جریان و A_{min} سطح مقطع جریان است و برای سیال خنک‌کننده از روابط (۷) به دست می‌آیند:

$$\begin{aligned} A_{min_c} &= (t_W \times t_H) \\ WP_c &= 2(t_W + t_H) \end{aligned} \quad (۷)$$

حال با استفاده از A_{min_c} و WP_c می‌توان قطر هیدرولیکی را محاسبه کرد. در ادامه، سرعت جریان خنک‌کننده از میان لوله‌ها را از رابطه (۸) محاسبه می‌کنیم.

$$v_c = \frac{\vartheta f_c}{n_{tube} \times A_{min_c}} \quad (۸)$$

با محاسبه v_c می‌توان عدد رینولدز را محاسبه کرد. با توجه به عدد رینولدز محاسبه شده می‌توان عدد نوسلت را محاسبه کرد. برای جریان آرام کاملاً توسعه یافته با درجه حرارت ثابت در سطوح لوله عدد نوسلت از رابطه (۹) محاسبه می‌شود [۲۱].

$$Nu = \frac{hD}{K} = 3.66 \quad (۹)$$

برای محاسبه عدد نوسلت موضعی در جریان متلاطم کاملاً توسعه یافته در لوله‌های صاف از تشابه چیلتون-کولبرن می‌توان استفاده کرد که در نهایت به شکل رابطه (۱۰) تحت عنوان رابطه کولبرن، ساده می‌شود:

$$N_u = 0.023 Re^{0.4} Pr^{0.3} \quad (10)$$

دیتوس و بولتر برای جریان متلاطم توسعه یافته در لوله‌های صاف، رابطه (۱۱) را پیشنهاد دادند [۲۲].

$$N_u = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (11)$$

خواص در این رابطه، در دمای کپه‌ای سیال در نظر گرفته می‌شود و مقدار نمای n برابر است با:

$$n = \begin{cases} 0.4 & \text{برای گرمایش سیال} \\ 0.3 & \text{برای سرمایش سیال} \end{cases}$$

رابطه دیتوس - بولتر^۱ نسبت به رابطه کولبرن، ترجیح داده می‌شود. این رابطه برای جریان متلاطم کاملاً توسعه یافته در لوله‌های صاف برای سیالاتی با عدد پرانتل $0.6 < Pr < 100$ و اختلاف دمای کپه‌ای 0.6 تا 100 بین شرایط سطح دیواره و سیال معتبر است. عدد پرانتل از رابطه (۱۲) به دست می‌آید.

$$Pr = \frac{C\mu}{K} \quad (12)$$

در مورد عدد پرانتل می‌توان گفت [۲۲]:

۱. رشد لایه مرزی سرعت، سریع‌تر از لایه مرزی حرارتی است ($Pr > 1$)
۲. رشد لایه مرزی حرارتی، سریع‌تر از لایه مرزی سرعتی است ($Pr < 1$)
۳. می‌توان فرض کرد در تمام ناحیه ورودی حرارتی پروفیل سرعت کاملاً توسعه یافته می‌باشد. ($Pr \gg 1$)

پس از به دست آوردن عدد پرانتل می‌توان عدد نوسلت را از طریق رابطه کولبرن محاسبه کرد. با دریافتن عدد نوسلت می‌توان از رابطه (۱۳) h_c را محاسبه کرد.

$$N_u = \frac{h_c D_H}{K_c} \Rightarrow h_c = \frac{N_u K_c}{D_H} \quad (13)$$

برای تعیین h_a از روابط اشاره شده برای h_c استفاده می‌شود با این تفاوت که عدد رینولدز هوا را باید در نظر گرفت. در صورتی که جریان آرام باشد برای ارتباط عدد رینولدز و عدد نوسلت نمی‌توان از رابطه دیتوس و بولتر استفاده کرد. یکی از رویکردها برای محاسبه h_a محاسبه آن زمانی است که $h_a = h_{a_{cur}}$ باشد. در ادامه نشان خواهیم داد که $h_{a_{cur}}$ توسط ضریب انتقال حرارت برای رادیاتور اصلی به دست خواهد آمد (UA_{cur}).

¹ Dittus Boelter

معادله مربوط به تعداد واحدهای انتقال یافته (NTU) برای تعیین ضریب انتقال حرارت کلی (UA_{cur}) استفاده خواهد شد.

