

## بررسی عددی تأثیر نایکنواختی جریان هوا، ابعاد هندسی و پروفایل پره بر انتقال گرمای رادیاتورهای کروگیت با پره کرکه‌ای و لوله تخت و معرفی یک پروفایل بهبودیافته

علی شایق\*

سعید خردمند

حسین صادقی‌نسب

دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک-تبدیل انرژی، دانشگاه شیراز، شیراز، ایران

استادیار، گروه مهندسی مکانیک-تبدیل انرژی، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، شاهین‌شهر، ایران

کارشناسی، رییس بخش مهندسی و تحقیق و توسعه، شرکت رادیاتور ایران، تهران، ایران

### چکیده

در کار حاضر، یک برنامه کامپیوتری توسعه داده شده است که می‌تواند برای تحلیل عملکرد گرمایی رادیاتورهای با پره کروگیت کرکه‌ای و لوله تخت استفاده شود. این برنامه، نه تنها اثر تمام متغیرهای هندسی رادیاتور را روی عملکرد گرمایی نشان می‌دهد، بلکه قابلیت ضبط کردن عملکرد گرمایی در شرایطی که جریان عبوری از رادیاتور نایکنواخت است را نیز داراست. پیش‌بینی آهنگ انتقال گرما توسط این برنامه، در محدوده دبی مایع و سرعت هوای مورد مطالعه، در مقایسه با داده‌های آزمایشگاهی، خطای حداکثر ۵٪ را از خود نشان می‌دهد. در ادامه، اثر نایکنواختی جریان و اثر نسبت منظر رادیاتور روی عملکرد گرمایی آن مطالعه شده است. دیده شد که نایکنواختی جریان می‌تواند تا ۲۰٪ آهنگ انتقال گرمای رادیاتور را تقلیل دهد. همینطور، افزایش نسبت منظر می‌تواند تا ۴۵٪ عملکرد گرمایی رادیاتور را بهبود بخشد. در پایان، یک هندسه جدید برای پروفایل پره پیشنهاد و بهبود انتقال گرما توسط آن به کمک برنامه، نشان داده شده است.

واژه‌های کلیدی: رادیاتور، پره کروگیت، پره کرکه‌ای، مبادله‌کن گرمایی خودرو، خنک‌کاری.

## Numerical investigation of the effect of air mal-distribution, aspect ratio and fin configuration on the corrugated louvered fin radiator performance and proposing an improved fin profile

A. Shayegh  
S. Kheradmand  
H. Sadeghinassab

Mechanical engineering, Shiraz University, Shiraz, Iran

Mechanical engineering, Malek-e-Ashtar University of Technology, Shahin-Shahr, Iran  
R&D, RADIATOR IRAN Co., Tehran, Iran

### Abstract

In the present study, a computer program is developed which can be used for thermal analysis of radiators with corrugated louvered fin and flat tube. This program is able to capture all the geometry-dependent aspects of heat transfer regarding these radiators. It also gains the capability of capturing the air flow non-uniformity through the radiator. The program showed a good agreement when it was tested against experimental data. The maximum error in the experimented range of cooling flowrate and air velocity is 5%. Two important parametric studies have been performed on air mal-distribution and radiator aspect ratio effects on the radiator thermal performance. Results show that air mal-distribution reduces thermal performance by 20%. Increase of aspect ratio introduces up to 45% performance improvement. Finally, a novel efficient geometry for fin profiles has been introduced and its improving effect on thermal performance is shown using the program.

**Keywords:** Radiator, Corrugated Fin, Louvered Fin, Automotive Heat Exchanger, Cooling.

یک رادیاتور نوعی با پره تاخورد<sup>۱</sup> کرکه‌ای و لوله تخت که در خودروهای امروزی رایج است، به تعداد ۹ یا بیشتر، پارامتر طراحی مرتبط با انتقال گرما دارد که اثر انفرادی و ترکیبی آنها غیرخطی و پیچیده است [۲].

به جز هندسه پیچیده، تحلیل گرمای رادیاتور، دو مشکل عمده دیگر نیز دارد؛ اولاً نحوه محاسبه دبی هوای عبوری از رادیاتور و ثانیاً نحوه لحاظ کردن نایکنواختی سرعت هوا [۳].

در نگاه اول، تصور می‌شود که محاسبه دبی هوای عبوری از رادیاتور مسئله ساده‌ای است. به این صورت که حاصل ضرب سرعت خودرو،

### ۱- مقدمه

طراحی و ساخت رادیاتور، عمدتاً بر مبنای تجربی صورت می‌گیرد و بنابراین فرآیندی پرهزینه است. برای اجتناب از این هزینه‌ها، تلاش‌های زیادی در زمینه انجام محاسباتی که به طراحی رادیاتور کمک کنند، انجام گرفته است.

یک برنامه کامپیوتری که بتواند برای انتخاب‌های مختلف در سایر قسمت‌های خودرو، یک رادیاتور مناسب را پیشنهاد دهد تا هزینه آزمون کاهش چشمگیری یابد، اگر نگوییم ضروری است، بسیار مفید است. محاسن یک برنامه کامپیوتری از همان ابتدا مشخص است [۱].

<sup>1</sup> corrugated

توزیع سرعت به دست آمده از CFD و نمودار عملکرد گرمایی رادیاتور که گرمای دفعی آن را برای هر سرعت هوا به دست می‌دهد، دماهای خروجی هوا و سیال از هر مبادله‌کن کوچک به دست می‌آیند.

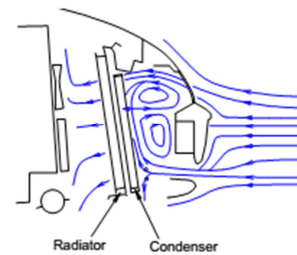
چارلیولو [۱۳] و همکاران، عملکرد رادیاتور به کاررفته در موتور دیزلی توربوشارژی را با در نظر گرفتن رسوب و بدون آن انجام داده‌اند. این بررسی برای دبی‌های جرمی و تعداد ردیف‌های مختلف در رادیاتور انجام شده‌است. در نهایت نمودارهای افت فشار و همین‌طور اتلاف گرما نسبت به سرعت هوا به دست آمده‌اند. شونتگر [۱۴] نیز برنامه‌ای کامپیوتری برای شبیه‌سازی رادیاتور ارائه داده‌است. رویکرد اتخاذ شده تحقیق اخیر، مدل‌سازی بخش به بخش رادیاتور است، به طوری که هر لوله، به چند بخش تقسیم شده تا ناهمگنی جریان سیال و هوا دیده شود. برای هر بخش، معادلات هیدرولیکی و گرمایی حل می‌شوند. نهایتاً، خروجی‌های برنامه عبارتند از ضریب کلی انتقال گرما، افت فشار و دماهای خروجی. پرز و همکاران [۱۵] نیز یک برنامه کامپیوتری برای شبیه‌سازی رادیاتور خودرو پیشنهاد داده‌اند. آن‌ها در ابتدا یک مدل ریاضی و عددی را برای رادیاتور شرح و تفسیر کرده‌اند. این مدل بر اساس گسسته‌سازی حول لوله‌ها و تولید مجموعه‌ای از مبادله‌کن‌های کوچک، کوتاه و تک‌لوله است. روی این حجم کنترل‌ها، معادلات بقای جرم، انرژی و مومنتوم و روی قسمت جامد، فقط معادله انرژی اعمال می‌شود.

