

بررسی تجربی عملکرد رادیاتور در سیستم خنک کاری موتور یک خودرو با استفاده از سرعت سنج سیم داغ

محمد علی اردکانی
آذر انوری
ابراهیم محب

استادیار سازمان پژوهشهای علمی و صنعتی ایران
مربی پژوهشی سازمان پژوهشهای علمی و صنعتی ایران
کارشناس ارشد شرکت خودروسازی سایپا

چکیده

در سیستم خنک کاری خودرو، طراحی بهینه رادیاتور اهمیت ویژه‌ای دارد. در این مقاله عملکرد دو رادیاتور با مشخصه مختلف در سیستم خنک کاری موتور یک خودرو مورد بررسی قرار گرفته است. به این منظور، منحنی مقاومت سیستم برای هر دو رادیاتور استخراج شده و منحنی مشخصه فن بر حسب دبی جریان اندازه‌گیری شده و نقطه کاری برای هر رادیاتور در سیستم خنک کاری تعیین شده است. سپس سکوی آزمون رادیاتور و فن به صورت یک مجموعه مشابه با وضعیت سیستم خنک کاری موتور ساخته شده و رادیاتور و فن در شرایط عملکرد خودرو مورد آزمون قرار گرفته است. توزیع دقیق جریان هوای ورودی به رادیاتور با استفاده از سرعت سنج سیم داغ اندازه‌گیری شده و الگوی جریان در ورودی رادیاتورها بررسی و تحلیل شده است. مقایسه نتایج نشان می‌دهد با افزایش تعداد پره‌ها در واحد طول به میزان ۱۵٪، افت فشار سیستم در رادیاتور افزایش یافته و نتیجتاً دبی جریان هوا در دور ۲۸۰۰ rpm در حدود ۹ درصد کاهش پیدا نموده، اما به دلیل افزایش در سطح موثر انتقال حرارت، عملکرد حرارتی رادیاتور بهبود یافته و نرخ انتقال حرارت به میزان ۱۱ درصد افزایش یافته است. آزمون‌های جاده برای خودرو موردنظر نیز بهبود عملکرد سیستم خنک کننده را در مقایسه با طرح اولیه نشان داده است.

کلمات کلیدی: خنک کاری موتور خودرو، عملکرد رادیاتور، سرعت سنج سیم داغ، دبی سنجی.

Experimental Evaluation of Two Radiators Used in an Automotive Engine Cooling System Using Hot-Wire Anemometer

M. A. Ardekani and A. Anvari
Department of mechanical Engineering I.R.O.S.T
E. Moheb SAYPA Car Company

Abstract

Efficient design of radiator is of paramount importance in the performance of an automotive cooling system. In this paper, two radiators with different characteristics have been tested, and their behavior appraised. For this purpose, system resistance curves for both radiators have been plotted. Characteristic curves of fans, including the static and total pressure against the flow rate, were plotted and operating points for each radiator determined. Then a test rig, similar to that of an engine's cooling system, was set up for the fan and the radiator. Radiator's inlet flow distribution was precisely measured, using hot wire anemometry, and the inlet airflow pattern was analyzed. A comparison of results represents that 15% increase in the number of the blades in unit length can increase pressure drop in radiator and therefore, the air flow rate decreases by 9% at the speed of 2800 r.p.m. However, due to the increase in the heat transfer area, the thermal performance of the radiator has improved and the heat transfer rate has increased by 11%. Road tests on the vehicles also show this improvement in the performance of the cooling system.

Key words: Cooling system, Automotive engine, Radiator performance, Hot wire anemometry.

۱- مقدمه

یکی از مسائل بسیار مهم در طراحی خودروها، خنک نگه داشتن اجزاء موتور در تمامی شرایط کاری خودرو است. در سیستم خنک‌کاری خودرو، رادیاتور و فن نقش اساسی داشته و طراحی بهینه رادیاتور اهمیت ویژه‌ای دارد. نرخ انتقال حرارت در یک رادیاتور به عوامل مختلف نظیر دبی آب رادیاتور، دمای آب ورودی به رادیاتور، دور فن، سرعت جریان و دبی هوای عبوری از رادیاتور، طرح رادیاتور، چگالی و لزجت هوا بستگی دارد. با افزایش دبی فن، ضریب انتقال حرارت جابجایی افزایش یافته و متعاقباً میزان انتقال حرارت نیز افزایش می‌یابد [۱]. امروزه بیشتر رادیاتورها به صورت کم‌حجم ساخته می‌شوند که این امر باعث کاهش سطح جلوی رادیاتور می‌شود و نتیجتاً، دبی حجمی هوای ورودی به رادیاتور کاهش می‌یابد. در رادیاتور کم حجم، بهینه نمودن طرح رادیاتور و سطح موثر انتقال حرارت اهمیت بسیار دارد. در طرح یک رادیاتور تغییر فاصله میان صفحات پره و لوله‌ها، به طور قابل ملاحظه‌ای بر نسبت انتقال حرارت به افت فشار تاثیر می‌گذارد. مقدار این نسبت بستگی به نقطه کاری سیستم خنک‌کاری خودرو دارد.

