

# طراحی ورودی هوای سامانه خنک‌کاری یک خودروی کار به کمک کوپل نرم‌افزارهای یک‌بعدی و سه‌بعدی دینامیک سیالات محاسباتی

کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران،  
 m\_dlatyar@auto.iust.ac.ir

استادیار، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران،  
 qasemian@iust.ac.ir

کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه مالک اشتر، تهران، ایران،  
 a.mahmoudi64@gmail.com

کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران،  
 hajarbabaeejad@gmail.com

کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران،  
 engineer.alirezamohamadi@gmail.com

محمدپارسا دولت‌یار

علی قاسمیان مقدم\*

احمد محمودی کهن

هاجر بابایی نژاد

علیرضا محمدی

## چکیده

یکی از مسائل چالش برانگیز در انواع خودروها بحث خنک‌کاری و انتقال حرارت است. این موضوع در خودروها با کاربری خاص نیازمند طراحی منحصر به فرد خود می‌باشد. در این مقاله سامانه خنک‌کاری یک خودروی کار طراحی شده و مشخصه‌های مختلف آن بررسی می‌گردد. در ابتدا به کمک یک مدل یک بعدی در نرم‌افزار GT-SUITE، دمای مایع خنک‌کننده موتور بر اساس عملکرد مبدل حرارتی و نرخ‌های جریان مایع خنک‌کننده رادیاتور محاسبه شده و سپس این مدل یک بعدی با یک مدل CFD سه بعدی برای بررسی الگوهای جریان هوا از طریق ورودی دهلیز (و مبدل‌های حرارتی خنک‌کننده) کوپل می‌شود. به کمک الگوریتم طراحی سامانه خنک‌کاری ارائه شده در این مقاله، می‌توان تأثیر مشخصه‌های هندسه دهلیز بر عملکرد سامانه خنک‌کاری خودرو را بررسی کرد. استفاده از قاب فن، قاب رادیاتور و گریل ورودی و خروجی سبب افزایش دبی ۲۰٪ و بهره‌گیری از زاویه گریل ورودی ۷۰ درجه به جای ۳۵ درجه ابتدایی موجب افزایش ۲۱/۷۴٪ دبی هوای عبوری از رادیاتور می‌گردد.

**واژه‌های کلیدی:** مدیریت حرارتی، خودرو، سامانه خنک‌کاری، جریان هوای زیر کاپوت، دینامیک سیالات محاسباتی، کوپل شبیه‌سازی یک‌بعدی و سه‌بعدی.

## Design of the cooling system air inlet of a heavy-duty vehicle with the coupling 1D and 3D – CFD tools

M. P. Dolatyar

A. Qasemian Moqadam

A. M. Kohn

H. Babaeinejad

A. R. Mohammadi

School of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

School of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

Department of Mechanical Engineering, Malik Ashtar University, Tehran, Iran

School of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

School of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

## Abstract

One of the challenging issues in all types of cars is cooling and heat transfer. This issue requires its own unique design in cars with special use. In this article, the cooling system of the heavy-duty vehicle is designed and its various characteristics are investigated. First, with the help of a 1D model in GT-SUITE software, the temperature of the engine coolant is calculated based on the performance of the heat exchanger and the flow rates of the radiator coolant, and then this 1D model is coupled with a 3D-CFD model to examine the air flow patterns through the underhood. With the help of the cooling system design algorithm presented in this paper, it is possible to check the effect of the geometry characteristics of the air inlet channel on the performance of the cooling system. Using fan frame, radiator frame and inlet and outlet grill increases the flow rate by 20% and using the angle of the inlet grill at 70 degrees instead of the initial 35 degrees increases the flow rate of air passing through the radiator by 21.74%.

**Keywords:** Thermal management, Vehicle, Cooling system, Underhood flow, Computational fluid dynamics, 1D and 3D simulation coupling.

ولی در عین حال، دمای دیواره‌ها نیز از دمای قابل تحمل مواد فراتر نرود.

به طور کلی مطالعه مدارات سیالات خنک‌کننده خودرو مستلزم ساخت دو مدل مجزا است. در ابتدا مدل یک بعدی برای پیش‌بینی دمای مایع خنک‌کننده موتور بر اساس عملکرد مبدل حرارتی اندازه‌گیری شده (یا پیش‌بینی‌شده) و نرخ‌های جریان مایع خنک‌کننده رادیاتور محاسبه شده و سپس یک مدل CFD سه بعدی برای بررسی الگوهای جریان هوا از طریق ورودی دهلیز (و مبدل‌های حرارتی خنک‌کننده) مورد نیاز است.

## ۱- مقدمه

یکی از مسائل چالش برانگیز در انواع خودروها بحث خنک‌کاری و انتقال حرارت است. در سامانه خنک‌کاری موتور احتراق داخلی پس از جذب گرمای مازاد موتور احتراق داخلی توسط سیال خنک‌کاری، این گرما توسط رادیاتور به هوای عبوری در داخل دهلیز منتقل می‌شود. افزایش دبی هوای عبوری از رادیاتور سبب کاهش دمای عملکردی موتور و همچنین افزایش توان مصرفی فن می‌گردد. انتقال حرارت در موتور بایستی به گونه‌ای تنظیم شده باشد که حداکثر توان حاصل شود

\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: qasemian@iust.ac.ir

تاریخ دریافت: ۲۰/۱/۲۴

تاریخ پذیرش: ۲۰/۵/۱۶

جوکوزیس و همکاران [۱] به شبیه‌سازی جریان داخل دهلیز کامیون دایملر کرایسلر در دو موقعیت عملکردی سکون و حرکت با حداکثر گشتاور پرداختند. آن‌ها اذعان کردند که سهم قابل توجهی از تجزیه و تحلیل عددی، تجسم جریان در مناطقی است که اتخاذ تکنیک‌های اندازه‌گیری بسیار دشوار (ممکن است غیرممکن باشد) را فراهم می‌کند. با این حال، تجزیه و تحلیل عددی به نتایج تجربی برای اعتبارسنجی مدل و بررسی صحت نتایج بستگی دارد.

دنگمالی و همکاران [۲] به ارزیابی جریان هوا در محفظه زیر کاپوت و تعیین توزیع سرعت در ناحیه زیر کاپوت است که بر عملکرد سیستم خنک کننده تأثیر دارد را برای لیفتراک بررسی کردند. نیروی پسا خنک‌کننده بخشی از نیروی پسای کل آیرودینامیکی است که در نتیجه جریان هوا از طریق گریل، ماژول خنک‌کننده و ناحیه نامنظم زیر کاپوت ایجاد می‌شود. هالبرگ [۳] بیان می‌کند که روند به سمت خنک‌سازی بیشتر و بیشتر مورد نیاز است، نه تنها به دلیل افزایش قدرت موتور، بلکه همچنین برای عملکرد صحیح سیستم تهویه مطبوع (AC)، سیستم‌های تصفیه آگزوز و سیستم‌های کمکی. هالبرگ همچنین بیان می‌کند که مولفه خنک‌کننده نیروی پسا می‌تواند تا ۸ درصد کشتش کل باشد که مقدار قابل توجهی است. همزمان با افزایش تقاضای خنک‌کننده، بحث‌هایی نیز در مورد اینکه چگونه می‌توان برخی از جریان‌های خنک‌کننده را مسدود کرد، برای مثال در سرعت‌های بزرگراه، زمانی که به ظرفیت خنک‌کننده کامل نیاز نیست، وجود دارد. در چنین شرایطی، ممکن است با قطع جریان هوای خنک‌کننده، مصرف سوخت کاهش یابد.