اگرچه نرم افزارهای شناخته شده مانند LMS Amesim<sup>TM</sup> و Aspen B-JAC<sup>TM</sup> قادرند تحلیل مبادله‌کن‌های گرمایی را انجام دهند، اما از آنجا که هیچ‌یک از آنها، به رصد تأثیر جزئیات هندسه پیچیده رادیاتور خودروهای امروزی مجهز نشده‌اند، محققان زیادی به توسعه برنامه کامپیوتری اختصاصی برای تحلیل گرمایی رادیاتور پرداخته‌اند. به این منظور رویکردهای متفاوت آنها که در پارگراف‌های قبل بصورت مبسوط آمد را می‌توان به شرحی که در ادامه می‌آید تقسیم‌بندی کرد. عده‌ای از محققان، پس از تقسیم رادیاتور به حجم کنترل‌های کوچک، معادلات انتگرالی جرم و انرژی را به منظور تخمین عملکرد گرمایی روی همه حجم کنترل‌ها حل کرده‌اند. برخی دیگر از محققان، بر پایه نمودارهای عملکردی رادیاتور که دفع گرما را بر حسب سرعت هوا مشخص می‌کند محاسبات را انجام می‌دهند. این رویکرد، کاربرد برنامه را محدود به یک رادیاتور خاص می‌کند و برای تحلیل هر رادیاتور جدید، باید عملکرد آن با تست‌هایی از قبیل دینامومتر استخراج گردد و بنابراین، شمولیت چندانی ندارد. ولی مطالعه‌ای که در آن از پایگاه‌های داده‌ای که همه رادیاتورها مشمول آن می‌شوند استفاده شده‌باشد، نادر است؛ کاری که در مطالعه حاضر انجام شده‌است. نمونه‌ای از این پایگاه‌های داده، مطالعه پارک و ژاکوبی است که در آن، رابطه انتقال گرمای سمت هوای رادیاتور بر حسب سرعت بر اساس ۱۲۶ رادیاتور مختلف و ۱۰۳۰ داده انتقال گرما استخراج شده‌است. این پایگاه داده، تقریباً تمام داده‌های تست رادیاتور که تا زمان چاپ مقاله منتشر شده‌بودند را پوشش داده‌است [۲]. استفاده از این روابط برخاسته از پایگاه‌های داده، جامعیتی به برنامه می‌بخشد که در نتیجه آن لازم نیست برای هر رادیاتور خاص، زیربرنامه‌ای جدید تعریف کرد. در نتیجه، در کار حاضر این رویکرد در پیش گرفته شده‌است.

برنامه حاضر که در محیط MATLAB<sup>®</sup> کدنویسی شده‌است، نه تنها اثر تمام متغیرهای هندسی رادیاتور را روی عملکرد گرمایی نشان

مساحت رادیاتور و چگالی هوا حاصل را به دست می‌دهد. اما در رادیاتور خودرو این برآورد کاملاً غلط است.

شکل ۱، جلو خودروی در حال حرکت را نشان می‌دهد. چگالنده و رادیاتور در شکل مشخص شده‌اند. هوا، مسیر با کمترین افت فشار را در اولویت قرار می‌دهد؛ مثل جریان یافتن در زیر خودرو یا دور زدن رادیاتور و عبور نکردن از آن. بنابراین به دلیل افت فشار بالای هوا در عبور از رادیاتور، دبی هوای اندکی سهم رادیاتور خواهد بود. میزان این دبی یا به عبارت دیگر سرعت، نقش تعیین‌کننده‌ای در خنک‌کاری دارد.



شکل ۱- تنها بخشی از جریان هوای مقابل خودرو سهم رادیاتور خواهد بود [۴]

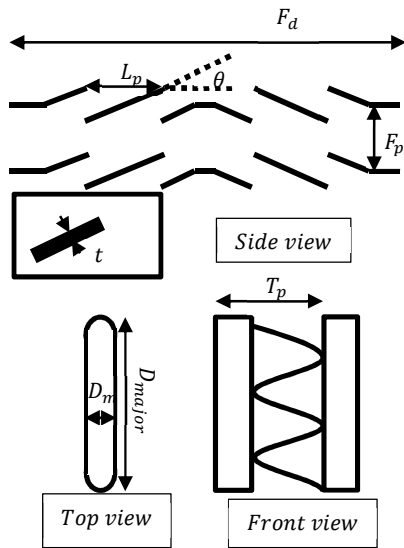
برای اندازه‌گیری دبی هوا روش‌های متعددی ارائه شده‌است، مثل استفاده از آنومتر پروانه‌ای [۵]، بادسنج سیم داغ و لیزر داپلر [۶]. روجسینک و همکاران، مزایا و معایب روش‌های مختلف اندازه‌گیری دبی هوا را بررسی کرده و روشی موسوم به فشار دینامیک و استاتیک را به عنوان روش بهینه پیشنهاد داده‌اند [۷]. نگ و همکاران [۸] مزایای روش فشار دینامیک و استاتیک را تأیید کرده و نحوه محاسبه سرعت با این روش را توضیح داده‌اند. کناوس و همکاران [۹] و همین‌طور برنارد و همکاران [۳] از روش آزمایشگاهی فشار استاتیک و دینامیک در کار خود استفاده کرده‌اند. ایسر و همکاران [۱۰] نیز چگونگی توسعه یک ابزار CFD برای فهمیدن میزان دبی هوای عبوری از رادیاتور را به بحث گذاشته‌اند.

پس از معلوم شدن توزیع سرعت و در نتیجه دبی هوای ورودی رادیاتور، نوبت به بررسی گرمایی آن می‌رسد. محققان در این حوزه نیز روش‌های مختلفی ارائه داده‌اند. برنارد و همکاران [۳]، آزمون‌های متعددی روی مبادله‌کن‌های بکار رفته در خودرو (رادیاتور، چگالنده و...) انجام داده‌اند و با اندازه‌گیری داده‌های فشار و سرعت هوا، خواص محیط متخلخل معادل با این اجزا را یافته‌اند. پس از محاسبه پروفایل سرعت هوا به کمک خواص محیط متخلخل، یک برنامه کامپیوتری این پروفایل‌ها را به صورت ورودی گرفته، پروفایل دمای خروجی را تحویل داده‌است. گولر و همکاران [۱۱] و همین‌طور چانگ و همکاران [۱۲]، روشی موسوم به "چند مقیاس" را پیشنهاد داده و از این تکنیک در کنار تکنیک محیط متخلخل، میزان دفع گرما توسط رادیاتور و افت فشار سمت هوا را بدست آورده‌اند. کناوس و همکاران [۹]، اثر طراحی شکل جلو خودرو را در خنک‌کاری موتور بررسی کرده‌اند. ایسر و همکاران [۱۰]، رادیاتور را به صورت یک آرایه  $10 \times 10$  شبکه‌بندی کرده‌اند. هر کدام از این شبکه‌ها حکم یک مبادله‌کن کوچک را دارد. با

<sup>1</sup> Multi-scale

۲- روش NTUε

اگر چه روش اختلاف دمای میانگین لگاریتمی، برای سطح بندی کیفی رادیاتورهای موازی و غیر همسو کارایی سریعی دارد، اما در هنگام بکار بردن آن در مورد مبادله کن‌های با جریان متقاطع مثل رادیاتور- مبادله کن‌هایی که بیشترین استفاده را در صنعت خودرو دارند- استفاده از آن مشکل می‌شود.