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (14)$$

در رابطه (۱۴) مقدار C_{min} از مقایسه ظرفیت حرارتی سیال خنک کننده و هوا به دست می آید. نرخ ظرفیت حرارتی از رابطه (۱۵) قابل محاسبه است.

$$CR = C \times mf_r \quad (15)$$

در این رابطه mf_r نرخ جریان توده ای است و از طریق رابطه (۱۶) برای سیال خنک کننده و هوا قابل محاسبه می باشد.

$$mf_r = \rho \times \text{جریان حجمی سیال} \quad (16)$$

حال می توان نرخ ظرفیت حرارتی (CR) برای سیال خنک کننده و هوا را محاسبه کرد. زمانی که $CR_a < CR_c$ باشد. داریم:

$$\begin{cases} C_{min_{cur}} = CR_a \\ C_{max_{cur}} = CR_c \end{cases}$$

در این رابطه:

CR_a : نرخ ظرفیت گرمایی هوا

CR_c : نرخ ظرفیت گرمایی سیال خنک کننده

$C_{min_{cur}}$: حداقل ظرفیت حرارتی مقایسه ای سیال خنک کننده و هوا برای رادیاتور

$C_{max_{cur}}$: حداکثر ظرفیت حرارتی مقایسه ای سیال خنک کننده و هوا برای رادیاتور

در رابطه مطرح شده زیرنویس cur به معنی رادیاتور می باشد.

گرمای ویژه رادیاتور از رابطه (۱۷) به دست می آید.

$$C_{ratio_{cur}} = \frac{CR_a}{CR_c} \quad (17)$$

در ادامه نیاز داریم NTU را برای رادیاتور به دست آوریم. برای این کار نیاز است از روابط ITD ، ε و q استفاده شود.

$$ITD = \text{دمای هوا} - \text{دمای مایع خنک کننده} \quad (18)$$

$$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{C_{max}(1 - e^{-C_{ratio} \times NTU})}{C_{min}}} \quad (19)$$

$$q = \varepsilon \times C_{min} \times ITD \quad (20)$$

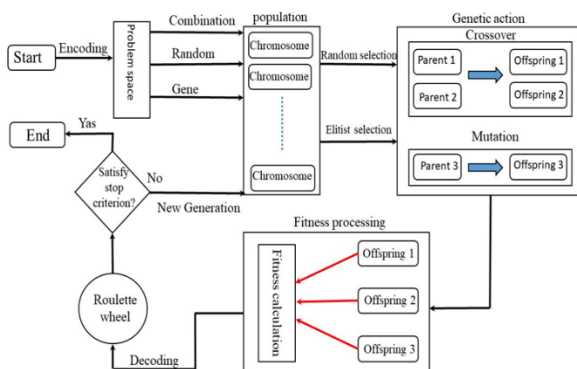
رابطه (۲۰) را می توان برای یک رادیاتور به صورت رابطه (۲۱) تغییر داد.

$$q_{cur} = \varepsilon_{cur} \times C_{min} \times ITD \Rightarrow \varepsilon_{cur} = \frac{q_{cur}}{C_{min} \times ITD} \quad (21)$$

از رابطه (۲۱) مقدار ε_{cur} محاسبه می‌شود و در (۱۹) به جای ε استفاده می‌گردد و از آن رابطه، مقدار NTU_{cur} محاسبه می‌شود که همان NTU_{cur} رادیا تور می‌باشد. این مقدار را به همراه C_{min} در رابطه (۱۴) قرار می‌دهیم و از آن مقدار UA_{cur} را حساب می‌کنیم. این محاسبات را هم برای رادیا تور اصلی و هم رادیا تور پیشنهادی انجام و نتایج را با هم مقایسه می‌کنیم.