جوآن [۴] به بررسی جریان هوای خنک‌کننده یک کامیون تجاری با استفاده از CFD پرداخت و نتایج زیر را ارائه کرد:

- قطعات پایین دست یک فن تأثیر کمتری بر محدودیت سیستم نسبت به قطعات بالادستی دارند.
- مبدل‌های حرارتی بزرگترین جزء در محدودیت سیستم هستند.
- قطر فن بزرگتر جریان هوای رادیاتور را افزایش می‌دهد اما گشتاور فن بیشتری نیز دارد.
- شکل بهینه فن می‌تواند به کاهش گشتاور فن کمک کند.
- ساختار ریشه تیغه فن برای عملکرد بهتر ماژول خنک‌کننده باید حداقل باشد.
- رادیاتور بزرگ شده جریان هوا را از طریق آن افزایش می‌دهد اما به دلیل مقاومت بیشتر سیستم و گشتاور فن.
- کنترل غوطه‌وری فن می‌تواند یک راه موثر برای افزایش جریان هوای ماژول خنک‌کننده و کاهش گشتاور فن باشد.
- کای ی آئو و همکاران [۵] تجزیه و تحلیل حرارتی یک اتوبوس با محفظه موتور عقب بر اساس CFD به منظور حل مشکل گرمای بیش از حد انجام دادند.

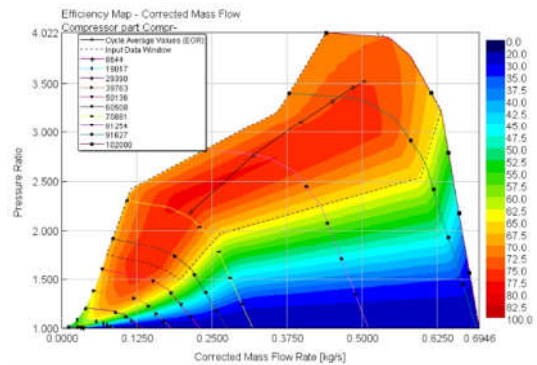
مارتینی و همکاران [۶]، دو مطالعه مقایسه‌ای بین اندازه‌گیری‌های تونل باد و CFD برای کشنده ولو ارائه کرده‌اند. اولین مطالعه مربوط به عملکرد خنک‌کننده برای یک کامیون سنگین بود و نتایج CFD به‌دست‌آمده از این شبیه‌سازی‌ها مطابقت خوبی با داده‌های اندازه‌گیری شده، هم برای مقادیر دمای بالای مخزن رادیاتور و هم برای مقادیر دمای هوای خروجی از اینتر کولر را نشان داد. برای مطالعه دوم، آیرودینامیک

خارجی از نظر CFD ارزیابی شد و تفاوت بین داده‌های تونل باد و شبیه‌سازی‌های CFD ارائه کردند و برای حل CFD مدل آشفتگی k-ε Standard را به عنوان مدل مناسب بدست آوردند. به عنوان یکی از منابع خطای نتایج تونل باد و CFD، عدم انطباق صد در صدی هندسه موجود در تونل باد و شبیه‌سازی را عنوان کردند. دیگر علت را حل پایای مسئله CFD می‌دانستند. در نهایت نتایج CFD خطای کمتر ۴/۱٪ با مقادیر اندازه‌گیری شده، داشت.

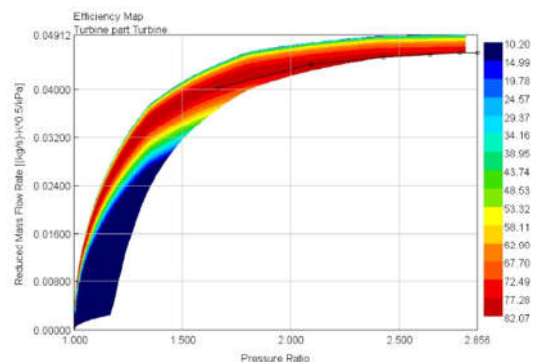
مارتینی و همکاران [۷] به مطالعه تأثیر اضافه شدن دماغه ۲۰ میلی متری به کامیون‌های کشنده کابین جلو موتور پرداختند. آن‌ها دریافتند که اضافه شدن دماغه یا به عبارت دیگر جلو تر بردن موتور سبب جریان بهتر هوا میان گریل و ماژول خنک‌کاری و از طرف دیگر سبب کاهش نیروی پسا و افزایش ظرفیت خنک‌کاری می‌شود. قاسمیان و کورانی [۸]، به کمک نرم‌افزار GT-SUITE، تأثیر پمپ الکتریکی را در فرآیند گرم شدن موتور احتراق داخلی بررسی کردند. مینوسکی و همکاران [۹] روشی را در مدل‌سازی یک بعدی سیستم‌های خنک‌کننده شامل بسته خنک‌کننده گسسته با شرایط مرزی گذرا و مقایسه با نتایج سه بعدی پرداختند. هیچ نشانه اصلی برای حمایت از اینکه رویکرد گذرا دقت شبیه‌سازی را بهبود می‌بخشد، وجود نداشت.

ژانگ و همکاران [۱۰] به مطالعه یک روش بهینه‌سازی چند هدفه سیستماتیک برای مدیریت حرارتی وسایل نقلیه مسافری برای حفظ دمای سطح باتری و دمای آب خروجی موتور کمتر از مقادیر مجاز، پرداختند، نتایج تجربی کاهش دمای ۹/۶٪ دمای سطح باتری و ۵/۹٪ دمای سیال خروجی موتور را نشان دادند.

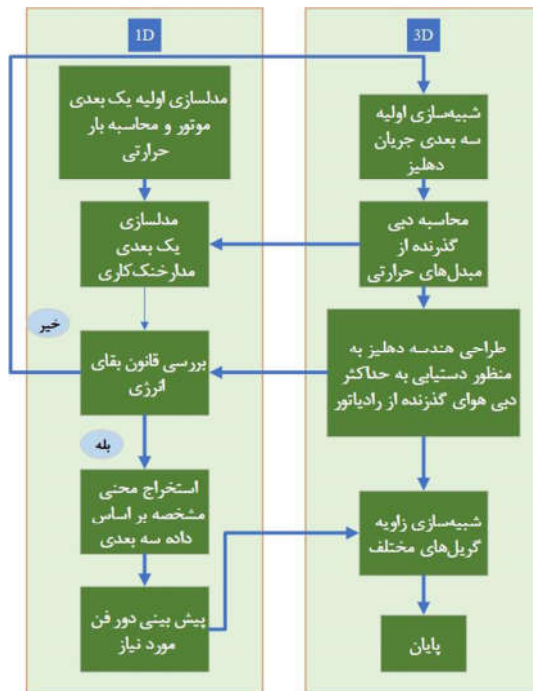
هدف از این پژوهش، طراحی جریان بهینه گذرنده از دهلیز به کمک الگوریتم کوپل شده یک بعدی و سه بعدی برای افزایش کارایی سامانه خنک‌کاری خودرو است. ابتدا به کمک شبیه‌سازی یک بعدی، مدل موتور احتراق داخلی تهیه و اعتبارسنجی آن بررسی می‌گردد. سپس مدل مدار خنک‌کاری نیز توسعه و دبی هوا مورد نیاز برای عبور از سطح رادیاتور در شرایط عملکردی بحرانی بدست می‌آید. در بخش شبیه‌سازی سه بعدی CFD، مطالعه تأثیر تغییرات هندسه شامل اضافه شدن قاب فن (شورود)، قاب رادیاتور، گریل‌های ورودی و خروجی و در نهایت زاویه مناسب گریل ورودی برای تحقق بیشینه دبی عبوری از رادیاتور، شد. در شکل منطق حاکم برای حل مسئله ارائه شده است.