شکل ۳- پارامترهای طراحی پره‌های کروگیت کرک‌های و لوله‌های تخت

بنابراین استفاده از این روش توصیه نمی‌شود. روش جایگزین که از بازده - تعداد واحدهای انتقال<sup>۱</sup> استفاده می‌کند، مفیدتر است [۱۷]. از روش تحلیل ε-NTU و همینطور از موازنه انرژی روی رادیاتور به ترتیب داریم [۱۸]:

$$Q = \varepsilon C_{\min}(T_{w1} - T_{a1}) \quad (1)$$

$$C_{\min} = \text{Min}[m_w c_w - m_a c_a]$$

$$Q = m_w c_w (T_{w1} - T_{w2}) = m_a c_a (T_{a2} - T_{a1}) \quad (2)$$

اکنون هدف اینست که ε و سپس از رابطه (۱) ، Q و نهایتاً از رابطه (۲) ، دماهای خروجی را بدست آوریم. برای آغاز محاسبات لازم است ضریب کلی انتقال گرما محاسبه شود [۱۹]. در یک دیوار پره شده گرما علاوه بر سطح، از پره هم انتقال می‌یابد. در این حالت، ضریب کلی انتقال گرما از معادله (۳) بدست می‌آید.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_a h_a A_a} + \frac{t}{k_{\text{wall}} A_{\text{wall}}} + \frac{1}{h_c A_c} \quad (3)$$

معادله (۳) ، کل مقاومت گرمایی بین سیال و هوا را نشان می‌دهد. جمله‌های اول تا سوم به ترتیب، مقاومت جابجایی هوا، مقاومت رسانشی دیواره لوله و مقاومت جابجایی سیال را نشان می‌دهند. در حالت کلی، مقاومت‌های دیگری نیز وجود دارند. این مقاومت‌ها عبارتند از:

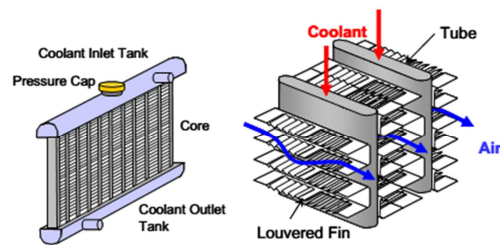
- مقاومت رسوب
- مقاومت اتصال پره و لوله

می‌دهد - که از این نظر برتری قابل ملاحظه‌ای نسبت به کدهای تجاری مانند Aspen B-JAC<sup>TM</sup> دارد - بلکه قابلیت ضبط کردن عملکرد گرمایی در شرایطی که جریان عبوری از رادیاتور نایکنواخت است را نیز داراست. این برنامه تطابق خوبی با نتایج آزمایشگاهی از خود نشان می‌دهد. در کار حاضر، اثر نایکنواختی جریان و اثر نسبت منظر رادیاتور روی عملکرد گرمایی آن مطالعه شده‌است. نهایتاً یک هندسه جدید برای پروفایل پره پیشنهاد و کارایی آن توسط برنامه، آزمایش شده‌است.

۲- معادلات حاکم و پارامترها

۲-۱- اجزای رادیاتور

چنانکه در شکل ۲ نشان داده شده، رادیاتور از چهار جزء عمده ساخته شده است؛ مخزن ورودی سیال خنک‌کاری، مخزن خروجی، درپوش تنظیم فشار و هسته رادیاتور. مخزن‌های ورودی و خروجی یا مانند شکل ۲ در بالا و پایین هسته قرار می‌گیرند یا در دو طرف آن. درپوش تنظیم فشار وظیفه افزایش فشار سیال خنک‌کاری را بر عهده دارد که نتیجه آن افزایش دمای نقطه جوش سیال و در نتیجه افزایش دمای عملکرد موتور خودرو است.



شکل ۲- اجزای تشکیل دهنده رادیاتور (چپ) و جریان سیالات در هسته آن (راست) [۱۶]

مهم ترین اجزای فرعی هسته رادیاتور، لوله‌های سیال خنک‌کاری و پره‌ها هستند (شکل ۲). لوله‌های تخت در صنعت خودرو به دلیل پایین بودن ضریب پسای شکلی نسبت به لوله‌های گرد مقبول‌تر هستند. مانند اغلب مبادله کن‌هایی که با هوا سروکار دارند، عامل محدود کننده انتقال گرما، رسانایی گرمایی پایین هواست که در واقع بیشتر شبیه یک عایق عمل می‌کند تا یک رسانا. برای غلبه بر این موضوع که رسانایی گرمایی هوا کمتر از ۰.۵٪ رسانایی گرمایی سیال خنک‌کاری است، باید سطح سمت هوا با پره‌ها توسعه یابد. پره در بسیاری از کاربردها کرک‌های است تا با ممانعت از رشد لایه مرزی گرمایی از لایه حمل، انتقال گرما را افزایش دهد. مشخصه‌های طراحی پره‌های کرک‌های از قبیل گام لوله، ضخامت پره، زاویه کرک و ... در شکل ۳ نشان داده شده‌است.

۲-۲- معادلات مبادله کن گرمایی

برای بیان شاخص‌های یک مبادله کن گرمایی، دو روش رایج وجود دارد: ۱- روش اختلاف دمای میانگین لگاریتمی<sup>۱</sup>

<sup>2</sup> effectiveness-No. of Transfer Units

<sup>1</sup> LMTD

روابط که در برنامه کامپیوتری حاضر استفاده شده اند، در معادلات ( ۸ ) تا ( ۱۶ ) آمده‌اند. به عنوان مقدمه درک این روابط، مراجع [۸، ۲۰] مفید هستند.

$$NT = N \times Nct \quad (۸)$$

$$\gamma = \frac{(T_p - D_m)(F_p - t)}{T_{pt}} \quad (۹)$$

$$A_f = \frac{F_1 F_4 L \times N_f \times Nct \times 2 \times 0.001}{m \times n} \quad (۱۰)$$

$$A_{front} = \frac{Nct(F_1 + D_m)L}{m \times n} \quad (۱۱)$$

$$P_{in} = 2(D_m - 2tt + D_{major} - 2tt) \quad (۱۲)$$

$$A_{w,in} = \frac{P_{in} \times L \times NT}{m \times n} \quad (۱۳)$$

$$A_{a,plain} = \frac{NT(2D_m L + 2D_{major} L)}{2Nct \times t \times F_4 N_f L \times 0.001} \quad (۱۴)$$

$$A_{cross} = (D_{major} - 2tt)(D_m - 2tt) \quad (۱۵)$$

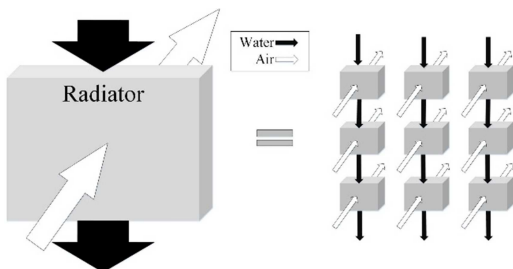
$$D_h = 4A_{cross}/P_{in} \quad (۱۶)$$

### ۳- برنامه کامپیوتری

#### ۳-۲- الگوریتم برنامه

از آنجا که در برنامه حاضر، یکی از اهداف، مشاهده اثر نایکونواختی هوا روی عملکرد گرمایی رادیاتور است، مدل بصورت دو بعدی توسعه داده شده است تا سرعت های مختلف در پیشانی رادیاتور دیده شوند؛ بر خلاف مدل یک بعدی که فقط می‌تواند یک سرعت را ببیند. در ابتدا توزیع سرعت که به صورت فایل اکسل<sup>۴</sup> آماده شده است، خوانده می‌شود. اگر پروفایل سرعت شامل n سطر و m ستون باشد، رادیاتور مانند شکل ۳ به تعداد n×m مبادله‌کن فرضی (ماکرو) تقسیم می‌شود. شکل ۳ برای m=3 و n=3 رسم شده است.