بهینه‌سازی با الگوریتم ژنتیک

الگوریتم ژنتیک، روشی برای جستجوی تصادفی عددی است که از فرایند ساده‌شده تکامل طبیعی، تقلید می‌کند. این الگوریتم روی جمعیتی از پاسخ‌ها عمل می‌کند و با به‌کاربردن اصل بقای بهترین و تکامل، به ایجاد جواب‌های بهتر و مناسب‌تر می‌پردازد [۲۳ و ۲۴]. در حقیقت، الگوریتم ژنتیک، یک روش بهینه‌سازی است که در آن، روند جستجوها مشابه تکامل طبیعی موجود بیولوژیکی است که در آن، نسل موجودات، زاده و بزرگ می‌شوند تا زمانی که قادر به رشد باشند. دقیقاً مثل قلمروی حیوانات، تنها، اصلح برای تولیدمثل زنده خواهد ماند، در حالی که ضعیف‌ترین، حذف خواهد شد [۲۵]. اولین گام برای استفاده از الگوریتم ژنتیک، تعیین نحوه تعریف کروموزوم‌هاست که این موضوع با توجه به ویژگی‌های مسئله تعیین می‌گردد. در الگوریتم پیشنهادی، کروموزوم‌ها به صورت آرایه‌ای از اعداد صحیح تعریف می‌شود. از آنجایی که این الگوریتم مبتنی بر جمعیت است برای شروع باید تعدادی جواب اولیه تولید کرد. تولید این جواب‌ها به صورت کاملاً تصادفی می‌باشد. برای تولید جمعیت جدید در هر نسل، مکانیزم انتخاب و عملگرهای تقاطع و جهش استفاده می‌شود. برای انتخاب والدین، به‌منظور شرکت در عملگرهای تقاطع و جهش، از روش چرخ رولت استفاده شد که در آن، احتمال انتخاب هر جواب متناسب با مقدار تابع برازش آن جواب می‌باشد. در این الگوریتم برای تقاطع احتمال ۸۰ درصد و برای عمل جهش از میان جواب‌های تقاطع یافته احتمال ۲۰ درصد در نظر گرفته شد. مقدار تابع هدف مدل پیشنهادی، به‌عنوان تابع برازندگی در نظر گرفته شده است؛ از این رو باید پس از ایجاد جمعیت اولیه و همچنین تولید جواب‌های جدید حاصل از عملگرها، مقدار تابع هدف را برای این جواب‌ها محاسبه کرد. برای انتخاب هر نسل از جواب‌ها، ترکیبی از نخبه‌گرایی و انتخاب تصادفی استفاده شد. برای اتمام الگوریتم پیشنهادی، انجام تعداد ۲۰۰ تکرار یا سپری شدن تعداد ۱۰۰ تکرار بدون هیچ‌گونه بهبود در مقدار هدف، در نظر گرفته شد. فلوجارت الگوریتم پیشنهادی در شکل ۶ نشان داده شده است.