شکل ۳- مپ عملکردی کمپرسور



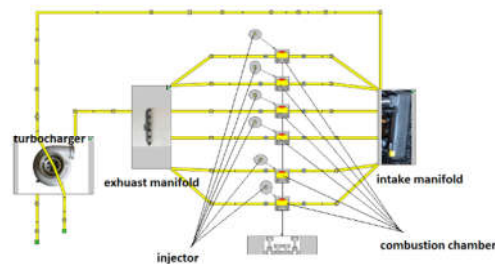
شکل ۴- مپ عملکردی توربین



شکل ۱- منطق حل مسئله

## ۲- شبیه‌سازی یک بعدی

پژوهش‌های متعددی در زمینه شبیه‌سازی و مدل‌سازی موتور احتراق داخلی پیشتر صورت گرفته است [۱۱]. با توجه به اطلاعات موجود از موتور OM457 مدلی از این موتور در نرم‌افزار GT-SUITE توسعه داده شد. شکل شماتیک کلی این مدل را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود در این شبیه‌سازی زیرسیستم‌های مختلفی از جمله هوارسانی، پاشش سوخت (انژکتورها)، محفظه احتراق (مدل‌سازی احتراق و انتقال حرارت) و سیستم خروج دود مدل شده‌اند که در ادامه این گزارش نحوه مدل‌سازی زیرسیستم‌های مختلف مطابق با شکل بیان می‌شود.



شکل ۲- نمای کلی مدل موتور OM457

شکل و شکل به ترتیب نشان دهنده مپ عملکردی توربین و کمپرسور می‌باشد.

### ۲-۱-۱- منپولد هوا و دود

منپولدهای موجود در یک موتور احتراق داخلی به نوع ورودی یا هوا و خروجی یا دود تقسیم می‌شود؛ منپولد ورودی وظیفه دارد که ترکیب مخلوط شده هوا و سوخت را به درون محفظه احتراق هدایت کند و در مقابل وظیفه منپولد خروجی هدایت و تخلیه گازهای حاصل از احتراق موتور به بیرون است. برای به‌دست آوردن مشخصات هندسی راه‌گاه‌های هوا و دود لازم است که فایل سه‌بعدی آن‌ها توسط نرم‌افزار GEM3D به هندسه تک‌بعدی تبدیل می‌شود.

### ۲-۲- سوپاپ‌ها

در مدل‌سازی این موتور برای هر سیلندر یک دریچه هوا و یک دریچه گازهای خروجی در نظر گرفته شده است هر چند که در واقعیت در این موتور دو دریچه هوا و دو دریچه دود موجود است. گفتنی است که دریچه دود و هوا و نیز راه‌گاه‌های مدل شده در این شبیه‌سازی مقدار هوایی معادل با مقدار هوای واقعی وارد محفظه می‌کنند لذا در نظر گرفتن یک دریچه دود و هوا مشکلی در مدل‌سازی ایجاد نمی‌کند.

ضریب تخلیه در سوپاپ‌های هوا و دود از جمله پارامترهای مورد نیاز برای مدل‌سازی سیستم هوارسانی می‌باشد. این پارامتر از طریق انجام آزمون و استفاده از رابطه‌ی (۱) و (۲) قابل استخراج است [۱۲].

$$C_D = \frac{\dot{m}_{actual}}{\dot{m}_{ideal}} \quad (1)$$

$$\dot{m}_{ideal} = A \frac{p_1}{\sqrt{RT_1}} \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/\gamma} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)} \quad (2)$$

### ۳-۲- مدل وشنی

برای شبیه‌سازی چرخه‌ی کاری موتور از مدل‌های گوناگونی استفاده می‌شود که ساده‌ترین نوع آن‌ها مدل‌های تک ناحیه‌ای هستند. در این مدل‌ها احتراق به صورت نرخ آزادسازی حرارت مدل می‌شود. به منظور مدل‌سازی انتقال حرارت گازهای داخل سیلندر به دیواره در این مدل‌ها بایستی ضریب انتقال حرارت جابجایی محاسبه شود. برای این منظور لازم است که ضریب جابجایی در سمت محفظه‌ی احتراق،  $h_g$  در هر زاویه‌ی میل‌لنگ به دست آید.

در وشنی ضریب انتقال حرارت در داخل سیلندر تابعی از فشار گازهای داخل سیلندر، سرعت متوسط محلی گازها، قطر سیلندر و دمای گازها می‌باشد (رابطه‌ی ۸) که رابطه‌ی ارائه شده وشنی برای محاسبه سرعت متوسط محلی گاز سیلندر طبق رابطه‌ی (۹) است.

$$h = 3.26P^{0.8}W^{0.8}B^{-0.2}T^{0.55} \quad (8)$$

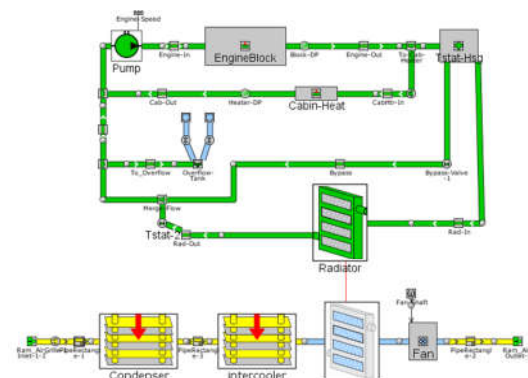
$$w = \left[ c_1 \bar{s}_p + c_2 \frac{V_d T_r}{P_r V_r} (P - P_m) \right] \quad (9)$$

در این معادله  $P_r$ ،  $V_r$  و  $T_r$  به ترتیب دما، سرعت و فشار سیال در نقطه مرجع هستند. نقطه مرجع می‌تواند لحظه بسته شدن سوپاپ هوا و یا لحظه‌ی شروع احتراق باشد. همچنین  $P_m$  فشار موتورگردانی در زاویه متناظر با فشار  $P$  است.  $c_1$  و  $c_2$  نیز ثابت‌های قابل محاسبه هستند [۱۳].

تنظیمات مربوط به توربوشارژ، اصطکاک و پاشش سوخت نیز بر اساس اطلاعات موجود صورت می‌گیرد.

### ۴-۲- خنک‌کاری

شکل شماتیک مربوط مدل سیستم خنک‌کاری موتور OM457 را نشان می‌دهد. تفاوت مدار خنک‌کاری این موتور با مدارهای متداول موجود جایگاه ترموستات آن می‌باشد همان‌طور که مشاهده می‌شود ترموستات این در خروجی از رادیاتور قرار دارد. این مشخصه از مدار خنک‌کاری موتور OM457 در خانواده موتورهای شرکت Toyota و Ford نیز مشاهده می‌شود. این امر تغییری در عملکرد سیستم خنک‌کاری ایجاد نمی‌کند و بیشتر شرکت‌ها برای جانمایی از این روش استفاده می‌کنند.



شکل ۵- شماتیک مدار خنک‌کاری موتور OM457

همان‌طور که مشاهده می‌شود دو مدار کلی برای آب و هوا در این

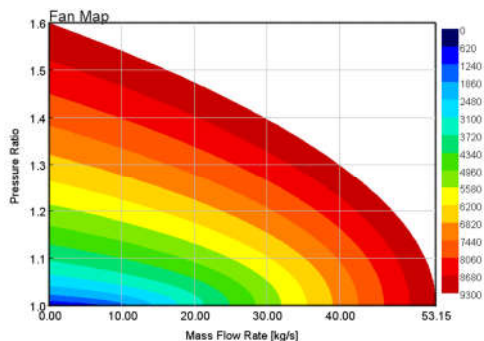
مدل‌سازی در نظر گرفته می‌شود که مدار آب شامل اجزایی چون ترموستات، پمپ، موتور (ماژول انتقال حرارت) رادیاتور و مدار هوا شامل اجزایی چون سرعت خودرو، گریل، فن، کندانسور و اینترکولر است.