قرار است برای هر ماکرو، دمای خروجی هوا و سیال خنک‌کاری و همین‌طور آهنگ انتقال گرما محاسبه شوند. دمای ورودی هوا به همه ماکروها، قبلاً در ورودی برنامه به عنوان توزیع دمای هوای ورودی رادیاتور معلوم شده است. دمای آب خروجی موتور دمای آبی است که به سطر اول ماکروها وارد می‌شود. دمای آب ورودی به هر یک از ماکروها در دو سطر بعد، دمای خروجی آب از ماکروی سطر قبل است (شکل ۳).



شکل ۳- تقسیم بندی رادیاتور به ماکروها

چنانچه رادیاتور نو باشد، مقاومت رسوب صفر است. مقاومت اتصال نیز در روش‌های لحیم‌کاری که در تولید رادیاتور استفاده می‌شوند، عملاً صفر است [۱۹]. مقاومت رسانشی دیواره نیز به علت رسانایی گرمایی بالای دیواره درعمل ناچیز است [۱۹]. بنابراین، در این مطالعه، ضریب کلی انتقال گرما را از معادله ( ۴ ) بدست می‌آوریم:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_a h_a A_a} + \frac{1}{h_c A_c} \quad (۴)$$

در ادامه به معرفی روش‌های محاسبه کمیت‌های ظاهر شده در معادله ( ۴ ) که برای محاسبه ضریب کلی انتقال گرما برای یک رادیاتور مشخص لازم هستند، می‌پردازیم.

### ۳-۲- ضریب انتقال گرمای سمت مایع

وب<sup>۱</sup>، چنین تشخیص داده است که مدل سه‌لایه‌ای آشفتگی پتوخوف<sup>۲</sup> از روابط پیشین از جمله رابطه دیتوس- بولتر، دقیق‌تر است و می‌توان برای محاسبات سریع از آن استفاده کرد [۱۷]:

$$Nu = \frac{(f/2) Re_b \cdot Pr_b}{1.07 + 12.7 \cdot (f/2)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (۵)$$

$$Re > 10^4$$

$$f = (1.58 \cdot \ln(Re_b) - 3.28)^{-2}$$

در معادله ( ۵ ) ، f، ضریب اصطکاک فانیگ است. گنیلینسکی<sup>۳</sup>، به‌وسیله داده‌های تجربی، روی مدل پتوخوف یک بهینه‌سازی انجام داده است، به گونه‌ای که رابطه، ناحیه انتقالی را شامل می‌شود، ناحیه‌ای که اکثر رادیاتورهای خودرو در آن جا عمل می‌کنند [۱۶]. این رابطه در معادله ( ۶ ) آمده است. ضریب اصطکاک فانیگ در این معادله همانند معادله ( ۵ ) محاسبه می‌شود.

$$Nu = \frac{(f/2) (Re_b - 1000) \cdot Pr_b}{1 + 12.7 \cdot (f/2)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (۶)$$

### ۴-۲- ضریب انتقال گرمای سمت هوا

اکثر مهندسان، برای سمت هوای مبادله‌کن‌ها، بجای عدد ناسلت از فاکتور کولبورن استفاده می‌کنند. فاکتور کولبورن ، بصورت معادله ( ۷ ) تعریف می‌شود:

$$j = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} \quad (۷)$$

روابط پیشنهاد شده برای محاسبه این فاکتور، به ندرت از رویکرد تحلیلی و بیشتر از روش‌های تجربی استفاده کرده‌اند. مهمترین رویکرد تحلیلی را می‌توان روش سانون و وب دانست [۲۰]. محققان بسیاری نیز با روش‌های آزمایشگاهی روابطی را برای محاسبه این فاکتور توسعه داده‌اند. در برنامه کامپیوتری حاضر، روابط تجربی چانگ و وانگ [۲۱]، پارک و ژاکوبی [۲]، داونپورت [۸]، دانگ [۲۲]، کیم و بولارد [۲۳] و رابطه تحلیلی سانون و وب [۲۰] پوشش داده شده‌اند.

### ۵-۲- روابط هندسی

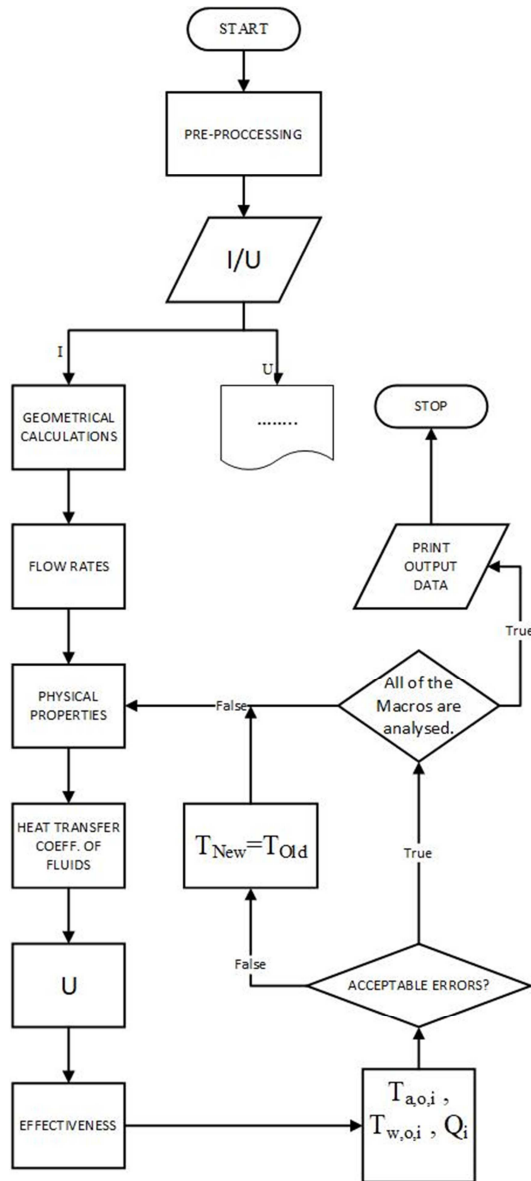
هندسه خاص رادیاتورهای کروگیت کرکه‌ای، روابط پرتعداد و دقیق هندسی را برای استفاده در معادلات انتقال گرما می‌طلبد. مهم‌ترین این

<sup>1</sup> Webb

<sup>2</sup> Petukhov

<sup>3</sup> Gnielinski

<sup>4</sup> Excel



شکل ۴ - فلوجارت برنامه کامپیوتری

#### ۲-۴- اعتبارسنجی

به منظور صحت‌سنجی برنامه کامپیوتری، دفع گرمای یک رادیاتور U شکل مربوط به خودروی ارس مدل ۱۳۹۲ (صنایع زرین خودرو) با مشخصات ذکرشده در جدول ۱ در محدوده وسیعی از سرعت هوا شبیه‌سازی و با داده‌های تجربی تهیه شده از سوی تولیدکننده رادیاتور، مقایسه شد. شرایط تست توسط شرکت سازنده در جدول ۲ آمده‌است. در شکل ۵، آهنگ دفع گرمای محاسبه‌شده، در شرایط گوناگون، با داده‌های اندازه‌گیری شده، مقایسه شده‌است که این مقایسه، توافق خوبی را نشان می‌دهد. دقت برنامه برای دبی‌های مختلف نیز در جدول ۳ آمده‌است. بیشترین اختلاف بین داده‌های تجربی و محاسبه شده، ۵٪ است.