محققین متعددی در زمینه بررسی رفتار حرارتی و دینامیک سیالات رادیاتورها و سیستم‌های خنک کننده خودرو تحقیق نموده‌اند. Oliet و همکاران [۲] با توسعه یک مدل ریاضی دقیق برای یک مبدل حرارتی، تاثیر پارامترهای مختلف نظیر دبی جریان عبوری از رادیاتور را بر روی عملکرد سیستم خنک‌کاری خودرو به صورت عددی بررسی نموده و نشان دادند که گرادیان منحنی ظرفیت خنک‌کنندگی با افزایش دبی کاهش می‌یابد. Gifford و همکاران [۳] تاثیر اجزای پایین دست فن نظیر موتور را بر روی عملکرد فن‌های محوری در سیستم خنک‌کاری خودرو مورد بررسی قرار داده و مشخص نمودند که اجزای پایین دست فن، در افزایش افت فشار و در نتیجه کاهش دبی جریان نقش موثری دارند. Morris و همکاران [۴] با استفاده از سرعت‌سنج سیم داغ، توزیع سرعت در پایین دست فن را در یک سیستم خنک‌کاری خودرو اندازه‌گیری نموده و نشان دادند که جریان خروجی فن چرخشی بوده و در اطراف تویی و پره، پروفیل جریان کاملاً متفاوت می‌باشد. Chiou [۵] تاثیر غیریکنواختی جریان را بر میزان انتقال حرارت در سیستم خنک‌کاری خودرو مورد مطالعه قرار داده و Emmenthal [۶] نیز تاثیر غیریکنواختی جریان هوای خنک‌کننده را در طراحی سیستم خنک‌کاری و

پارامترهای عملکردی آن مورد بررسی قرار داد. هر دو مرجع اخیر نشان دادند غیر یکنواختی سرعت در جریان ورودی رادیاتور، به شدت عملکرد حرارتی آن را کاهش می‌دهد. Juger و Crook [۷] یک تحقیق تجربی را بر روی دو رادیاتور با دبی جریان ثابت و طرح لوله متفاوت انجام داده و تاثیر طول لوله را بر حسب تعداد لوله‌های موازی برای سه سیال خنک‌کننده مختلف مورد مطالعه قرار دادند. Bjork و Gollin [۸] به صورت تجربی، عملکرد پنج رادیاتور متداول در صنایع خودروسازی را با یکدیگر مقایسه نمودند. Chen و همکاران [۹] نیز یک رادیاتور نمونه را به صورت تجربی مورد تحلیل و بررسی قرار داده و معادلات نرخ تلفات حرارتی، افت فشار سمت سیال و نیز افت فشار سمت هوا را بر حسب شرایط مرزی جریان توسعه دادند.

کار تحقیقاتی حاضر، به دلیل وجود مشکل در سیستم خنک‌کاری موتور یک خودرو انجام گرفته است. در این راستا و به منظور بهینه‌سازی عملکرد سیستم خنک کننده، اصلاحاتی در رادیاتور انجام شده است. این مقاله به بررسی مقایسه‌ای عملکرد دو رادیاتور در سیستم خنک‌کاری یک خودرو می‌پردازد. در این ارتباط، تاثیر تغییر در تعداد پره‌های رادیاتور بر روی عملکرد فن و میزان انتقال حرارت در رادیاتور و نیز توزیع سرعت و الگوی جریان در ورودی رادیاتور مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج آزمایشات جاده نیز برای سیستم خنک‌کاری خودرو مورد نظر برای هر دو رادیاتور ارایه شده است. عملکرد فن با استفاده از سکوی آزمون فن و توزیع جریان ورودی رادیاتور با استفاده از سکوی آزمون مجموعه فن و رادیاتور مورد بررسی قرار گرفته است.

۲- روش آزمایش

کلیه آزمایش‌ها در سه بخش ذیل انجام گرفته است:

- ۱- بررسی و استخراج منحنی مشخصه عملکرد فن و منحنی مقاومت سیستم رادیاتور
- ۲- اندازه‌گیری الگوی جریان هوای ورودی به رادیاتور و دبی‌سنجی آن
- ۳- اندازه‌گیری نرخ انتقال حرارت از رادیاتور

فن مورد استفاده در سیستم خنک‌کاری موردنظر در شکل (۱) نشان داده شده است. این فن از نوع مکندنده بوده که برای ایجاد جریان یکنواخت در جلوی رادیاتور، در پایین دست

سکوی آزمون فن با ساختار محفظه ورودی بوده و اجزاء این سکو شامل محفظه، توری‌ها، نازل‌ها، سیستم تخلیه متغیر، دستگاه‌های اندازه‌گیری فشار و دما و سیستم جمع‌آوری و پردازش داده‌ها می‌باشد. در این سکو، فشارهای بالادست و پایین‌دست نازل‌ها، جهت تعیین دبی هوا اندازه‌گیری شده، همچنین دما و فشار استاتیکی و دینامیکی نیز در نقاط مختلف اندازه‌گیری شده و توسط کارت DAQ به رایانه ارسال می‌شود. سپس با استفاده از نرم‌افزار تدوین شده، منحنی مشخصه فن شامل فشار استاتیکی و کل، بر حسب دبی جریان استخراج می‌شود. عملکرد فن در دوره‌های مختلف ۲۰۰۰ تا ۲۸۰۰ rpm مورد آزمون قرار گرفته است. جهت بررسی تکرارپذیری، هر آزمایش در شرایط یکسان چند بار انجام گرفته است.

برای اندازه‌گیری الگوی جریان هوای ورودی به رادیاتور و تعیین دبی واقعی، سکوی تست رادیاتور و فن به صورت یک مجموعه مشابه با وضعیت سیستم خنک کننده موتور ساخته شده که در شکل (۴) نشان داده شده است.