در مدار آب، دبی سیال پس از عبور از موتور بسته به دمای آن مقداری وارد شاخه‌های رادیاتور، مقداری وارد لوله‌ی برگشت ترموستات و مابقی وارد بخاری می‌شود. در شاخه بخاری مقداری از دمای آب توسط بخاری کاهش می‌یابد. در شاخه‌ی برگشت آب از ترموستات دمای آب به همان حالت باقی می‌ماند. در شاخه‌ی رادیاتور به دلیل انتقال حرارت آب به هوا مقدار کاهش دمای سیال محسوس خواهد بود (در نرم‌افزار GT-Power سمت هوای رادیاتور در مدار هوا مدل‌سازی می‌شود). گفتنی است که در صورتی که فشار داخل سیال داخل رادیاتور از محدوده مورد نظر بیشتر شود سوپاپ اطمینان رادیاتور باز شد و مقداری از آب وارد منبع انبساط می‌شود و این امر موجب کنترل فشار در مدار می‌گردد. عبور آب در شاخه‌های رادیاتور، برگشت آب از ترموستات و بخاری موجب کاهش فشار آن می‌شود این کاهش فشار توسط پمپ آب جبران می‌شود.

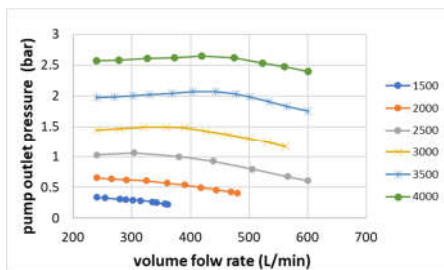
پارامترهای هندسی و فیزیکی مربوط به رادیاتور، فن، پمپ، میزان انتقال حرارت، ترموستات و مجاری عبور آب در این مدل‌سازی به ترتیب در ماژول‌های رادیاتور، فن، پمپ، میزان انتقال حرارت، ترموستات و مجاری عبور آب وارد می‌شوند.

در سمت مدار هوا، هوا از گریل عبور کرده و پس از عبور از کندانسور و اینترکولر وارد رادیاتور می‌شود و پس از خنک‌سازی آب از سمت دیگر رادیاتور خارج می‌شود. گفتنی است که میزان دبی عبوری هوا بسته میزان سرعت خودرو دور فن متغیر می‌باشد.

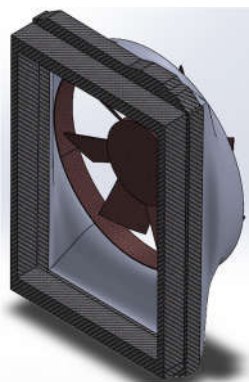
شکل ۶- منحنی مشخصه فن و شکل ۷- منحنی مشخصه پمپ آب موتور، را نشان می‌دهد.



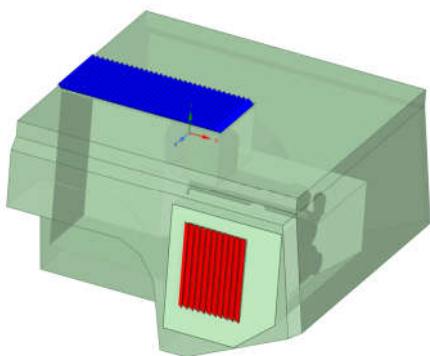
شکل ۶- منحنی مشخصه فن



شکل ۷- منحنی مشخصه پمپ آب موتور



شکل ۱۰- نمایی از قاب فن و قاب رادیاتور



شکل ۱۱- نحوه قرارگیری گریل ورودی و خروجی

با بررسی هندسه و نتایجی که از شبیه‌سازی اولیه به دست آمد، نیاز به وجود یک قاب برای فن و همین‌طور قاب برای رادیاتور و اینترکولر به منظور هدایت جریان فن کاملا احساس می‌شد. به همین منظور اضافه کردن این موارد به هندسه اصلی در دستور کار قرار گرفت. مشخصه تأثیرگذار بر نتیجه استفاده از قاب فن، شناوری فن (fpis) است. درصد fpis، که با در نظر گرفتن نسبت حجم فن اشغال شده در قاب فن به کل حجم فن محاسبه شد؛ دارای مقدار بهینه در بازه ۵۰٪ تا ۶۰٪ است [۱۴]. در این پژوهش مقدار fpis، در حدود ۶۰٪ تنظیم گردیده است.

### ۲-۳- استقلال شبکه

برای شبکه‌بندی هندسه، از نرم‌افزار Fluent Meshing استفاده شده است. شکل ۱۲- نمایی از هندسه شبکه‌بندی شده را نشان می‌دهد.

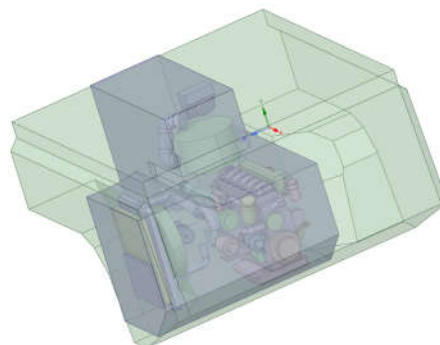
شکل بررسی استقلال از شبکه هندسه نهایی با دور فن ۱۲۰۰ دد، را نشان می‌دهد. بر این اساس، شبکه‌بندی با تعداد المان ۲۳۱۴۸۳۰، به عنوان شبکه منتخب استفاده می‌شود.

## ۳- شبیه‌سازی سه بعدی

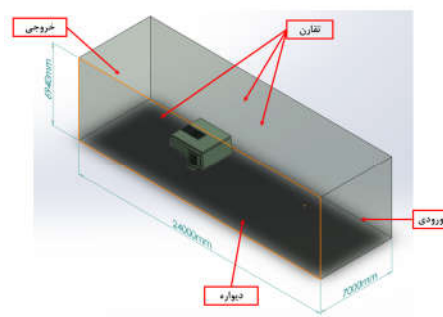
### ۳-۱- هندسه سه بعدی

شکل ۸- هندسه اولیه کابین و دهلیز، شکل ۹- نحوه قرارگیری کابین داخل تونل باد را نشان می‌دهند، نکته قابل توجه هندسه کوچک‌تر تونل باد نسبت به سایر مطالعات گذشته به دلیل تمرکز مطالعه بر روی جریان داخل دهلیز است. شکل ۱۰- نمایی از قاب فن و قاب رادیاتور، شکل ۱۱- نحوه قرارگیری گریل ورودی و خروجی، را نشان می‌دهند. این گریل از ۱۱ پره تشکیل شده است که دارای ضخامت ۳ میلی‌متر، عرض ۱۱۰ میلی‌متر و ارتفاع ۸۸۸ میلی‌متر می‌باشد.

همچنین برای جلوگیری از برگشت هوا به داخل دهلیز موتور و کاهش فشار برگشتی ناحیه خروجی، مجموعه‌ای از پرها به عنوان گریل خروجی نیز در نظر گرفته شده است. این گریل از ۳۳ پره با ضخامت ۳ میلی‌متر، عرض ۱۰۰ میلی‌متر و ارتفاع ۷۵۳ میلی‌متر تشکیل شده است. زاویه قرارگیری گریل ورودی نسبت به سطح جانبی خودرو ۳۵ درجه است.