این برنامه کمیت‌های زیر را محاسبه و ذخیره می‌نماید: دمای هوای خروجی، دمای آب خروجی، گرمای دفعی و دبی هوا. برنامه قابلیت پشتیبانی از دو نوع رادیاتورهای I و U را داراست. در ادامه، مراحل محاسباتی برای رادیاتور نوع I، آورده شده‌است:

- با توجه به پارامتر m (تعداد ستون‌های آرایه ماکروها)، دبی آب هر ماکرو از رابطه (۱۷) به دست می‌آید:

$$\text{Flow rate}_{\text{element}} = \frac{\text{Flow rate}_{\text{total}}}{m} \quad (17)$$

- از آنجا که خواص آب و هوا در دمای متوسط (ورودی و خروجی) بدست می‌آیند و دمای خروجی در ابتدا مجهول است، حل تکراری ضرورت دارد. بنابراین برنامه وارد یک حلقه می‌شود. در هر بار اجرای حلقه، دماهای خروجی، گرمای دفعی و دبی هوا برای یک المان (ماکرو) به دست می‌آیند. به بیان دقیق‌تر مراحل زیر در هر بار اجرای حلقه به انجام می‌رسد:

- حدس دمای آب و هوای خروجی ماکرو و محاسبه خواص آب و هوا در دمای متوسط ورودی و خروجی
- محاسبه دبی جرمی هوا با چگالی محاسبه شده از مرحله قبل
- محاسبه مقاومت گرمایی هوا و آب
- محاسبه ضریب کلی انتقال گرما و پارامتر NTU
- محاسبه بازده مبادله‌کن به کمک روابط موجود در [۲۴].
- محاسبه بار گرمایی و دماهای خروجی
- مقایسه دماهای محاسبه شده در خروجی با دماهای حدسی.

اگر اختلاف دماهای محاسبه‌شده با دماهای خروجی حدس زده‌شده، چه برای آب، چه برای هوا، کمتر از خطای مورد نظر باشد، نتایج پذیرفته‌شده و به عنوان خروجی تحویل داده می‌شوند. در غیر این صورت، حلقه تکرار می‌شود.

لازم به توضیح است که یک عملگر<sup>۱</sup>، دماهای ورودی و خروجی سیالات هر ماکرو را می‌گیرد و خواص آنها را در دمای متوسط تحویل می‌دهد. این خواص عبارتند از چگالی، لزجت دینامیکی، لزجت سینماتیکی، رسانایی گرمایی، عدد پرانتل و ظرفیت گرمایی ویژه. برای هوا، این خواص از طریق درونیایی به دست می‌آیند. برای سیال خنک کاری، از روابط مرجع [۲۵] در بدنه تابع استفاده شده‌است. این مرجع روابطی را برای مخلوط ۵۰٪ حجمی اتیلن گلیکول و آب، که به عنوان سیال خنک‌کاری در خودروها استفاده می‌شود، بر اساس نمودارهای ASHRAE<sup>۲</sup> برازش<sup>۳</sup> کرده‌است.

برای رادیاتورهای U شکل، تابع مخصوص این نوع رادیاتورها اجرا می‌شود. این تابع، رادیاتور U شکل را به صورت دو رادیاتور I شکل پیوسته می‌بیند و برای هر گذر<sup>۴</sup>، زیربرنامه مختص رادیاتور نوع I را اجرا می‌کند. فلوجارت برنامه در شکل ۴ آمده‌است.

<sup>۱</sup>function

<sup>۲</sup> American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers

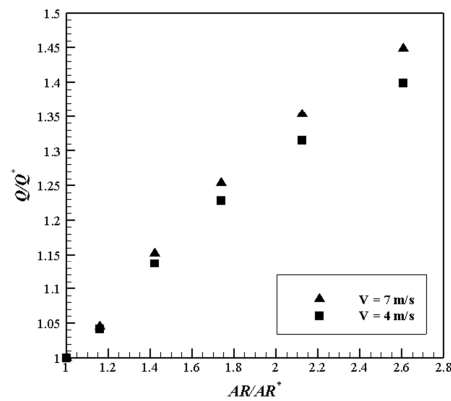
<sup>۳</sup>fitting

<sup>۴</sup>-pass

جدول ۱- مشخصات رادیاتور خودروی ارس- مدل ۱۳۹۲ (همه ابعاد به mm است)

جدول ۱- مشخصات رادیاتور خودروی ارس- مدل ۱۳۹۲ (همه ابعاد به mm است)

$D_m$	2	$F_p$	1.5625
$D_{major}$	8	$F_l$	7.7
$RH$	420	$L_l$	6.3
$RW$	730	$\theta$	30
$k_f$	400	$F_d$	84
$N$	5	$T_p$	9.7
$N_{ct}$	70	$t$	0.04
$N_f$	640	$N_{LB}$	5
$L_p$	1.5	$tt$	0.135



شکل ۶- تأثیر تغییر نسبت منظر بر دفع گرما

چنانکه در شکل ۶ پیداست، با افزایش  $AR$ ، یا به بیانی دیگر، با افزایش ارتفاع نسبت به پهنا، عملکرد گرمایی رادیاتور بهبود می‌یابد. بهبود عملکرد برای سرعت هوای ۷ m/s تا ۳۹٪ و برای سرعت هوای ۴ m/s تا ۴۵٪ مشاهده می‌شود. در خودروهای سواری رادیاتور را بصورت افقی قرار می‌دهند و از پهنای خودرو برای زیاد کردن طول لوله‌ها و در نتیجه زیاد شدن نسبت منظر بهره می‌جویند. مطالعه این پارامتر، قابلیت پیشگویی برنامه کامپیوتری حاضر را به نمایش می‌گذارد.

### ۳-۴- مطالعه تأثیر نایکنواختی سرعت هوای ورودی به رادیاتور روی عملکرد گرمایی آن

به این منظور، پارامتر نایکنواختی سرعت بصورت معادله (۱۹) تعریف می‌شود [۸]:

$$\sigma = \frac{1}{\text{No. of elements}} \cdot \frac{\sum |V_{i,j} - V_{avg}|}{V_{avg}} \quad (19)$$

برای مطالعه تأثیر نایکنواختی جریان، پروفایل‌های سرعت با مقادیر متفاوت نایکنواختی، در ورودی رادیاتور فرض شده‌اند. نمونه‌ای از این پروفایل‌ها برای  $\sigma \sim 0.14$ ، در شکل ۷ آمده‌است. با اجرای برنامه، اتلاف گرمایی رادیاتور برای مقادیر مختلف نایکنواختی، بدست آمده‌است. مشخصات اجرای برنامه در جدول ۴ و نتایج آن در شکل ۸ آورده شده‌است. لازم به ذکر است که در یک مقدار نایکنواختی ثابت، پروفایل‌های سرعت گوناگونی امکان وقوع دارند. مثلاً برای  $\sigma = 0.14$  هر دو توزیع هوای شکل ۷ معتبر هستند. اما پر واضح است که عملکرد گرمایی این پروفایل‌های متفاوت جریان لزوماً یکسان نخواهد بود. لذاست که در شکل ۸، بعضاً در یک مقدار  $\sigma$  چندین عملکرد گرمایی متفاوت مشاهده می‌شود.