شکل ۶. فلوجارت الگوریتم طراحی شده

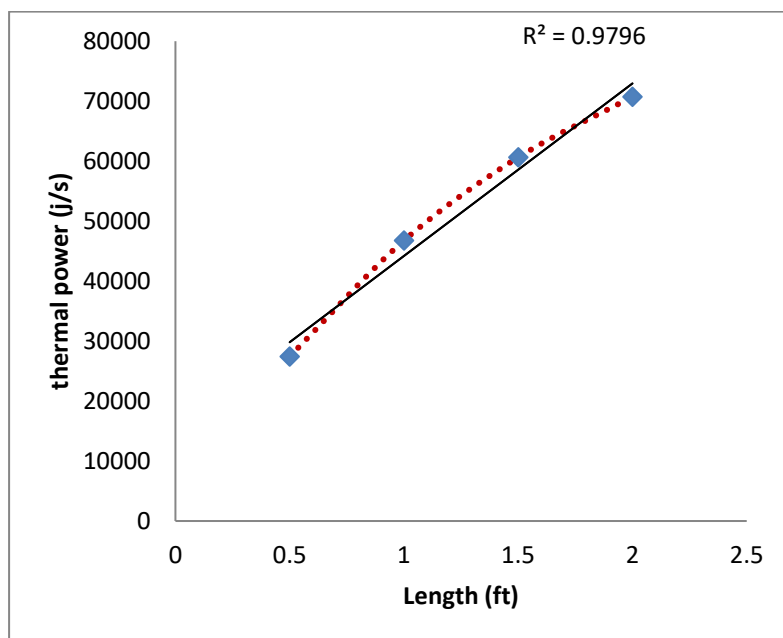
نتایج و بحث

در این تحقیق، فرض بر این است که با حفظ سطح انتقال حرارت می‌توان تا حد زیادی از حجم رادیاتور موتور را کاهش داد. این کار بدون تغییر قابل توجهی در ساختار داخلی انجام می‌شود. برای اثبات این فرضیه، از یک رادیاتور با ابعاد $1 \times 1 \times 24$ اینچ استفاده شد. عملکرد انتقال حرارت برای این رادیاتور در شرایط معمولی تعیین گردید. این رادیاتور قادر به اتلاف حرارت با سرعت $70/73 \frac{Kj}{s}$ می‌باشد. سپس عملکرد انتقال حرارت را توسط روش $\epsilon - NTU$ برای رادیاتور موجود و رادیاتورهای پیشنهادی محاسبه کردیم. برای شروع تحلیل ابتدا طول رادیاتور، تغییر داده شد و توان حرارتی هر کدام محاسبه گردید. این مقادیر در جدول ۷ آورده شده است.

جدول ۷. تغییرات توان حرارتی با تغییر در طول رادیاتور

| توان حرارتی ($\frac{Kj}{s}$) | طول رادیاتور (in) | طول رادیاتور (ft) |
|--------------------------------|-------------------|-------------------|
| ۲۷۴۱۴ | ۶ | ۰/۵ |
| ۴۶۷۶۱ | ۱۲ | ۱ |
| ۶۰۶۳۲ | ۱۸ | ۱/۵ |
| ۷۰۷۷۶ | ۲۴ | ۲ |

بر اساس داده‌های جدول ۷ مشخص است که اگر تنها طول رادیاتور را کاهش دهیم توان آن کاهش خواهد یافت. با کاهش ۲۵ درصد و ۵۰ درصد از طول رادیاتور به ترتیب توان حرارتی آن ۱۴ درصد و ۳۳/۹ درصد کاهش می‌یابد. برای جلوگیری از کاهش توان منتقل شده می‌توان تعداد فین‌های خنک‌کننده در سطح (سطح انتقال حرارت) را افزایش داد.

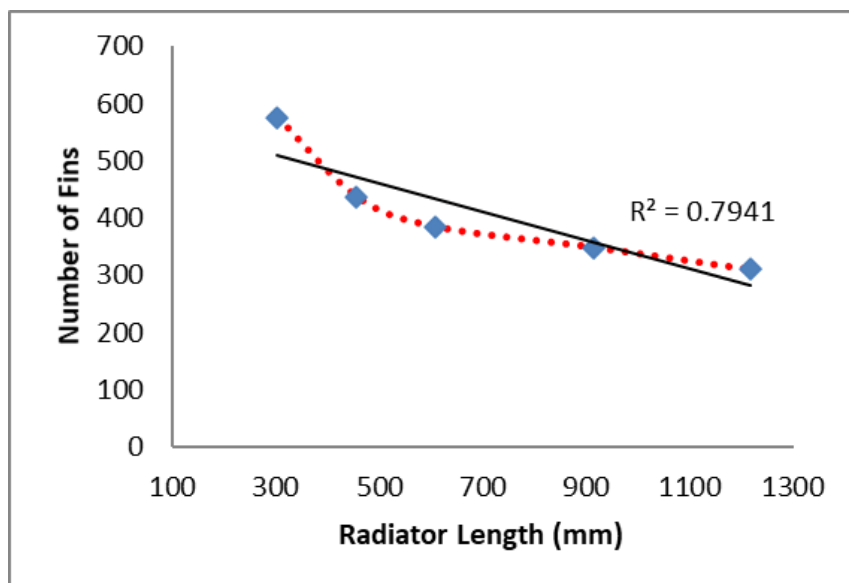


شکل ۷. تغییرات توان حرارتی با تغییر در طول رادیاتور

پس برای اینکه توان رادیاتورهای طراحی شده با رادیاتور اصلی یکسان باشد با توجه به اینکه از طول رادیاتورهای کم شده است باید سطح مقطع انتقال حرارت با افزایش فین‌ها جبران شود. تعداد فین‌های موردنیاز بر اساس طول رادیاتور در جدول ۸ ارائه شده است.