شکل ۸- هندسه اولیه کابین و دهلیز



شکل ۹- نحوه قرارگیری کابین داخل تونل باد

<sup>1</sup> Fan projection into shroud

دست آمد. مشخصات تخلخل رادیاتور، اینترکولر و کنداسور مطابق جدول است.

جدول ۱- مشخصات تخلخل رادیاتور، اینترکولر و کنداسور [۷]

Porous medium model	Viscous resistance coefficient	Inertia resistance coefficient
Radiator	$1.35 \times 10^7$	134
Condenser	$4 \times 10^7$	400
Intercooler	$1.8 \times 10^7$	178

جدول ۲- تعریف شرایط مرزی

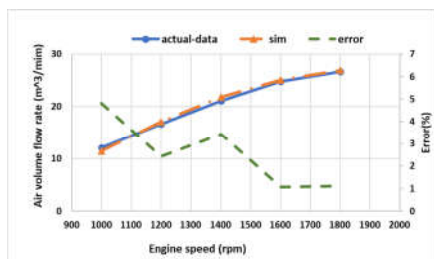
نام ناحیه	نوع شرط مرزی
ورودی تونل باد	Velocity Inlet
خروجی تونل باد	Pressure Outlet
دیواره اطراف تونل باد	Symmetry
دیواره کابین	Wall
اجزای داخل دهلیز	Wall
ورودی و خروجی مبدل‌های حرارتی شامل رادیاتور، اینترکولر و کنداسور	Interior Or Internal
سطوح دامنه دورانی فن	Interior Or Internal

#### ۴- نتایج

##### ۴-۱- یک بعدی

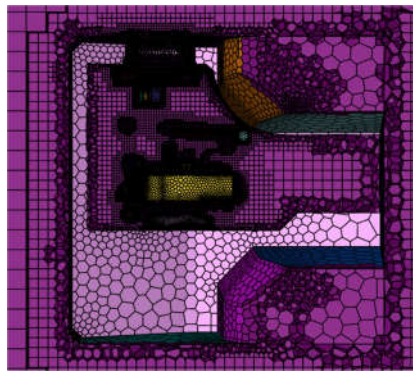
همان طور که پیش‌تر ذکر شد با توجه به اطلاعات هندسی و فیزیکی موجود از موتور OM457، حالت تمام بار آن در نرم‌افزار GT-SUITE شبیه‌سازی شد که نتایج حاصل این شبیه‌سازی پارامترهایی چون دبی حجمی هوا، گشتاور ترمزی و مصرف سوخت ویژه و غیره در ادامه بیان می‌شود.

میزان هوای ورودی به موتور از جمله پارامترهای مهم در شبیه‌سازی یک موتور می‌باشد چرا که میزان هوای ورودی تعیین کننده، دبی سوخت ورودی و به تبع آن توان و گشتاور موتور می‌باشد. شکل مقایسه‌ی بین نتایج حاصل از شبیه‌سازی موتور OM457 با مقادیر تجربی در حالت تمام بار را در پارامتر دبی حجمی هوا نشان می‌دهد. همان طور که مشاهده می‌شود نتایج مدل‌سازی روند تغییرات مقادیر تجربی را به خوبی دنبال می‌کنند. با توجه به شکل بیش‌ترین خطای گزارش شده در این پارامتر ۴/۸٪ است که مربوط به دور ۱۰۰۰ rpm می‌باشد. از جمله عوامل تاثیرگذار بر میزان مقدار خطا عدم دقت در مدل‌سازی هندسه مسیر هوای ورودی و منحنی مشخصه توربین و کمپرسور توربوشارژر است.

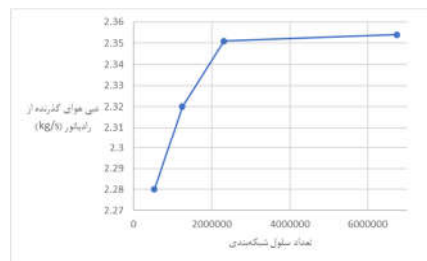


شکل ۱۴- مقایسه دبی حجمی هوا موتور OM457 در دو حالت

شبیه‌سازی و واقعی در حالت تمام بار



شکل ۱۲- نمایی از هندسه شبکه‌بندی شده



شکل ۱۳- بررسی استقلال از شبکه هندسه نهایی با دور فن ۱۲۰۰ دد

##### ۴-۳- مدل حل آشفتگی

شبیه‌سازی‌های آیرودینامیک خارجی بر اساس رویکرد رینولدز میانگین ناویر استوکس<sup>۱</sup> (RANS) اجرا می‌شوند. مدل‌های آشفتگی انتخاب‌شده عبارت بودند از مدل  $k-\epsilon$  Standard اعمال شد. مقادیر  $y^+$  در اکثر مناطق جریان کمتر از ۱ هستند. لایه مرزی در کل مدل شبیه‌سازی آشفته فرض شد [۶، ۱۵].

##### ۴-۳- شرایط مرزی

نوع شرایط مرزی مطابق با جدول ۲، است. سرعت ورودی تونل باد برابر ۳۰ کیلومتر بر ساعت است. فشار خروجی تونل باد برابر فشار اتمسفر است.

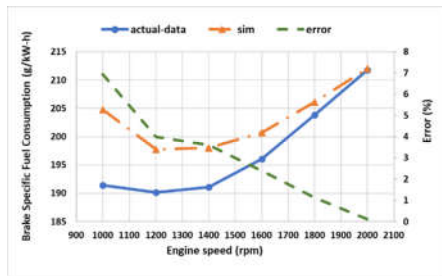
فرمول محیط متخلخل شامل پارامترهایی بود که اثرات محیط متخلخل را بر میدان جریان پایین دست مبدل حرارتی تعریف می‌کرد. پارامترها به صورت منبع در معادله تکانه گنجانده شده اند. قطعاتی که باید به‌عنوان محیط متخلخل مدل‌سازی شوند، ناحیه جریان خودشان را اختصاص می‌دهند، که در آن ضرایب مقاومت جریان اضافه می‌شود. سپس از این ضرایب برای محاسبه عبارت منبع متخلخل در معادله تکانه استفاده می‌شود. اصطلاح منبع متخلخل به صورت در تعریف می‌شود:

$$f_p = -(P_v + P_i |v|) \cdot v \quad (10)$$

در معادله (۱۰)،  $P_v$  و  $P_i$  به ترتیب تانسورهای مقاومت ویسکوزیته و اینرسی هستند. مقادیر مقاومت اینرسی و ویسکوزیته با اندازه گیری افت فشار بر روی هر جزء مبدل حرارتی به دست آمد و مقادیر از سازنده به

<sup>1</sup> Reynolds-Averaged Navier-Stokes

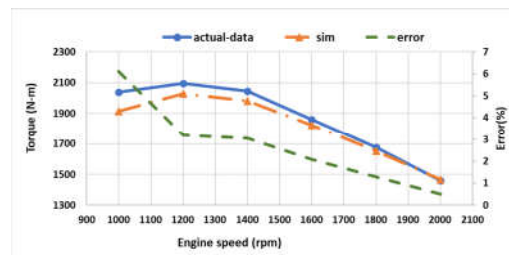
کارایی یک موتور است. این پارامتر به صورت نسبت نرخ سوخت مصرفی به توان ترمزی یک موتور تعریف می‌شود. بدیهی هر چه مقدار این پارامتر در شرایط کاری مختلف کمتر باشد موتور کارآمدتر است، چراکه به ازای توان تولیدی ۱ کیلووات سوخت کمتری مصرف می‌نماید. با توجه به اهمیت این پارامتر، در شبیه‌سازی یک موتور بسیار مورد توجه قرار می‌گیرد. شکل مقایسه‌ی بین نتایج حاصل از شبیه‌سازی موتور OM457 با مقادیر تجربی در حالت تمام بار برای مصرف سوخت ویژه ترمزی را نشان می‌دهد. همان طور که از شکل پیدا است همانند دو پارامتر توان و گشتاور ترمزی، نتایج حاصل از مدل‌سازی در این پارامتر نیز در تسخیر روند تغییرات داده‌های تجربی به خوبی عمل می‌کنند؛ به طوری حداکثر خطای شبیه‌سازی در این پارامتر برابر ۶/۹۴٪ می‌باشد. نکته قابل تامل در این شکل، شباهت منحنی خطا به منحنی خطای توان (شکل) می‌باشد، به طوری در هر دو نمودار بیشترین خطا در دوره‌های ۱۰۰۰ ددد اتفاق می‌افتد. این امر بیان کننده این موضوع است که علت ایجاد خطا در شبیه‌سازی مصرف سوخت ویژه، خطا در شبیه‌سازی توان است.