جدول ۴- مشخصات اجرای برنامه در مطالعه اثر نایکنواختی سرعت

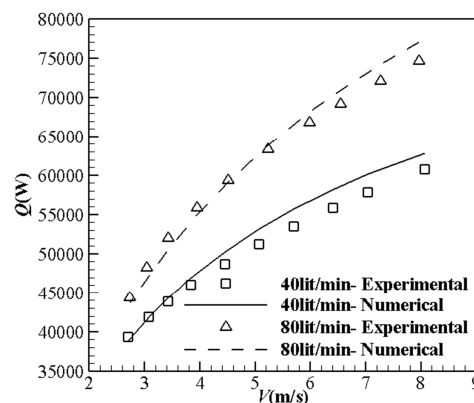
تعداد المان	سرعت متوسط هوا m/s	دبی lit/min
۳×۳	۸	۸۰

جدول ۲- شرایط تست رادیاتور

سرعت هوا (m/s)	دبی سیال (L/min)	دمای ورودی سیال (°C)	دمای ورودی هوا (°C)
۲ تا ۸	۴۰ و ۸۰	۸۰	۲۰

جدول ۳- دقت برنامه کامپیوتری در دبی‌های مختلف

دبی سیال (L/min)	خطای متوسط %	خطای حداکثر %
۴۰	۱.۸	۳
۸۰	۲.۴	۵



شکل ۵- نتایج برنامه کامپیوتری و نتایج آزمایشگاهی سازنده

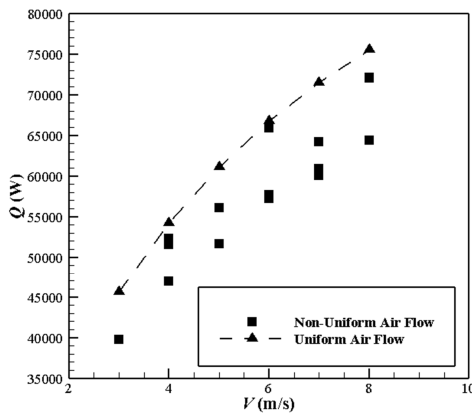
### ۴-۴- اثر تغییر نسبت منظر

نسبت منظر<sup>۱</sup> را برای یک رادیاتور به صورت معادله (۱۸) تعریف می‌کنیم [۱۶]:

$$AR = \frac{RH}{RW} \quad (18)$$

همینطور پارامتر  $AR^*$  را نسبت منظر رادیاتور اشاره شده در جدول ۱ در نظر می‌گیریم ( $AR^* = 0.57$ ).  $Q^*$  نیز اتلاف گرمایی رادیاتور در  $AR^*$  است. اکنون مایلیم بدانیم با تغییر  $AR$  ضمن ثابت بودن مساحت

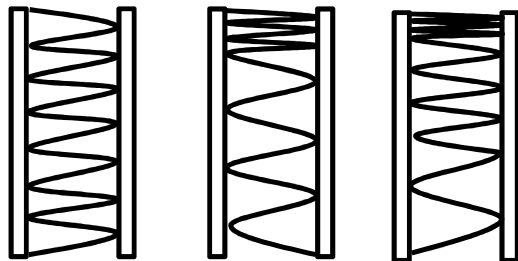
<sup>۱</sup> Aspect Ratio



شکل ۹- عملکرد گرمایی رادیاتور در جریان هوای یکنواخت و نایکنواخت در دبی ۸۰ lit/min

#### ۴- بررسی عددی یک پروفایل پره بهبود یافته

اکنون می‌خواهیم رویکردی جدید را در طراحی پره رادیاتور شرح دهیم، بطوری که با حفظ وزن و حجم رادیاتور، بازدهی بیشتری حاصل گردد. هسته این ایده نوین، عبارتست از توزیع پره‌ها در راستای لوله بصورت نایکنواخت، بطوریکه قسمت دما بالای لوله، از چگالی پره بالاتری نسبت به قسمت دما پایین بهره‌مند گردد. این پروفایل جدید در شکل ۱۰، با پروفایل‌های رایج مقایسه شده‌است.



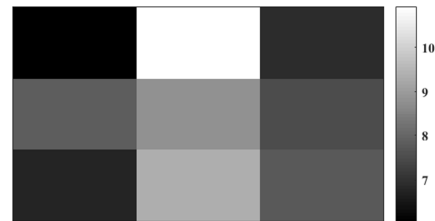
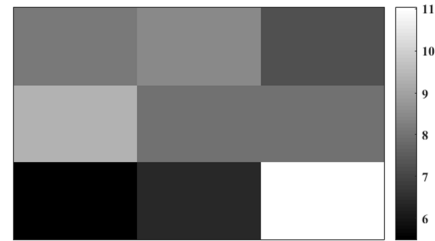
شکل ۱۰- پره اولیه (چپ) در مقایسه با پره بهبود یافته (وسط) و پروفایل ۳ از جدول ۵ (راست)

نکته اساسی در رابطه با پروفایل بهبود یافته، اینست که ساخت این پروفایل، به اندازه پروفایل اولیه ماده مصرف می‌کند. بنابراین از برابری وزن (حجم) دو رادیاتور داریم:

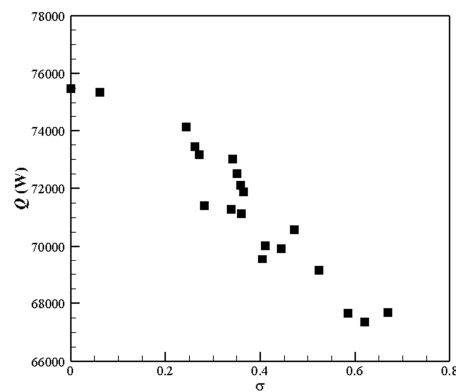
$$LN_f f_L = (N_{f1} L_1 + N_{f2} L_2) f_L \quad (20)$$

که در آن، زیرنویس‌های ۱ و ۲، بترتیب بیانگر بخش‌های با گام پره باریک و پهن هستند (شکل ۱۰- وسط). وقتی سیال داغ، از بالا به سمت پایین جریان می‌یابد، قسمت بالایی لوله‌ها داغ‌تر از قسمت پایین آن‌هاست.

اگرچه گام پره در پروفایل جدید، اختیاری است، اما باید معادله (۲۰) برقرار باشد. این معادله پره‌های با انتهای خمیده را با پره‌های صاف تخمین می‌زند (شکل ۱۱). این تخمین به علت آنست که گام پره، بسیار کوچکتر از طول پره است، حتی در قسمت "پهن".



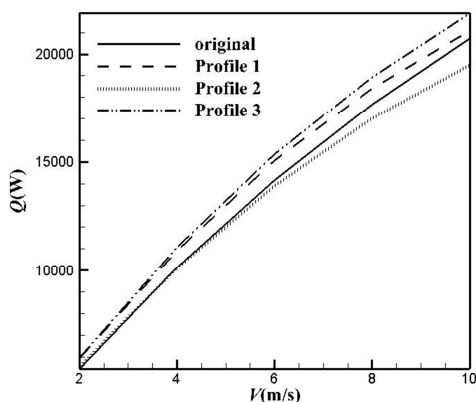
شکل ۷- نمونه ای از پروفایل‌های نایکنواخت سرعت بر حسب m/s در سرعت متوسط ۸m/s



شکل ۸- تأثیر نایکنواختی سرعت هوای ورودی روی عملکرد گرمایی رادیاتور مورد مطالعه

چنانکه مشاهده می‌شود، با افزایش نایکنواختی سرعت هوا، عملکرد رادیاتور تضعیف می‌شود و امکان دارد تا ۸۰٪ وضعیت سرعت یکنواخت کاهش یابد. به بیان دیگر، در دبی هوای یکسان، افزایش نایکنواختی در سرعت پیشانی رادیاتور، تضعیف عملکرد را به همراه دارد.