شکل ۴- فن نصب شده روی سکوی آزمون رادیاتور

این سکو شامل مخزنی به ظرفیت ۵۰ لیتر است که در آن ۶ المان حرارتی با توان کل ۱۸ kW قرار گرفته است. این المان‌های حرارتی توسط برق سه فاز گرم می‌شوند. آب از خروجی مخزن و از طریق پمپ آب و شیر کنترل در مسیر رادیاتور به مخزن جریان می‌یابد. با کنترل دور پمپ آب و تنظیم شیر می‌توان دبی آب رادیاتور را تنظیم نمود. با اندازه‌گیری فشار استاتیکی و فشار کل جریان آب با استفاده از لوله استاتیکی پیتو، دبی جریان آب عبوری از رادیاتور تعیین می‌شود. درجه حرارت آب و هوا در ورودی و خروجی رادیاتور به وسیله دماسنج‌هایی که

رادیاتور قرار می‌گیرد. در جدول (۱) مشخصات کلی فن نشان داده شده است.



شکل ۱- فن مورد استفاده در سیستم خنک‌کاری موردنظر

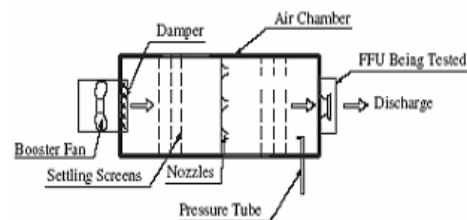
جدول ۱- مشخصات فن مورد استفاده در سیستم خنک‌کاری

قطر پروانه فن	۳۰ cm
قطر توبی فن	۱۵ cm
تعداد پره	۶

برای اندازه‌گیری و تعیین منحنی مشخصه فن، از سکوی آزمون فن مطابق با استاندارد ANSI/AMCA 210-99 استفاده شده است [۱۰]. شکل (۲) سکوی آزمون فن را نشان می‌دهد. در شکل (۳) نیز طرحواره اجزاء آن نشان داده شده است.



شکل ۲- سکوی آزمون فن و سیستم جمع‌آوری اطلاعات



شکل ۳- طرحواره سکوی آزمون فن

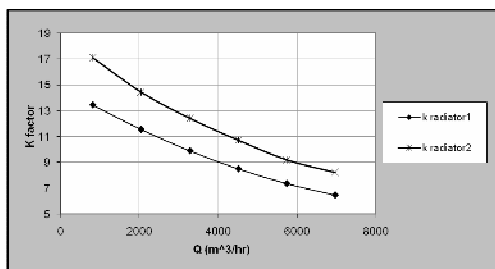
رادیاتور است، از سرعت سنج سیم داغ یک بعدی استفاده شده است. این سرعت سنج ساخت شرکت فرانسجش صبا بوده و سنسور سیم داغ آن از جنس تنگستن 5μ است. به منظور اندازه گیری پروفیل سرعت جریان ورودی به رادیاتور از مکانیزم انتقال دهنده پراب استفاده شده است. این مکانیزم انتقال دهنده با استفاده از سه موتور پله‌ای قادر است در ۳ جهت با دقت 0/1 mm حرکت نماید. کنترل حرکت مکانیزم انتقال دهنده پراب توسط نرم افزار مربوطه و از طریق درگاه سریال رایانه انجام می‌شود. در این آزمایش موقعیت پراب با حرکت مکانیزم انتقال دهنده تغییر نموده و با استفاده از سرعت سنج سیم داغ، سرعت جریان در نقاط مختلف اندازه گیری شده و داده‌ها از طریق کارت DAQ به رایانه ارسال و توسط نرم افزار پردازش شده است. با توجه به فرکانس اغتشاشات جریان، فرکانس نمونه برداری داده‌ها 5KHz بوده و زمان اندازه گیری در هر نقطه ۲۰ ثانیه می‌باشد [۱۱]. کلیه آزمایش‌ها در پژوهشکده مکانیک سازمان پژوهشهای علمی و صنعتی ایران انجام شده است.

۳- نتایج آزمایش

در این بخش، نتایج مربوط به ضرایب افت فشار رادیاتور و منحنی مشخصه فن ارایه گردیده، سپس پروفیل جریان ورودی به رادیاتور و آهنگ انتقال حرارت آن مورد بحث قرار می‌گیرد.

۳-۱- تعیین افت فشار در سکوی آزمون رادیاتور

شکل (۶) ضرایب افت فشار رادیاتور اول و دوم را نشان می‌دهد که در سکوی آزمون استاندارد رادیاتور اندازه گیری شده است.



شکل ۶- تغییر ضریب افت فشار بر حسب دبی حجمی برای دو رادیاتور

در مقاطع فوق نصب شده است، اندازه گیری می‌شود. این آزمایش‌ها برای دبی جریان آب ۵۵ لیتر بر دقیقه انجام گرفته است.

به منظور کاهش عدم قطعیت در اندازه گیری دمای ورودی و خروجی آب رادیاتور، از ۶ سنسور دما (۳ سنسور در مقطع آب ورودی و ۳ سنسور در مقطع خروجی) استفاده شده است تا میانگین مقادیر اندازه گیری شده ثبت گردد. با توجه به دقت دماسنج‌ها، عدم قطعیت در اندازه گیری دما کمتر از ۰/۳ درجه سانتیگراد بوده است.