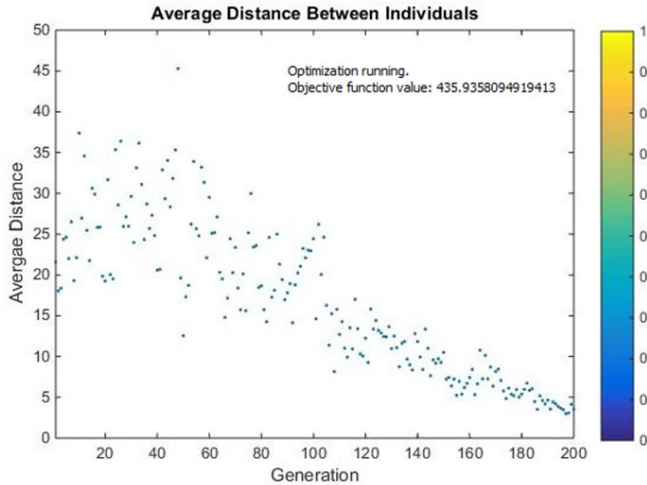
جدول ۸. تعداد فین‌های مورد نیاز براساس طول رادیاتور

| تعداد فین‌ها | طول رادیاتور (in) | طول رادیاتور (ft) |
|--------------|-------------------|-------------------|
| ۵۷۵ | ۱۲ | ۱ |
| ۴۳۷ | ۱۸ | ۱/۵ |
| ۳۸۵ | ۲۴ | ۲ |
| ۳۴۹ | ۳۶ | ۳ |
| ۳۱۰ | ۴۸ | ۴ |



شکل ۸. نمودار تعداد فین‌های موردنیاز براساس طول رادیاتور

با کاهش ۲۵ درصد از طول رادیاتور، تعداد فین‌های مورد نیاز از ۳۸۵ به ۴۳۷ افزایش می‌یابد. حال اگر بخواهیم مقدار بهینه آن را توسط الگوریتم ژنتیک محاسبه کنیم به مقدار ۴۳۶ خواهیم رسید (شکل ۹)



شکل ۹. تعیین فین های مورد نیاز رادیاتور به کمک الگوریتم ژنتیک زمانی که ۲۵ درصد از طول رادیاتور کم شده است.

با توجه به موارد مطرح شده مشخص است که اگر طول رادیاتور تغییر کند برای ثابت نگه داشتن توان حرارتی باید تعداد فین ها را تغییر داد. زمانی که تعداد فین ها تغییر کند تنها پارامتری که تغییر پیدا خواهد کرد فاصله بین دو فین است. برای تعیین فاصله بین فین ها در رادیاتورهای پیشنهادی می توان از رابطه ۲۲ استفاده کرد.

$$F_D = \frac{r_L - (n_{tube} \times F_T)}{\text{Number of Fins}} \quad (22)$$

در این رابطه:

F_D : فاصله بین دو فین

r_L : طول رادیاتور

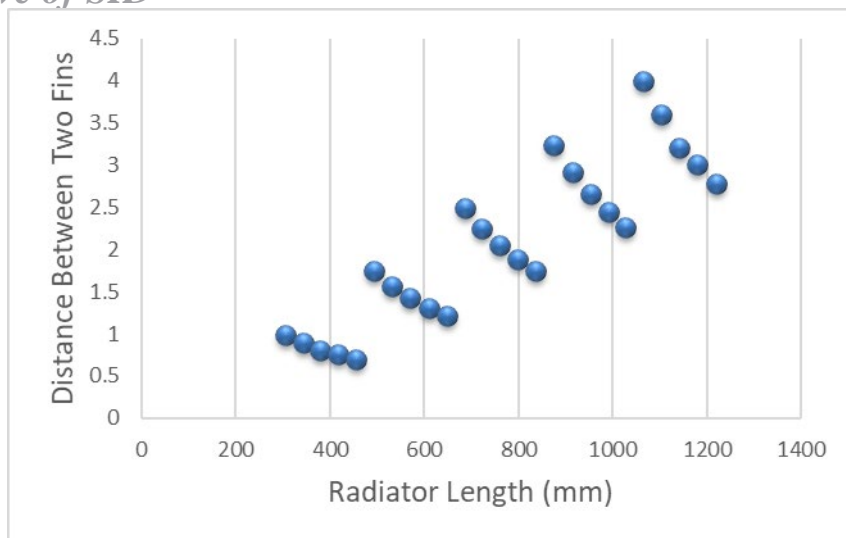
n_{tube} : تعداد لوله ها

F_T : ضخامت یک فین

Number of Fins : تعداد فین پیشنهادی برای هر رادیاتور.