شکل ۱۷- مقایسه نمودار مصرف سوخت ویژه ترمزی موتور OM457 در دو حالت شبیه‌سازی و واقعی در حالت تمام بار

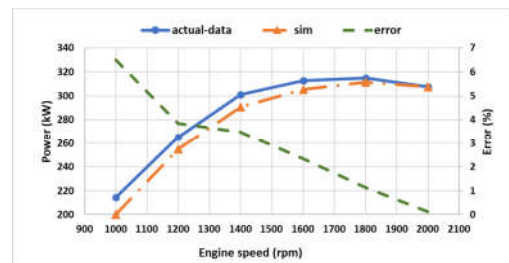
از آنجایی که هدف اصلی این پروژه طراحی سیستم خنک‌کاری موتور OM457 است محاسبه میزان انتقال حرارت امری ضروری است. شکل و شکل به ترتیب نتایج حاصل از شبیه‌سازی میزان انتقال حرارت و درصد انتقال حرارت به انرژی آزاد شده سوخت در موتور OM457 را در حالت تمام بار نشان می‌دهد. همان طور که مشاهده می‌شود میزان انتقال حرارت با افزایش دور افزایش می‌یابد و درصد انتقال حرارت به انرژی سوخت روندی کاهشی دارد که این امر بیانگر این است که روند تغییرات در این مدل‌سازی همانند روند تغییرات انتقال حرارت گزارش شده در مراجع می‌باشد.

گشتاور، نشان دهنده خوبی از توانایی موتور برای انجام کار است. گشتاور، به صورت نیرویی که در فاصله‌ای عمل نموده و ایجاد ممان می‌کند تعریف می‌شود. منظور از گشتاور ترمزی در موتور در واقع گشتاور خروجی از میل‌لنگ است. گشتاور تابعی از دور موتور است. شکل مقایسه‌ی بین نتایج حاصل از شبیه‌سازی موتور OM457 با مقادیر تجربی در حالت تمام بار برای گشتاور ترمزی را نشان می‌دهد. همان طور که مشاهده می‌شود روند تغییرات نمودار تجربی به خوبی توسط نتایج حاصل از شبیه‌سازی دنبال می‌شود و فاصله دو نمودار تجربی و شبیه‌سازی از یکدیگر بسیار کم می‌باشد به طوری که حداکثر خطای شبیه‌سازی در این پارامتر ۶/۱۲٪ در دور ۱۰۰۰ rpm می‌باشد. میزان خطا در محاسبه‌ی دبی حجمی از جمله عوامل تاثیر گذار بر خطای گشتاور موتور می‌باشد.



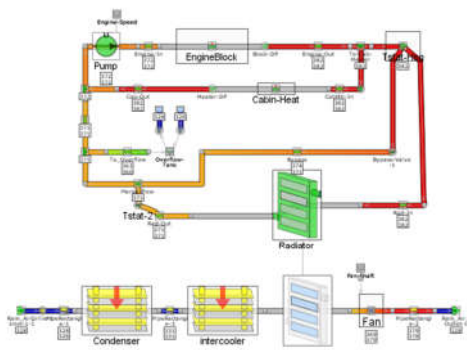
شکل ۱۵- مقایسه نمودار گشتاور ترمزی موتور OM457 در دو حالت شبیه‌سازی و واقعی در حالت تمام بار

یکی از مشخصه‌هایی که برای معرفی کارایی موتور مورد استفاده قرار می‌گیرد، توان موتور می‌باشد. توان یا قدرت برابر کار انجام شده در واحد زمان یا گشتاور اعمال شده در سرعت زاویه‌ای (رادیان بر ثانیه) است. توان نیز همانند گشتاور تابعی از موتور می‌باشد به طوری با افزایش دور توان موتور نیز افزایش می‌یابد. شکل مقایسه‌ی بین نتایج حاصل از شبیه‌سازی موتور OM457 با مقادیر تجربی در حالت تمام بار برای توان موتور را نشان می‌دهد. همانند آنچه در پارامتر گشتاور مشاهده گردید، در مدل‌سازی توان نیز اختلاف بین دو منحنی تجربی و شبیه‌سازی بسیار کم می‌باشد به طوری حداکثر خطای شبیه‌سازی در این پارامتر برابر ۶/۴٪ می‌باشد. همان طور که برای گشتاور بیان شد میزان خطا در محاسبه‌ی دبی حجمی از جمله عوامل تاثیر گذار بر خطای توان موتور است.



شکل ۱۶- مقایسه نمودار توان موتور OM457 در دو حالت شبیه‌سازی و واقعی در حالت تمام بار

مصرف سوخت ویژه ترمزی یکی دیگر از پارامترهای نشان‌دهنده

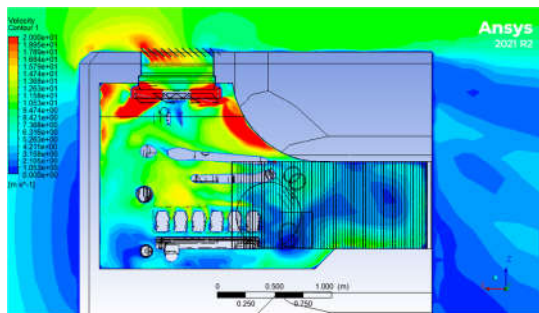


شکل ۲۱- توزیع دما در سیستم خنک‌کاری موتور OM457

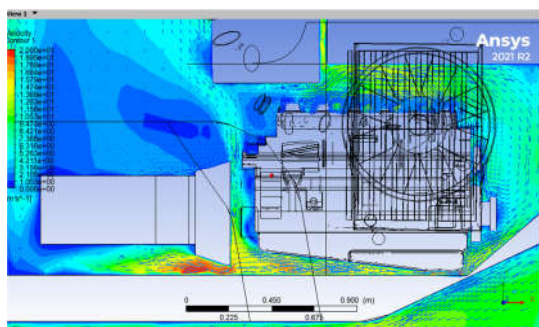
#### ۲-۴ - سه بعدی

در ابتدا شبیه‌سازی‌ها خواص فیزیکی هوا برای دمای ۴۵ درجه سانتی‌گراد، سرعت فن ۱۲۰۰ دد و سرعت خودرو ۳۰ کیلومتر بر ساعت در نظر گرفته شده است. پس از اصلاح هندسه و الگوی جریان داخل دهلیز دبی به ثبت رسیده که برابر ۲/۳۵ کیلوگرم بر ثانیه است نتایج مربوط عملکرد رادیاتور در مدل سه بعدی، در اختیار واحد تحلیل یک‌بعدی قرار گرفت تا کالیبراسیون مدل یک‌بعدی آغاز شود.