در این سکوی آزمون، دو رادیاتور آلومینیومی با تعداد پره‌های مختلف در واحد طول، مورد بررسی قرار گرفته است. رادیاتور اول دارای ۷۸۰ پره بر واحد طول و رادیاتور دوم دارای ۹۰۰ پره بر واحد طول می‌باشد. بنابراین در طرح رادیاتور دوم نسبت به رادیاتور اول، تعداد پره‌ها در واحد طول ۱۵٪ افزایش یافته که منجر به کاهش ۱۵٪ سطح مقطع عبور هوا در ورودی رادیاتور می‌شود.

توزیع دقیق جریان هوای ورودی به رادیاتور با استفاده از دستگاه سرعت سنج سیم داغ اندازه گیری شده است. شکل (۵) مکانیزم انتقال دهنده و پراب سیم‌داغ را در پشت رادیاتور نشان می‌دهد.



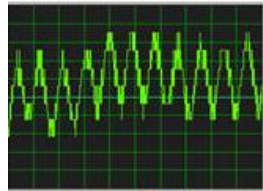
شکل ۵- مکانیزم انتقال دهنده و پراب سیم‌داغ پشت رادیاتور

با توجه به اینکه یکی از اهداف تحقیق حاضر، مقایسه دو رادیاتور از جهت دبی و توزیع بهینه جریان در ورودی آنها و چگونگی پوشش‌دهی فن توسط رادیاتور بوده است، پراب سیم داغ در بالادست جریان قرار گرفته است. نظر به اینکه، جریان ورودی به رادیاتور یک بعدی بوده و در جهت عمود بر سطح

در شکل فوق فشار استاتیکی و کل با افزایش دبی جریان کاهش یافته است و روند این منحنی‌ها مطابق با عملکرد فن‌های محوری می‌باشد. در نتایج آزمایش، تکرارپذیری مطلوبی مشاهده می‌شود، به صورتی که منحنی‌های فشار استاتیکی و کل برای دو آزمایش اختلاف ناچیزی دارند. در این شکل، منحنی سیستم برای هر دو رادیاتور نیز با توجه به ضرایب افت استخراج و نشان داده شده است. با توجه به نقطه کاری برای دو رادیاتور در شکل ۷، انتظار می‌رود برای رادیاتور اول، دبی جریان معادل با $1750 \text{ m}^3/\text{hr}$ و برای رادیاتور دوم دبی جریان $1500 \text{ m}^3/\text{hr}$ باشد. بنابراین با توجه به افزایش افت فشار در رادیاتور دوم، حدود ۱۴٪ کاهش دبی بر مبنای منحنی سیستم پیش‌بینی می‌شود. قابل ذکر است که با توجه به استاندارد مرجع ANSI/AMCA 210-99 [۱۰] و همچنین ابزارهای اندازه‌گیری مورد استفاده، عدم قطعیت داده‌های بدست آمده از سکوی آزمون فن حدود ۱٪ است.

۳-۳ پروفیل جریان ورودی به رادیاتور

در این بخش نتایج مربوط به الگوی جریان ورودی به رادیاتور ارائه و مورد بحث قرار می‌گیرد. شکل (۸) (الف و ب) نمونه‌ای از اسیلوگرام و طیف سرعت لحظه‌ای را در ناحیه متناظر با مرکز پره در ورودی رادیاتور نشان می‌دهد.



شکل ۸-الف - نمونه اسیلوگرام در ناحیه متناظر با پره در ورودی رادیاتور



شکل ۸-ب - نمونه طیف سرعت لحظه‌ای در ناحیه متناظر با پره در ورودی رادیاتور

در شکل فوق محور عمودی، ضریب افت فشار K و معادل با $K = \Delta p / (1/2 \rho u^2)$ می‌باشد که Δp میزان افت فشار و u سرعت جریان سیال است. در منحنی‌های فوق مشاهده می‌شود که با افزایش دبی حجمی جریان، میزان افت فشار کاهش می‌یابد. شکل (۶) نشان می‌دهد با توجه به جنس یکسان و زبری سطح مشابه، با افزایش تعداد پره‌ها به میزان ۱۵٪ در رادیاتور دوم، مقدار ضریب افت فشار حداکثر به میزان ۲۵٪ افزایش یافته است. این منحنی‌ها با رابطه ذیل در مرجع [۱۲]، همخوانی دارد.

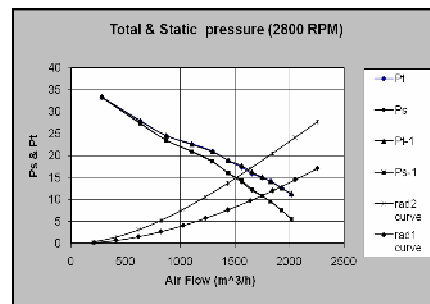
$$K = \left(n\gamma + \lambda \frac{1}{d_h} \right) \left(\frac{F_1}{F_0} \right)^2 \quad (1)$$

در رابطه فوق، K ضریب افت فشار، F_1 سطح مقطع عبور هوا و F_0 سطح مقطع کل رادیاتور، d_h برابر قطر هیدرولیکی لوله‌های رادیاتور و λ ضریب افت در واحد طول پره رادیاتور است. قابل

ذکر است که مقدار λ به عدد رینولدز محلی $Re^* = \frac{V_0 \cdot K}{\nu}$ بستگی دارد که V_0 سرعت هوا روی لوله‌های رادیاتور و K ارتفاع متوسط زبری‌های دیواره لوله‌ها و پره‌های رادیاتور است. γ نیز ضریبی است که جهت لحاظ نمودن افت فشار ناشی از انبساط و انقباض جریان هوا در میان پره‌ها وارد شده است. n هم تعداد ردیف لوله‌های رادیاتور است.