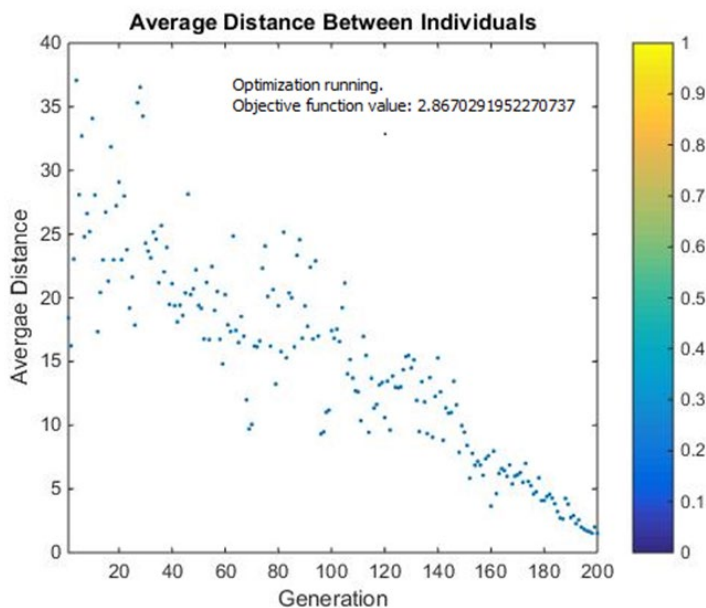
جدول ۹. تعیین فاصله بین فین ها

| طول رادیاتور (ft) | طول رادیاتور (mm) | فاصله بین فین ها (mm) |
|-------------------|-------------------|-----------------------|
| ۱ | ۳۰۴ | ۰/۵۲ |
| ۱/۵ | ۴۵۷ | ۱/۰۴ |
| ۲ | ۶۰۹ | ۱/۵۸ |
| ۳ | ۹۱۴ | ۲/۶۱ |
| ۴ | ۱۲۱۹ | ۳/۹۲ |

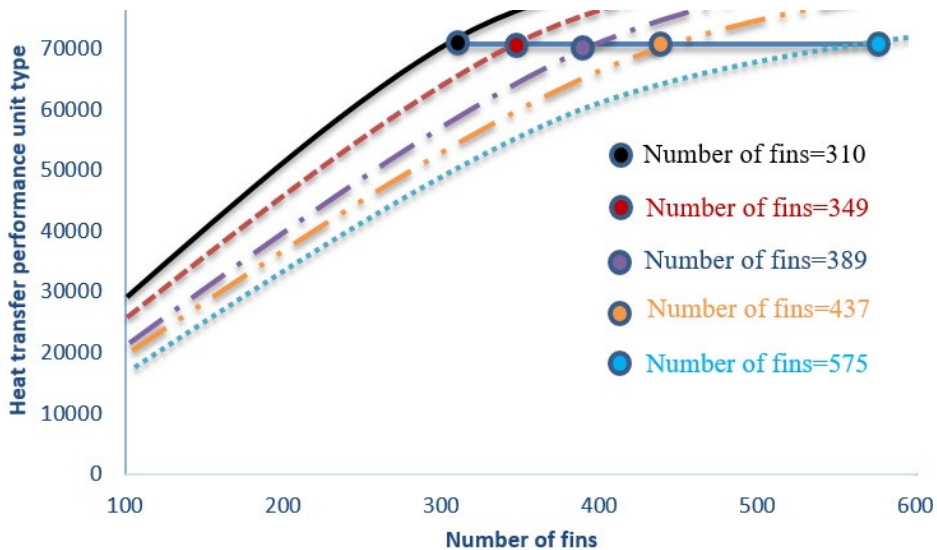


شکل ۱۰. تعیین فاصله بین فین‌ها نسبت به طول رادیاتور

با توجه به شکل ۱۰ با کاهش ۱۵ درصد از طول رادیاتور فاصله فین‌ها ۱۸ درصد کاهش می‌یابد. بر اساس اطلاعات جدول ۹ با کاهش ۲۵ درصد از طول رادیاتور، فاصله بین دو فین از ۳/۹۲ mm به ۲/۹۴mm کاهش می‌یابد. حال اگر بخواهیم مقدار بهینه آن را توسط الگوریتم ژنتیک محاسبه کنیم به مقدار ۲/۸۶۷ mm خواهیم رسید (شکل ۱۱).