به منظور درک بهتر اثر نایکنواختی جریان هوا، پروفایل‌های جریان در بازه وسیعی از سرعت هوا، با پارامتر نایکنواختی بین 0.17 تا 0.70 به رادیاتور معرفی و نتایج با عملکرد گرمایی در جریان هوای یکنواخت مقایسه شد. نتایج این مقایسه در شکل ۹ آمده‌است. بر اساس این داده‌ها، مشاهده می‌گردد که نایکنواختی شدید، بین ۱۳٪ برای کمترین سرعت تا ۱۵٪ برای بیشترین سرعت از عملکرد رادیاتور در مقایسه با جریان هوای یکنواخت می‌کاهد.



شکل ۱۲- عملکرد گرمایی پروفایل اولیه در مقایسه با پروفایل‌های بهبودیافته

### ۵- نتیجه‌گیری

در کار حاضر، به منظور مطالعه عملکرد گرمایی رادیاتور، یک برنامه کامپیوتری توسعه داده شده است. الگوریتم برنامه کامپیوتری به این شرح است که ابتدا رادیاتور به تعدادی ماکرو تقسیم شده است. در مورد هر ماکرو با توجه به سرعت هوای عبوری از آن، از روش  $NTU - \epsilon$  گرمای دفعی و دمای خروجی سیالات گرم و سرد محاسبه می‌شوند. مجموع گرمای دفعی ماکروها، برابر کل گرمای دفعی رادیاتور است. نهایتاً از این برنامه در بررسی اثر نایکنواختی سرعت هوا و وجود مانع، اثر تغییر هندسه و اثر تغییر پروفایل پره بر عملکرد گرمایی استفاده شده است. نتایج را می‌توان بصورت زیر خلاصه کرد:

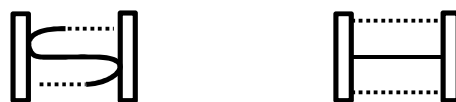
- صحت مدل کامپیوتری در مورد پیش‌بینی عملکرد یک رادیاتور مشخص تحقیق شد و تطابق خوبی بین نتایج برنامه با کاتالوگ شرکت سازنده دیده شد.
- در ادامه، پروفایل‌های هوا با نایکنواختی‌های مختلف سرعت به رادیاتور معرفی شدند و دیده شد که با افزایش نایکنواختی، عملکرد رادیاتور تضعیف می‌شود.
- رادیاتورهایی با مساحت پیشانی یکسان و نسبت منظرهای متفاوت بررسی شدند و دیده شد که افزایش نسبت منظر موجب بهبود انتقال گرما می‌شود.
- رویکردی جدید در طراحی پره رادیاتور معرفی شد و مزیت آن بر پره‌های فعلی، به کمک برنامه کامپیوتری اثبات شد.

### ۶- سپاسگزاری

بر خود لازم می‌دانیم، از سرکار خانم دکتر فاطمه قدیری مدرس، استاد دانشگاه صنعتی مالک اشتر، که در به انجام رساندن کار حاضر، صمیمانه همکاری نمودند، قدردانی نماییم.

### ۷- نمادها

A	مساحت ( $m^2$ )
AR	نسبت منظر
C	نرخ ظرفیت ( $W^{\circ}C^{-1}$ )



شکل ۱۱- شکل واقعی پره (چپ) در مقایسه با شکل تخمینی (راست)

برای بررسی عملکرد گرمایی، ابتدا پروفایل ۱ از جدول ۵ انتخاب شده است. عملکرد گرمایی توسط برنامه کامپیوتری محاسبه شده و نتیجه در شکل ۱۲ آمده است. چنانکه در شکل اخیر مشخص است، عملکرد گرمایی در محدوده همه سرعت‌های هوا بهبود یافته است. اگرچه نزدیک کردن پره‌های داغ به یکدیگر، از مزیت افزایش سطح انتقال گرما در بخش "باریک" بهره می‌برد، اما همزمان از کاهش سطح در قسمت "پهن" نیز رنج می‌برد. بنابراین، انتظار داریم اگر روند بهینه‌سازی پروفایل را بیش از حد ادامه دهیم، نتیجه عکس بگیریم روند کاهش گام پره در یک بخش و افزایش آن در بخش دیگر. برای تحقیق در مورد این پیش‌بینی، پروفایل ۲ از جدول ۵ را انتخاب می‌کنیم. نتایج تحلیل توسط برنامه کامپیوتری، در شکل ۱۲ نشان داده شده است. همانطور که پیش‌بینی می‌شد، پروفایل بهینه‌شده، در سرعت‌های بالای هوا، حتی از پروفایل اولیه نیز بازدهی کمتری دارد. نهایتاً، می‌توانیم پروفایل‌های با بیش از دو بخش را مطالعه کنیم. به این منظور، پروفایل ۳ را که یک پروفایل سه‌بخشی است انتخاب می‌کنیم (جدول ۵ و شکل ۱۰). از تعمیم معادله (۲۱) برای پره سه‌بخشی خواهیم داشت:

$$LNf_{L1} = (N_{f1}L_1 + N_{f2}L_2 + N_{f3}L_3)f_{L1} \quad (22)$$

جدول ۵- مشخصات پروفایل‌ها

نام	بخش	$F_p(mm)$	fpm
Original	---	1.56	640
Profile 1	پهن	2	480
	باریک	1.25	800
Profile 2	پهن	3.57	280
	باریک	1	1000
Profile 3	پهن	2	800
	متوسط	1.61	620
	باریک	1.25	500

که زیروندهای ۱، ۲ و ۳ بترتیب بیانگر قسمتهای با گام پره باریک، متوسط و پهن هستند. همان طور که در شکل ۱۲ نشان داده شده است، این پروفایل سه‌بخشی، در میان همه، پربازده‌ترین است. یافتن بهینه‌ترین پروفایل پره، موضوع مطالعه‌ایست که در حال حاضر نویسندگان مشغول به آن هستند. الگوریتم‌های بهینه‌سازی روشی بسیار کارآمد را برای یافتن حل بهینه بدست می‌دهند. پروفایل‌های بدست آمده، می‌توانند کاندیدهایی باشند که به سازنده رادیاتور ارائه می‌شوند. سازنده نیز به نوبه خود با تست تونل و ملاحظات اقتصادی پروفایل نهایی را انتخاب می‌کند.