۳-۲- منحنی مشخصه فن

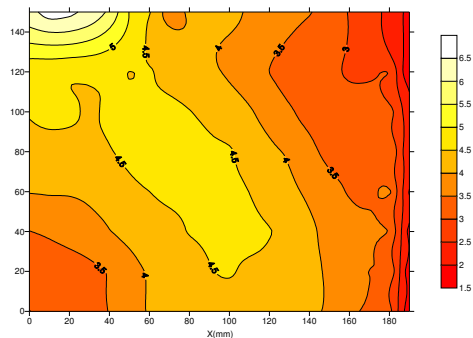
در شکل (۷) منحنی‌های فشار استاتیکی و کل برای فن مورد استفاده در دور 2800 rpm نشان داده شده است.



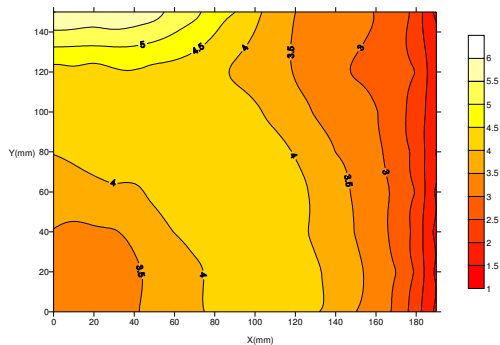
شکل ۷- منحنی‌های مقاومت سیستم برای دو رادیاتور و منحنی‌های فشار استاتیکی و کل فن

در شکل‌های فوق، شیب هر دو منحنی مطابق با روابط نظری، خطی می‌باشد. همان‌طور که در شکل‌های (۹ و ۱۰) مشخص است مقادیر سرعت برای رادیاتور دوم کمتر از رادیاتور اول می‌باشد. در شکل (۹) مشاهده می‌شود در ناحیه پرها شیب هر دو خط تقریباً معادل بوده و در ناحیه گوشه‌ها، شیب منحنی سرعت برای رادیاتور اول بیشتر از رادیاتور دوم می‌باشد، به صورتی که در دور ۲۸۰۰ rpm، سرعت در ناحیه گوشه‌ها برای رادیاتور اول تقریباً دو برابر رادیاتور دوم می‌باشد. این امر به دلیل افزایش مقاومت سیستم ناشی از افزایش تعداد پرها در طرح رادیاتور دوم است.

در شکل‌های (۱۱ و ۱۲) نمودارهای سرعت بی‌بعد برای هر دو رادیاتور برای ربع سطح رادیاتور به صورت کانتور ارائه شده است.



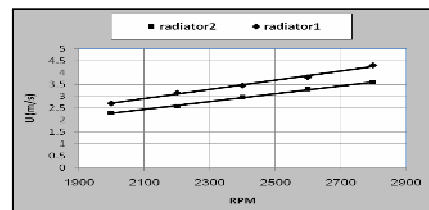
شکل ۱۱- نمودارهای هم سرعت بی‌بعد در دور ۲۸۰۰ rpm برای رادیاتور اول



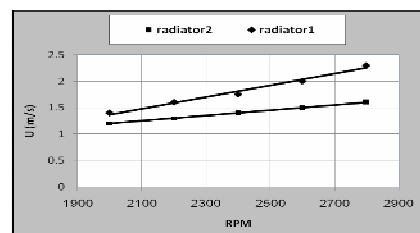
شکل ۱۲- نمودارهای هم سرعت بی‌بعد در دور ۲۸۰۰ rpm برای رادیاتور دوم

در شکل (۸- الف) محور افقی معرف زمان با تقسیم‌بندی ۵ ms و محور عمودی سرعت با تقسیم‌بندی ۰/۱ m/s می‌باشد. در شکل (۸- ب) (منحنی طیف) نیز، محور افقی فرکانس با تقسیم‌بندی ۵۰۰ Hz و محور عمودی دامنه با تقسیم‌بندی ۵ db در بازه (۱۵- تا ۵۵-) رسم شده است. شکل (۸-الف) نشان می‌دهد در ناحیه متناظر با پرها سرعت لحظه‌ای نزدیک به منحنی سینوسی بوده که ناشی از حرکت دورانی پرها می‌باشد. فرکانس سرعت جریان هوا برابر با $f=N*n/60$ است که N تعداد پره فن و n سرعت دوران پره می‌باشد. بر خلاف ناحیه پرها، در ناحیه متناظر با توپی در ورودی رادیاتور، جریان به صورت سینوسی مشاهده نمی‌شود، ولی اغتشاش‌های شدید با فرکانس پایین دیده می‌شود. در ناحیه توپی سرعت لحظه‌ای دارای فرکانس‌های غیر از سرعت دوران پره می‌باشد. همچنین سرعت جریان هوا در توپی فن کمتر از سرعت در مرکز پره فن است.