شکل ۱۱. تعیین فاصله بین دو فین توسط الگوریتم ژنتیک زمانی که ۲۵ درصد از طول رادیاتور کم شده است.



شکل ۱۲. توان حرارتی ثابت رادیاتور با افزایش تعداد فین‌های خنک‌کننده

با توجه به شکل ۱۲ با افزایش فین‌های خنک‌کننده توان حرارتی رادیاتور می‌تواند ثابت بماند اما با توجه به اینکه با افزایش تعداد فین‌ها، فاصله بین آنها کم می‌شود کاهش بیش از حد طول رادیاتور می‌تواند باعث مشکل در دفع حرارت از فین‌ها شود.

نتیجه‌گیری

در این تحقیق، فرض بر این بود که با حفظ سطح انتقال حرارت می‌توان تا حد زیادی از حجم رادیاتور را کاهش داد. برای اثبات این فرضیه، از یک رادیاتور با ابعاد $1 \times 17 \times 24$ اینچ استفاده شد. این رادیاتور قادر به اتلاف حرارت با سرعت $70/73 \frac{Kj}{s}$ می‌باشد. سپس عملکرد انتقال حرارت توسط روش $\epsilon - NTU$ برای رادیاتور موجود و رادیاتور پیشنهادی محاسبه شد. نتایج نشان داد با فرض ثابت بودن فین‌های خنک‌کننده رادیاتور اگر تنها طول رادیاتور را کاهش دهیم توان آن کاهش خواهد یافت. با کاهش ۲۵ درصد و ۵۰ درصد از طول رادیاتور، به ترتیب توان حرارتی آن ۱۴ درصد و ۳۳/۹ درصد کاهش می‌یابد. برای جلوگیری از کاهش توان منتقل‌شده، تعداد فین‌های خنک‌کننده در سطح افزایش داده شد. با کاهش ۲۵ درصد از طول رادیاتور، تعداد فین‌های موردنیاز از ۳۸۵ به ۴۳۷ افزایش یافت. مقدار بهینه آن توسط الگوریتم ژنتیک ۴۳۶ محاسبه گردید. همچنین فاصله بین دو فین از $3/92 \text{ mm}$ به $2/94 \text{ mm}$ کاهش یافت که مقدار بهینه آن توسط الگوریتم ژنتیک $2/867 \text{ mm}$ تعیین گردید. کاهش طول رادیاتور باعث سبک‌تر شدن رادیاتور و کاهش هزینه‌های ساخت می‌شود و در خودروهایی که مشکل فضا در قسمت موتور دارند می‌تواند مفید واقع شود. اما کاهش بیش از حد آن می‌تواند باعث نزدیک شدن فین‌های خنک‌کننده به هم شود و مشکل در دفع حرارت را به وجود آورد.