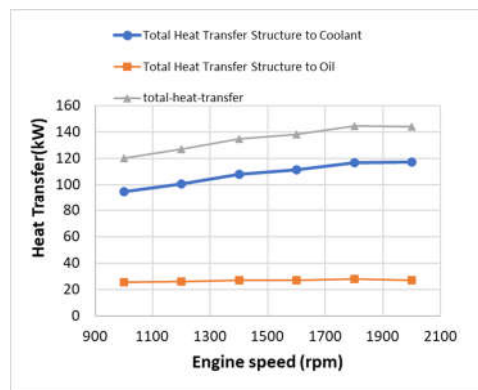
شکل کانتور سرعت از بالا برای ناحیه جانبی موتور و گیربکس و نیز شکل از نمای جانب را نشان می‌دهند. در این کانتور حداقل سرعت داخل دهلیز در نواحی آبی رنگ به ۰/۵ متر بر ثانیه می‌رسد که نشان از عدم حبس هوا است.



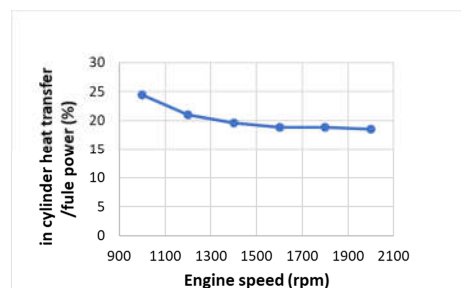
شکل ۲۲- کانتور سرعت از نمای بالا



شکل ۲۳- کانتور سرعت از نمای جانب

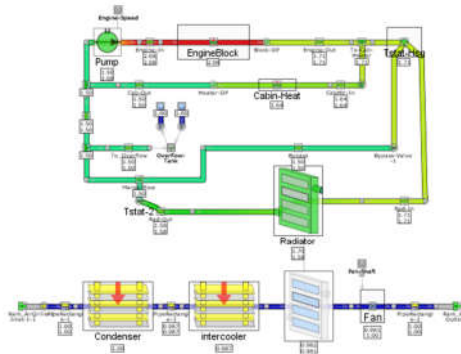


شکل ۱۸- میزان انتقال حرارت موتور OM457 در حالت تمام بار



شکل ۱۹- درصد انتقال حرارت به انرژی آزاد شده سوخت OM457 در حالت تمام بار

شکل ۲۱ و کانتور فشار و دما مدار خنک‌کاری در دور ۱۰۰۰ دد موتور، دور ۱۰۰۰ دد فن و در سرعت خودرو ۵۵ کیلومتر بر ساعت را نشان می‌دهد. همان طور که مشاهده می‌شود مقادیر موجود در محدوده مقادیر متداول برای یک موتور SI است (در این شکل مقادیر فشار بر حسب bar است). به طور مثال میزان افت فشار کلی مدار و نیز فشار خروجی پمپ به ترتیب برابر ۰/۵۷ بار و ۲/۱۵ بار است که در محدوده مقادیر متداول برای این حجم از موتور می‌باشد. همچنین مشاهده می‌شود با عبور جریان از قطعات مختلف مدار، رفتار کاهشی یا افزایشی فشار مانند حالت واقعی است، به طوری که با عبور سیال از اجزایی همچون رادیاتور، موتور، ترموستات، کندانسور فشار کم می‌شود و در اجزایی همچون پمپ و فن فشار سیال افزایش می‌یابد.



شکل ۲۰- توزیع فشار در سیستم خنک‌کاری موتور OM457



رادیاتور تعیین شد. این دبی باید توسط فن تامین شود، بنابراین با طی یک فرآیند آزمون و خطا و استفاده از شبیه‌سازی سه بعدی دور فن مورد نیاز برای رسیدن به این دبی استخراج شد. بر این اساس با توجه مدل‌سازی یک بعدی دبی ۴/۹۳ در دور فن ۲۳۵۰ ددد محقق می‌گردد.

جدول ۴- مقایسه دبی گذرنده از رادیاتور در دور فن‌های مختلف برای

هندسه سوم

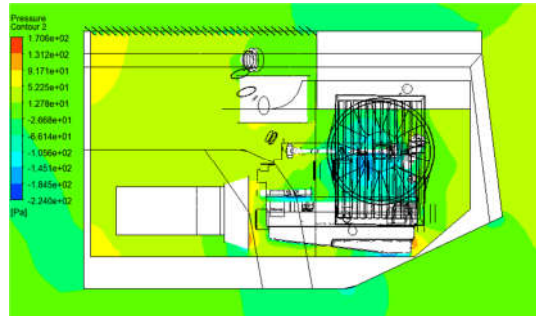
دبی گذرنده از رادیاتور (kg/s)	دور فن (دور بر دقیقه)
۲,۳۵	۱۲۰۰
۳,۰۹	۱۵۰۰
۳,۸	۱۸۰۰
۴,۱۵	۲۰۰۰
۴,۹۳	۲۳۵۰

جدول ۵- مقایسه دبی گذرنده از رادیاتور برای زوایای گریل متفاوت، در دور فن ۲۳۵۰ ددرا نشان می‌دهد. با حذف زاویه گریل ۱۰ درجه که سبب دبی هوای بسیار پایینی می‌گردد؛ نمودار مقایسه دبی گذرنده از رادیاتور برای زوایای گریل متفاوت، در دور فن ۲۳۵۰ ددد، مطابق با شکل است. بر این اساس بازه ۶۰ تا ۸۰ درجه مقادیر بیشینه دبی عبور را دارا هستند و در این بین دبی در زاویه ۷۰ درجه بیشترین میزان خود را دارد. اختلاف دبی هوای گذرنده از رادیاتور بین زاویه گریل ورودی ۳۵ درجه (هندسه سوم) و ۷۰ درجه، ۲۱/۷۴٪ است که در نتیجه می‌توان توان مورد نیاز فن را به صورت معنادار کاهش داد. نکته قابل تامل درباره اختلاف ناچیز دبی عبوری از گریل بین زوایای ۷۰ و ۸۰ درجه، ناشی از خطای محاسباتی نیست؛ زیرا بزرگی باقی مانده معادله بقای جرم از مرتبه ۰/۰۰۰۰۱ است اما اختلاف ذکر شده دارای مرتبه ۰/۰۰۱ است.

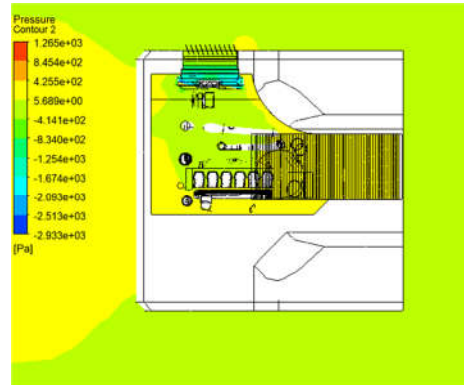
جدول ۵- مقایسه دبی گذرنده از رادیاتور برای زوایای گریل متفاوت،

در دور فن ۲۳۵۰ ددد

زوایای گریل ورودی	دبی گذرنده از رادیاتور (kg/s)
۱۰	۲,۲۸۹
۲۵	۴,۵۵۸۲
۳۰	۴,۸۴۹۹
۳۵	۴,۹۳۱۶
۴۰	۵,۰۱۱۸
۵۰	۵,۰۷۹۱
۶۰	۵,۲۴۵۹
۷۰	۵,۲۸۵۳
۸۰	۵,۲۸۰۹



شکل ۲۴- کانتور فشار از نمای جانب



شکل ۲۵- کانتور فشار از نمای بالا

شکل و ۲۵ کانتور فشار از نمای جانب و بالا را نشان می‌دهد. جدول تأثیر استفاده از قاب فن، قاب رادیاتور و گریل‌های ورودی و خروجی را نشان می‌دهد. بر این اساس استفاده از قاب فن به تنهایی سبب افزایش ۷/۶٪ و نیز استفاده از قاب فن و قاب رادیاتور به طور همزمان سبب افزایش ۲۰٪ دبی جرمی هوای گذرنده از رادیاتور می‌شود.