شکل (۹) تغییر سرعت متوسط جریان هوا را بر حسب دور فن در موقعیت با مختصات $Z=0, Y=145$ mm برای رادیاتور اول و دوم نشان می‌دهد، که Z و Y به ترتیب فاصله افقی و عمودی از مرکز رادیاتور می‌باشند. این موقعیت تقریباً در انتهای ناحیه پره فن می‌باشد. شکل (۱۰) نیز همین تغییرات را برای محدوده گوشه‌های رادیاتور نشان می‌دهد.



شکل ۹- منحنی سرعت متوسط جریان هوا بر حسب دور فن در ناحیه $Z=0, Y=145$ mm برای رادیاتور اول و دوم

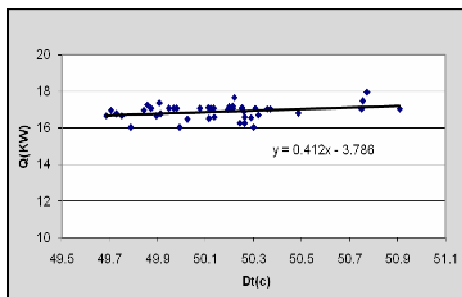


شکل ۱۰- منحنی سرعت متوسط جریان هوا بر حسب دور فن در موقعیت $Z=180$ mm , $Y=145$ mm برای رادیاتور اول و دوم

لازم به ذکر است که عدم قطعیت در اندازه‌گیری سرعت و در نتیجه مقادیر دبی توسط سرعت‌سنج سیم داغ به متغیرهای مختلفی از جمله موقعیت پراب، دقت مکانیزم انتقال دهنده، تغییرات دمای محیط، فشار، رطوبت و نحوه کالیبره کردن بستگی دارد [۱۲]. با توجه به موارد فوق، دقت اندازه‌گیری‌های انجام شده توسط سرعت‌سنج سیم داغ در حدود ۱٪ می‌باشد.

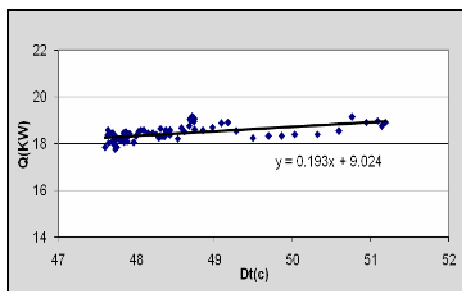
۳-۴- نتایج آزمون عملکرد حرارتی رادیاتورها

در شکل‌های (۱۳) و (۱۴) نرخ انتقال حرارت برحسب اختلاف دمای متوسط رادیاتور و هوا در دور ۲۸۰۰ rpm، برای رادیاتور اول و دوم نشان داده شده است. در شکل‌های (۱۵) و (۱۶) نیز به ترتیب، نرخ انتقال حرارت برای رادیاتور اول و دوم در دور ۲۲۰۰ rpm مشخص شده است. در جدول (۳) نیز نتایج آزمون مجموعه فن و رادیاتور شامل میزان تغییر در دبی جریان هوا و میزان تغییر در انتقال حرارت برای هر دو رادیاتور ارائه شده است.



شکل ۱۳- نرخ انتقال حرارت برحسب اختلاف دمای متوسط

رادیاتور و هوا برای رادیاتور اول در دور ۲۸۰۰ rpm



شکل ۱۴- نرخ انتقال حرارت برحسب اختلاف دمای متوسط

رادیاتور و هوا برای رادیاتور دوم در دور ۲۸۰۰ rpm

به منظور درک بهتر از توزیع جریان در سطح رادیاتور و چگونگی یکنواختی جریان، مقادیر سرعت نسبت به سرعت ماکزیمم بی‌بعد شده است. مقایسه شکل‌های فوق نشان می‌دهد، یکنواختی پروفیل سرعت در رادیاتور دوم نسبت به رادیاتور اول بیشتر می‌باشد. این امر ناشی از ضریب افت فشار بیشتر در رادیاتور دوم است که چون این ضریب با توان دوم سرعت متناسب است، در ناحیه پرها که سرعت جریان بیشتر بوده، افت بیشتری در سرعت حاصل شده و به یکنواختی بیشتر در سرعت جریان منجر شده است. مقایسه نتایج نشان می‌دهد، به دلیل شکل مستطیلی رادیاتورها با نسبت عرض به طول $3/4$ ، پوشش‌دهی فن در بعد طولی نسبت به عرض رادیاتور کمتر بوده است.

با انتگرال‌گیری از منحنی‌های فوق، مقادیر سرعت متوسط و دبی جریان ورودی به رادیاتورها تعیین شده که در جدول (۲) ارائه شده است.

جدول ۲- مقادیر دبی حجمی اندازه‌گیری شده و پیش‌بینی شده

جریان هوای عبوری از رادیاتور اول و دوم در دور موتور rpm

۲۸۰۰

Radiator	Q(m ³ /hr) دبی اندازه‌گیری شده	Q(m ³ /hr) دبی پیش‌بینی شده
اول	۱۵۱۵/۹	۱۷۵۰
دوم	۱۳۷۹/۵	۱۵۰۰

نتایج فوق نشان می‌دهد که میزان دبی عبوری جریان هوا از رادیاتور اول در دور موتور ۲۸۰۰ rpm حدود ۷٪ بیشتر از رادیاتور دوم می‌باشد. همچنین مقدار پیش‌بینی شده دبی هوا که از نقطه تقاطع منحنی سیستم با منحنی مشخصه فن در شکل (۶) حاصل شده است، در جدول (۲) ارائه شده است. با مقایسه نتایج دبی اندازه‌گیری شده با مقدار پیش‌بینی شده، مشخص می‌شود این اختلاف دبی برای رادیاتور اول در دور ۲۸۰۰ rpm تقریباً معادل با ۲۳۴ m³/hr و برای رادیاتور دوم تقریباً ۱۲۰ m³/hr است. بنابراین اختلاف در نتایج پیش‌بینی شده با مقادیر واقعی اندازه‌گیری شده، با افزایش پرها در رادیاتور دوم کاهش یافته است.