Reference

1. Shariff, K.B., Abdullahi, B., & Abubakar, S. B. (2018). »Modelling and Simulation of Car Radiator: Effects of Fins under the Atmospheric Condition of Kano, Nigeria«. *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, 48: 1-16.
2. Juger, J. J., Crook, R. F. (1999). »Heat transfer performance of propylene glycol versus ethylene glycol coolant solutions in laboratory testing«. *SAE Technical Paper Series*, SP-1456: 23-33.
3. Ganga, C. D., Singh, G., Sharma, J. K. (1999). »Performance evaluation of a radiator in a diesel engine-a case study«. *Applied Thermal Engineering* 19: 625-639.
4. Lin, J., Saunders, J., Watkins, S. (2000). »The effect of changes in ambient and coolant radiator inlet temperatures and coolant flow rate on specific dissipation«. *SAE Technical Paper Series*, 0579:1-12
5. Chen, J.A., Wang, D. F., Zheng, L. Z. (2001). » Experimental study of operating performance of a tube and-fin radiator for vehicles«. *Journal of Automobile Engineering*, 205 (6): 911-918.
6. Jama, H., Watkins, S., Dixon, C. (2004). »Airflow Distribution through the Radiator of a Typical Australian Passenger Car«. *Australasian Fluid Mechanics Conference*, 15: 1-4.
7. Tsuyoshi, T., Takuya, K., Kensuke, W., Nota, N., Harunoi, N., Isao, K. (2006). »Numerical and Experimental studies on circulation of Working fluid in liquid droplet radiator«. *Acta Astronautica*, 59:192-199.
8. Oliet, C., Oliva, A., Castro, J., Pe´rezSegarra, C. D. (2007). »parametric studies on automotive radiator«. *Applied Thermal Engineering*, 27: 2033-2043.
9. Mao-Yu, W., Ching-Yen, H. (2008). »Heat-transfer enhancement in fin-and-tube heat exchanger with improved fin design«. *Applied Thermal Engineering*, 29:1050-1057.
10. Yadav, J. P., and Raj Singh, B. (2011). »Study on Performance Evaluation of Automotive Radiator«. *Applied Thermal Engineering*, 2:1122-1125.
11. Singh O. P., Khilwani, R., Sreenivasulu, T., and Kannan, M. (2011). »Parametric Study of Centrifugal Fan Performance: Experiments and Numerical Simulation«. *International Journal of Advances in Engineering & Technology*, 2: 33-50.
12. Vaisi, A., Esmailpour, M., Taherian, H. (2011). »Experimental investigation of geometry effects on the performance of a compact louvered heat exchanger«. *Applied Thermal Engineering*, 31: 3337-3346.
13. Shati, A. K. A., Blakey, S. G., Beck, S. B. M. (2011). »The effect of surface roughness and emissivity on radiator output«. *Energy & Buildings*, 43: 400-406.
14. Trivedi, P. K., and Vasava, N. B. (2012). »Effect of Variation in Pitch of Tube on Heat Transfer Rate in Automobile Radiator by CED Analysis«. *International Journal of Engineering and Advanced Technology*, 6:180-183.
15. Chavan, D. K., Tasgaonkar, G. S. (2013). »Study, analysis and design of automobile radiator proposed with CAD drawings and geometrical model of fan«. *International journal of mechanical and production engineering research and development*, 2: 137-146.
16. Kumawat, H. (2014). »Modeling and Simulation of Axial Fan Using CFD«. *Mechatronic and Manufacturing Engineering*, 11: 1858- 1862.
17. Chopra1, M. K., Prajapati, R. S. (2014). »Thermal Performance Analysis of Cross-Flow Unmixed-Unmixed Heat Exchanger by The Variation of Inlet Condition of Hot Fluid«. *International Refereed Journal of Engineering and Science (IRJES)*, 1: 29-31.
18. Prasad, P., Prasad, L. S. V. (2017). »CFD Analysis On Louvered Fin«. *International Research Journal of Engineering and Technology (Ijrjet)*, 1:1458-1462.
19. Askari, N., Taheri, M. H. (2020). » Numerical study of heat transfer flow of natural hydromagnetic displacement in a closed square chamber with heaters in the lower wall«. *Karafan*, 17: 101-121 (in Persian).
20. Mohammed Ali, F., Yunus, W. M. M., Moxin, M. M., Talib, Z. A. (2010). »The effect of volume fraction oncentration on the thermal conductivity and hermal diffusivity of nanofluids: Numerical and experimental«. *REVIEW OF SCIENTIFIC INSTRUMENTS*, 81: 074901.
21. Waterloo Maple Inc. (2008). »Designing a more efective car radiator«. Retrieved December, from [http:// www.maplesoft.com/view.aspx?SF=6403/Radiator.pdf](http://www.maplesoft.com/view.aspx?SF=6403/Radiator.pdf)
22. Holman, J. P. (1989). »Heat Transfer«. McGraw-Hill Book Co., New York.

23. Whitley, D. (1989). »The GENITOR algorithm and selection pressure: Why rank-based allocation of reproductive trials is best«. In: Proc. Third Int. Conf. On Genetic Algorithms, Morgan Kaufmann :116-121
24. McCall, J. (2005). »Genetic Algorithms for Modeling and Optimization«. Journal of Computational and Applied Mathematics, 1: 205-222.
25. Sabri, M. (2017). » Stabilization and control of power system using meta-heuristic algorithms«. Karafan, 14: 35-55 (in persian).