جدول ۳- مقایسه دبی گذرنده از رادیاتور و اینترکولر در شرایط

هندسی اول، دوم و سوم

شرایط بررسی	دبی گذرنده از رادیاتور (kg/s)	دبی گذرنده از اینترکولر (kg/s)
هندسه اول <sup>۱</sup>	۱/۹۵	۱/۲۱
هندسه دوم <sup>۲</sup>	۲/۱	۲/۱
هندسه سوم <sup>۳</sup>	۲/۳۵	۲/۳۵

۱: بدون قاب فن و قاب رادیاتور

۲: با قاب فن و قاب رادیاتور

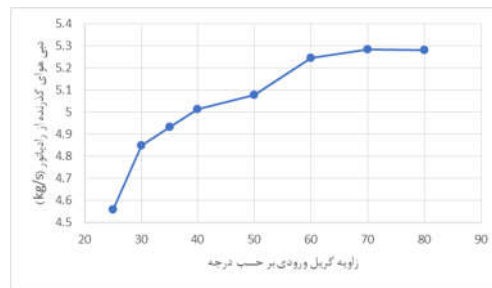
۳: با قاب فن، قاب رادیاتور و گریل‌های ورودی و خروجی

جدول ۴- مقایسه دبی گذرنده از رادیاتور در دور فن‌های مختلف برای هندسه سوم را نشان می‌دهد. مدل یک‌بعدی توانایی پیشبینی بالایی با استفاده از ماژول Simple Map دارد و می‌تواند زمان رسیدن به نتایج و شبیه‌سازی را کاهش دهد. پس از کالیبراسیون مدل یک‌بعدی باتوجه به دمای آب خروجی، دبی مورد نیاز هوای گذرنده از

$P_i$	تانسور مقاومت اینرسی
SI	اشتعال جرقه‌ای
$\dot{m}$	دبی جرمی جریان
دد	دور در دقیقه

## ۷- مراجع

- [1] [Siqueira C, Jokuszies M, Lima M, Vatauvuk P. Numerical simulation of a truck underhood flow. SAE Technical Paper; 2002. Report No.: 0148-7191
- [2] Dangmali V, Dhamangaonkar P, Atnurkar A. CFD simulation of under hood engine compartment for forklift truck. SAE Technical Paper; 2013. Report No.: 0148-7191
- [3] Hallqvist T. The cooling airflow of heavy trucks-a parametric study. SAE International Journal of commercial vehicles. 2008;1(2008-01-1171):119-33.
- [4] uan T. Investigation and assessment of factors affecting the underhood cooling air flow using CFD. SAE Technical Paper; 2008. Report No.: 0148-7191.
- [5] Hu K, Yang X, Yang J, editors. Underhood Thermal Analysis and improvement of a Bus with rear Engine Compartment. 2011 International Conference on Electric Information and Control Engineering; 2011: IEEE.
- [6] Martini H, Gullberg P, Lofdahl L. Comparative studies between CFD and wind tunnel measurements of cooling performance and external aerodynamics for a heavy truck. SAE International Journal of Commercial Vehicles. 2014;7(2014-01-2443):640-52.
- [7] Martini H, Gullberg P, Lofdahl L. Aerodynamic analysis of cooling airflow for different front-end designs of a heavy-duty cab-over-engine truck. SAE International Journal of Commercial Vehicles. 2018;11(02-11-11-44-31):301-311.
- [۸] قاسمیان ع، کورانی پ. استفاده از پمپ خنک‌کن الکتریکی در موتورهای احتراق داخلی؛ رویکردی جدید به منظور کاهش زمان دوره گرم شدن اولیه موتور. مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز. ۲۰۲۱؛۵۱(۲):۱۴۹-۵۸.
- [9] Minovski BB, Lofdahl L, Gullberg P. A 1D method for transient simulations of cooling systems with non-uniform temperature and flow boundaries extracted from a 3D CFD solution. SAE Technical Paper; 2015. Report No.: 0148-7191.
- [10] Zhang J, Wang Q, Shu C-M, Zhang M, Lin J. A multi-objective optimization method for under-the-hood thermal management of vehicles. Applied Thermal Engineering. 2021;192:116818.
- [۱۱] رضوی س، فرهنگ مهر و، یوسفی زنون ر. تحلیل انتقال گرما در چندراهه خروج دود موتور احتراق داخلی تراکمی. مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز. ۲۰۲۲؛۵۱(۴):۵۶۵-۷۴.
- [12] Heywood JB. Internal combustion engine fundamentals: McGraw-Hill Education; 2018.
- [۱۳] ع. کشاورز ع. قاسمیان. انتقال حرارت در موتورهای احتراق داخلی. اول. editor. تهران: انتشارات دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی; ۱۳۹۲.
- [14] Öztürk İ, Çetin C, Yavuz MM. Effect of fan and shroud configurations on underhood flow characteristics of an agricultural tractor. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. 2019;13(1):506-18.
- [۱۵] رضوی س، علی محمدزاده ن. شبیه سازی و بررسی جریان در فیلتر هوای یک موتور احتراق داخلی SI ساخت داخل. مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز. ۲۰۱۴؛۴۴(۲):۵۹-۶۵.



شکل ۲۶- مقایسه دبی گذرنده از رادیاتور برای زوایای گریل متفاوت، در دور فن ۲۳۵۰ دد

## ۵- نتیجه گیری

هدف از این پژوهش، طراحی جریان بهینه گذرنده از دهلیز به کمک الگوریتم کوپل شده یک بعدی و سه بعدی برای افزایش کارایی سامانه خنک‌کاری خودرو است. به طور کلی افزایش دبی هوای عبوری از رادیاتور سبب کاهش دمای عملکردی موتور و همچنین افزایش توان مصرفی فن می‌گردد. انتقال حرارت در موتور بایستی به گونه‌ای تنظیم شده باشد که حداکثر توان حاصل شود ولی در عین حال، دمای دیواره‌ها نیز از دمای قابل تحمل مواد فراتر نرود. مطالعه مدارات سیالات خنک کننده خودرو مستلزم ساخت دو مدل یک بعدی و سه بعدی CFD مجزا است.

به کمک ابزار یک بعدی عملکرد موتور احتراق داخلی شبیه‌سازی و اعتبارسنجی شد. در مرحله دوم مدار سیستم خنک‌کاری موتور شبیه‌سازی و بار حرارتی رادیاتور و دبی مورد نیاز گذرنده از آن محاسبه گردید. سپس به کمک ابزار سه بعدی CFD، هندسه دهلیز بهینه برای کمترین میزان کار فن بدست آمد.

استفاده از قاب فن، قاب رادیاتور و گریل ورودی و خروجی سبب افزایش دبی ۲۰٪ و بهره‌گیری از زاویه گریل ورودی ۷۰ درجه به جای ۳۵ درجه ابتدایی موجب افزایش ۲۱/۷۴٪ دبی هوای عبوری از رادیاتور می‌گردد.

## ۶- فهرست علائم

CFD	دینامیک سیالات محاسباتی
AC	تهویه مطبوع
$C_D$	ضریب تخلیه
P	فشار استاتیکی
$\gamma$	نسبت گرمای ویژه سیال
R	ثابت جهانی گازها
A	سطح مقطع عبور جریان
T	دمای سکون
h	ضریب انتقال حرارت جابجایی
$P_v$	تانسور مقاومت ویسکوزیته