جریان هوا، نرخ انتقال حرارت افزایش یافته است. در جدول (۳) نیز مشاهده می‌شود که در دور ۲۲۰۰ rpm روند افزایش و یا کاهش میزان انتقال حرارت و دبی حجمی، مشابه با دور ۲۸۰۰ rpm است، با این تفاوت که مقدار قدر مطلق افزایش در انتقال حرارت، نسبت به مقدار متناظر در دور ۲۸۰۰ rpm کمتر بوده ولی مقدار کاهش در دبی، اندکی بیشتر شده است.

میزان انتقال حرارت جابجایی از رادیاتور به هوا، طبق رابطه ذیل با ضریب انتقال حرارت جابجایی، مساحت موثر و اختلاف دمای متوسط رادیاتور و هوا ارتباط دارد:

$$Q = h.A.\Delta T \quad (2)$$

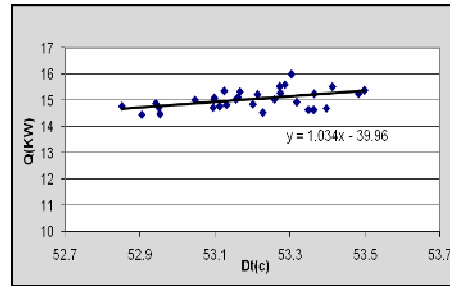
طبق تحقیقات Smith [۱۳]، ضریب نوسل (Nu_a) در سمت هوا برای یک مبدل جریان عرضی غیر مخلوط نیز با رابطه زیر متناسب است:

$$Nu_a = 0.664 Pr^{1/3} . Re^{1/2} \quad (3)$$

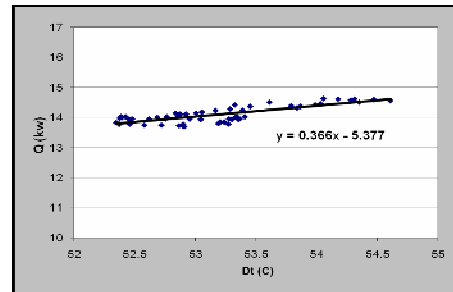
با توجه به رابطه (۲) می‌توان دریافت که نرخ انتقال حرارت با سطح مقطع موثر رادیاتور به طور مستقیم متناسب است. همچنین طبق رابطه (۳)، عدد نوسل و در نتیجه ضریب انتقال حرارت جابجایی (h) با توان ۰/۵ سرعت متناسب است، بنابراین با افزایش سطح انتقال حرارت در رادیاتور دوم، نرخ نهایی انتقال حرارت در آن نیز افزایش یافته است.

۳-۵- نتایج آزمون جاده

با توجه به اینکه تایید نهایی هر سیستم خنک‌کاری در خودرو با آزمون جاده صورت می‌گیرد، آزمون‌های متعددی برای خودرو مورد نظر در یکی از مناطق گرمسیری در جنوب ایران (جاده خرمشهر-اهواز) انجام شده است. بیشترین مقدار دما در زمان آزمون ۴۴ درجه سانتیگراد بوده است. نتایج این آزمون در شکل (۱۷) نشان داده شده است. در شکل فوق محور عمودی اختلاف دمای آب ورودی و خروجی رادیاتور و محور افقی میزان مسافت طی شده می‌باشد. مقایسه دو منحنی در شکل (۱۷) نشان می‌دهد عملکرد رادیاتور دوم به مراتب بهتر از رادیاتور اول



شکل ۱۵- نرخ انتقال حرارت بر حسب اختلاف دمای متوسط رادیاتور و هوا برای رادیاتور اول در دور ۲۲۰۰ rpm



شکل ۱۶- نرخ انتقال حرارت بر حسب اختلاف دمای متوسط رادیاتور و هوا برای رادیاتور دوم در دور ۲۲۰۰ rpm

جدول ۳- نتایج آزمون مجموعه فن و رادیاتور

دور فن rpm	نسبت انتقال حرارت در رادیاتور دوم نسبت به رادیاتور اول	نسبت دبی هوا در رادیاتور دوم نسبت به رادیاتور اول
۲۸۰۰	۱/۱۱	۰/۹۱
۲۲۰۰	۱/۰۷	۰/۸۷

نتایج فوق نشان می‌دهد که نسبت دبی هوا در رادیاتور دوم نسبت به رادیاتور اول ۹٪ کاهش یافته که علت این کاهش، افزایش تعداد پره‌ها در رادیاتور دوم و کم شدن سطح عبور جریان هوا از رادیاتور و در نتیجه افزایش افت فشار است. با این وجود، افزایش پره‌های رادیاتور باعث افزایش سطح انتقال حرارت نیز شده است که مقدار انتقال حرارت در رادیاتور دوم نسبت به رادیاتور اول در دور ۲۸۰۰ rpm، در حدود ۱۳٪ افزایش یافته است. بنابراین در رادیاتور دوم، علیرغم کاهش سرعت متوسط

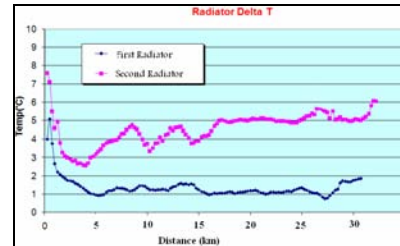
بدست آمده است، اختلاف داشته و این اختلاف با افزایش تعداد پره‌های رادیاتور کمتر بوده است.