زیر نویس ها			
a1	هوای ورودی به رادیاتور	قطر (mm)	$D$
amb	محیط	قطر کوچک لوله (mm)	$D_m$
h	هیدرولیکی	قطر بزرگ لوله (mm)	$D_{major}$
hot	گرم	تعداد پره در متر	$f_{pm}$
a	هوا	عمق پره (mm)	$F_d$
a2	هوای خروجی از رادیاتور	طول پره (mm)	$F_l$
avg	متوسط	گام پره (mm)	$F_p$
b	بالک (توده)	ضرب انتقال گرما جابجایی ( $W m^{-2} \text{ } ^\circ C^{-1}$ )	$h$
c	مایع خنک کاری	ارتفاع رادیاتور (mm)	$H$
cold	سرد	طول لوله (mm)	$l$
cross	مقطع	طول کرکره (mm)	$L_l$
f	پره	گام کرکره (mm)	$L_p$
front	جلو	دبی جرمی ( $kg s^{-1}$ )	$\dot{m}$
i	شماره سطر المان	تعداد ردیف لوله	$N$
in	داخلی	تعداد دسته کرکره ها	$N_{LB}$
inlet	ورودی	تعداد پره	$N_f$
j	شماره ستون المان	تعداد لوله های رادیاتور	$NT$
max	بیشینه	تعداد واحدهای انتقال	$NTU$
min	کمینه	تعداد لوله در هر ردیف	$N_{ct}$
o	خروجی	عدد ناسلت	$Nu$
plain	صاف (پره نشده)	محیط لوله (mm)	$P$
w	آب	عدد پرائتل	$Pr$
w1	آب ورودی به رادیاتور	آهنگ انتقال گرما (W)	$Q$
w2	آب خروجی از رادیاتور	عدد رینولدز	$Re$
		عدد رینولدز با طول مشخصه گام کرکره	$Re_{L_p}$
		ارتفاع رادیاتور (mm)	$RH$
		پهنای رادیاتور (mm)	$RW$
		دما ( $^\circ C$ )	$T$
		گام لوله (mm)	$T_p$
		ضرب کلی انتقال گرما ( $W m^{-2} \text{ } ^\circ C^{-1}$ )	$U$
		سرعت هوا ( $m s^{-1}$ )	$V$
		سرعت هوای عبوری از هسته رادیاتور ( $m s^{-1}$ )	$V_r$
		ظرفیت گرمایی ویژه ( $J kg^{-1} \text{ } ^\circ C^{-1}$ )	$c$
		ضرب اصطکاک فانتینگ	$f$
		فاکتور کولبورن	$j$
		ضرب رسانایی گرمایی ( $W m^{-1} \text{ } ^\circ C^{-1}$ )	$k$
		تعداد المان در ارتفاع رادیاتور	$m$
		تعداد المان در عرض رادیاتور	$n$
		ضخامت پره (mm)	$t$
		ضخامت لوله (mm)	$tt$
		زاویه کرکره (rad)	$\alpha$
		نسبت انقباض	$\gamma$
		بازده میدله کن	$\varepsilon$
		بازده پره	$\eta$
		زاویه کرکره ( $^\circ$ )	$\theta$
		لزجت دینامیکی ( $kg m^{-1} s^{-1}$ )	$\mu$
		پارامتر نایکنواختی سرعت هوا	$\sigma$

### ۸-مراجع

- [1] Kurland, C. N., Computer Program for Engine Cooling Radiator Selection. *SAE Technical Paper*, Report No. 0148-7191, 1971.
- [2] Park, Y. G. and Jacobi, A. M., Air-side heat transfer and friction correlations for flat-tube louver-fin heat exchangers. *Journal of Heat Transfer*, Vol. 131, No. 2, p. 021801, 2009.
- [3] Uhl, B., Brotz, F., Fauser, J., and Krüger, U., Development of engine cooling systems by coupling CFD simulation and heat exchanger analysis programs. *SAE Technical Paper*, Report No. 0148-7191, 2001.
- [4] Ng, E. Y., Watkins, S., Johnson, P. W., and Mole, L., Measuring Local Time-Averaged Airflow Velocity through an Automotive Heat Exchanger, in *Proceedings of the 14th Australasian Fluid Mechanics Conference*, 2001.
- [5] Jahani, K. and Beigmoradi, S., Under-Hood Air Flow Evaluation of Pedestrian-Friendly Front-End Style Using CFD Simulation. *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, Vol. 7, No. 2, pp. 787-792, 2014.
- [6] Khaled, M., Mangi, F., El Hage, H., Harambat, F., and Peerhossaini, H., Fan air flow analysis and heat transfer enhancement of vehicle underhood cooling system—Towards a new control approach for fuel consumption reduction. *Applied Energy*, Vol. 91, No. 1, pp. 439-450, 2012.
- [7] Ruijsink, R., Hoorneman, J., and Mulders, C., The Measurement of the Distribution of the Airflow through a Radiator. *SAE Technical Paper*, Report No. 0148-7191, 1993.

- [8] Ng, E., Johnson, P., and Watkins, S., An analytical study on heat transfer performance of radiators with non-uniform airflow distribution, in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2005.
- [9] Knaus, H., Ottosson, C., Brotz, F., and Kuehnel, W., Cooling module performance investigation by means of underhood simulation. *SAE Technical Paper*, Report No. 0148-7191, 2005.
- [10] Ecer, A., Toksoy, C., Rubek, V., Hall, R., Gezmisoglu, G., Pagliarulo, V., *et al.*, Air flow and heat transfer analysis of an automotive engine radiator to calculate air-to-boil temperature. *SAE Technical Paper*, Report No. 0148-7191, 1995.
- [11] Guler, K. G., Cetin, B., and Aksel, M. H., *Simulation of Thermal Characteristics of Radiators using a Porous Model*. Begel House Inc. 2014.
- [12] Shui-Chang, L., Li-Fu, L., and Yong, Z., Vehicle Radiators' Performance Calculation and Improvement Based on the Coupling of Multi-scale Models Simulations. *The Open Mechanical Engineering Journal*, Vol. 8, No. 1, 2014.
- [13] Charyulu, D. G., Singh, G., and Sharma, J., Performance evaluation of a radiator in a diesel engine—a case study. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 19, No. 6, pp. 625-639, 1999.
- [14] Schwentker, R., Winkler, J., Aute, V., and Rademacher, R., A simulation and design tool for flat tube, louvered-fin heat exchangers. *SAE Technical Paper*, Report No. 0148-7191, 2006.
- [15] Pérez-Segarra, C., Olliet, C., and Oliva, A., Thermal and fluid dynamic simulation of automotive fin-and-tube heat exchangers, Part 1: Mathematical model. *Heat Transfer Engineering*, Vol. 29, No. 5, pp. 484-494, 2008.
- [16] Jung, D. and Assanis, D. N., Numerical modeling of cross flow compact heat exchanger with louvered fins using thermal resistance concept. *SAE Technical Paper*, Report No. 0148-7191, 2006.
- [17] Kanefsky, P., Nelson, V. A., and Ranger, M., A systems engineering approach to engine cooling design. *SAE Technical Paper*, Report No. 0148-7191, 1999.
- [18] Incropera, F. P. and Dewitt, D. P., *Introduction to heat transfer*. Wiley, New York 1990.
- [19] Thome, J. R., *Engineering data book III* 2004.
- [20] Sahnoun, A. and Webb, R., Prediction of heat transfer and friction for the louver fin geometry. *Journal of heat transfer*, Vol. 114, No. 4, pp. 893-900, 1992.
- [21] Chang, Y.-J. and Wang, C.-C., A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. *International Journal of heat and mass transfer*, Vol. 40, No. 3, pp. 533-544, 1997.
- [22] Dong, J., Chen, J., Chen, Z., Zhang, W., and Zhou, Y., Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers. *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, No. 5, pp. 1506-1515, 2007.
- [23] Kim, M.-H. and Bullard, C. W., Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 25, No. 3, pp. 390-400, 2002.
- [24] Wang, C.-C., Webb, R. L., and Chi, K.-Y., Data reduction for air-side performance of fin-and-tube heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 21, No. 4, pp. 218-226, 2000.
- [25] Alshamani, K., Equations for physical properties of automotive coolants. *SAE Technical Paper*, Report No. 0148-7191, 2003.