- یکنواختی توزیع سرعت در سطح مقطع ورودی با افزایش پره‌های رادیاتور، افزایش یافته که از جهت عملکرد بهینه رادیاتور حائز اهمیت است.

مراجع

- [1] Lin. c, sounders, J, and Watkins. S, "The Effect of changes in ambient and coolant radiator inlet temperatures and coolant flowrate on specific dissipation", society of Automotive Engineers, Inc, 2000-01-0579, 2000.
- [2] C. Oliet, A. Oliva, J. Castro, C. D. Pe´rez-Segarra, "Parametric studies on automotive radiators", Applied Thermal Engineering 27 (2007) 2033–2043.
- [3] N. L. Gifford, A. G. Hunt, E. Savory, R. J. Martinuzzi, "Experimental study of low-pressure automotive cooling fan aerodynamics under blocked conditions" CSME, forum 1, 2006.
- [4] S. C. Morris, J. J. Goad and J. F. Fess, "velocity measurements in the wake of an automotive cooling fan", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 7: pp. 100-106, 1998.
- [5] j. p. Chiou, "The effect of the flow nonuniformity on the sizing of the engine radiator", SAE paper no. 800035, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa., 1980.
- [6] Emmenththal, K. D. ,Hucho, W. H, "A rational approach to automotive radiator systems design, SAE paper no. 740088, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa., 1974.
- [7] J. J. Juger, R. F. Crook, "Heat transfer performance of propylene glycol versus ethylene glycol coolant solutions in laboratory testing", SAE Technical Paper Series SP-1456, 1999-01-0129, 1999, pp. 23–33.
- [8] M. Gollin, D. Bjork, "Comparative performance of ethylene glycol/water and propylene glycol/water coolants in automobile radiators", SAE Technical Paper Series SP-1175, 960372, 1996, pp. 115–123.
- [9] J. A. Chen, D. F. Wang, L. Z. Zheng, "Experimental study of operating performance of a tube-and-fin radiator for vehicles", Journal of Automobile Engineering 205 (6) (2001) 911–918.

بوده و مشکل سیستم خنک کاری خودرو مورد نظر حل شده است.



شکل ۱۷- نتایج آزمون جاده برای دو رادیاتور مورد نظر

۴- نتیجه‌گیری

با مقایسه نتایج حاصل از آزمون مجموعه فن و رادیاتور و بررسی الگوی جریان جمع‌بندی ذیل حاصل می‌شود:

- منحنی‌های اسیلوگرام و FFT سرعت لحظه‌ای در بالادست رادیاتور نشان می‌دهد جریان در ورودی رادیاتور به صورت پالسی بوده که دلیل آن نزدیک بودن فن به رادیاتور در سیستم خنک کننده موتور و تاثیر چرخش پره‌های فن می‌باشد. بنابراین به دلیل اغتشاش بالا و سرعت پایین جریان، اندازه‌گیری جریان در ورودی رادیاتور فقط با سرعت‌سنج سیم داغ و یا سرعت‌سنج لیزری میسر است.

- افزایش تعداد پره‌ها سبب کاهش دبی عبور جریان هوا شده است که میزان این کاهش با کاهش دور فن بیشتر می‌شود. علت کاهش دبی، کم شدن سطح عبور جریان هوا از رادیاتور و افزایش مقاومت سیستم بوده است. نتایج آزمون نیز مشخص نموده که با کاهش دور، درصد تغییر در نرخ انتقال حرارت کاهش یافته و عملکرد حرارتی دو رادیاتور به یکدیگر نزدیک شده است.

- نتایج تحقیق نشان می‌دهد که با افزایش ۱۵٪ تعداد پره‌ها در طرح رادیاتور، دبی عبور جریان هوا در دور ۲۸۰۰ rpm ، ۹٪ کاهش پیدا نموده ولی این افزایش پره‌ها باعث افزایش سطح موثر انتقال حرارت در رادیاتور شده و متعاقباً نرخ انتقال حرارت ۱۱٪ افزایش یافته است. این نتیجه با نتایج [۱۳] نیز همخوانی دارد.

- مقادیر دبی که از آزمون فن و منحنی سیستم پیش‌بینی شده، با نتایج دبی واقعی که از آزمون مجموعه فن و رادیاتور

- [12] H. H. Bruun., "Hot-Wire anemometry principles and signal analysis", 1995, Oxford Science Publications.
- [13] R. A. Bread, and smith G. J, "a Method of calculating the heat Dissipation from Radiators to cool vehicle Engines", 1971 SAE paper, 710208 .
- [10] AMCA Standard 210-99: "Laboratory method of testing fans for Aerodynamic performance Rating" AMCA 1999.
- [۱۱] اردکانی. محمد علی، " جریان سنج سیم داغ"، انتشارات دانشگاه خواجه نصیر طوسی، ۱۳۸۵