

# استفاده از پمپ خنک کن الکتریکی در موتورهای احتراق داخلی؛ رویکردی جدید به منظور کاهش زمان دوره گرم شدن اولیه موتور

علی قاسمیان\*

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

پژمان کورانی

کارشناسی ارشد، آزمایشگاه تحقیقاتی شاره‌ها و سازه‌های خودرو، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران، pejman.koorani21@gmail.com

## چکیده

یکی از جنبه‌های مهم در انتقال گرمای موتورهای احتراق داخلی، دوره گذرای گرم شدن اولیه آن می‌باشد. اهمیت گرمایش موتور به خصوص از نظر تولید آلاینده‌ها در این دوره همواره مورد توجه محققان قرار گرفته است. در این پژوهش استفاده از مفهوم پمپ خنک‌کن الکتریکی در مدار خنک کاری به عنوان یک راه‌حل برای کاهش زمان گرمایش موتور مورد مطالعه و بررسی قرار می‌گیرد. در مطالعه پیش رو، ابتدا عملکرد ترمودینامیکی یک موتور احتراق داخلی در نرم‌افزار GT-SUITE شبیه‌سازی شده و سپس با مدار خنک کاری شبیه‌سازی شده در همین نرم‌افزار کوپل می‌گردد. پس از مقایسه برخی از نتایج شبیه‌سازی با نتایج آزمایشگاهی موتور مورد نظر و صحت‌گذاری، تأثیرات استفاده از پمپ خنک‌کن الکتریکی در رفتار دمایی قطعات مختلف موتور در زمان گرم شدن اولیه موتور مورد بررسی قرار می‌گیرد. نتایج حاکی از آن است که در دوره ابتدایی کارکرد موتور می‌توان با مدیریت جریان خنک‌کننده ورودی به موتور موجبات گرمایش سریع‌تر قطعات و در نتیجه کاهش زمان گرمایش را فراهم نمود. **واژه‌های کلیدی:** موتور احتراق داخلی، خنک کاری، انتقال گرما، پمپ خنک‌کن الکتریکی، گرم شدن اولیه، کاهش زمان گرم شدن.

## Utilizing Electrical Water Pump in Internal Combustion Engines; a New Approach to Reduce Warm-up Period

A. Qasemian

Automotive Fluids and Structures Analysis Laboratory, School of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

P. Koorani

Automotive Fluids and Structures Analysis Laboratory, School of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

## Abstract

One of the important aspect of internal combustion engines (ICEs) heat transfer is their warm up period. The importance of engine warm up period, especially in terms of emissions production, has always been of interest to researchers. In this study, the concept of using electric water pump in cooling circuit as a solution for reducing this period is investigated. In the present study, the thermodynamic performance of an ICE is first simulated in the GT-SUITE software and then coupled to the simulated cooling circuit of engine in the same software. After comparing the experimental and numerical results of the engine and validation, the effect of using an electric water pump on the thermal behavior of different engine components during engine warm-up period is observed. The results show that in the early stages of engine operation, it's possible to manage the coolant flow rate in order to provide faster heating of the engine components which in turn leads to decreasing of the warm up period.

**Keywords:** Internal combustion engine, Cooling, Heat transfer, Electrical water pump, Warm up period, Warm up reduction.

## ۱- مقدمه

هیدروکربن نسوخته و مونواکسید کربن خروجی از خودروها در استاندارد های آلودگی مربوط به عملکرد خودروها در شرایط گرم شدن اولیه موتور (warm up) می‌باشد. طی دوره گرم شدن موتور، علاوه بر آلاینده‌گی خروجی، توان خروجی و مصرف سوخت موتور نیز در شرایط نامطلوبی قرار دارد. یکی از مهم‌ترین دلایل بالا بودن آلاینده‌ها در شرایط راه‌اندازی سرد و گرم شدن موتور مربوط به عدم گردش درست آب در آن شرایط است.

در مدار خنک کاری هوشمند در واقع بجای پمپ خنک‌کن مکانیکی که همواره با موتور گردش کند، پمپ خنک‌کنی استفاده شده است که به صورت برقی و هوشمند عمل می‌کند. در این نوع از سیستم، اتصال موتور با پمپ خنک‌کن قطع می‌باشد و پمپ خنک‌کن با فرمانی که از واحد کنترل خود می‌گیرد در زمان‌های مختلف با دور بهینه گردش می‌کند. در این نوع از مدارهای خنک کاری علاوه بر پمپ

امروزه وجود خودروها در سیستم حمل‌ونقل شهری و بین شهری یکی از ملزومات زندگی بشر شده است. به صورتی که یکی از شاخص‌های توسعه‌یافتگی در کشورها میزان تولید و مصرف این وسایط نقلیه می‌باشد. آلاینده‌های شناخته‌شده در موتورهای احتراق داخلی، هیدروکربن‌های نسوخته، مونواکسید کربن، اکسیدهای نیتروژن، دی‌اکسید سولفور و ذرات ریز می‌باشند.

در سال‌های اخیر تحقیقات فراوانی بر روی عملکرد موتورهای در شرایط گرمایش موتور شده است که بیش‌ترین پژوهش‌ها روی کاهش اندازه رادیاتور [۱]، آلاینده‌های خروجی [۲]، [۳] و مصرف سوخت [۴]-[۷] موتورها در این شرایط انجام شده است. نتایج پژوهش‌های انجام شده حاکی از آن است که قسمت قابل‌توجهی از آلاینده‌های

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

خنک‌کن الکتریکی، امکان جایگزینی برخی دیگر از قطعات مانند ترموستات الکتریکی با نسخه‌های مکانیکی وجود دارد. همچنین یک واحد کنترل الکترونیکی نیز به مدار اضافه می‌گردد که وظیفه کنترل اجزای مختلف مدار خنک کاری را بر عهده دارد. از مزایای سیستم خنک کاری هوشمند می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

- کاهش زمان گرمایش موتور و در نتیجه آن کاهش چشمگیر آلایندگی.
- کاهش مصرف سوخت به دلیل کاهش سایز مدار خنک کاری و عدم وجود قطعاتی مانند تسمه، پولی و... [۸] و [۹]
- افزایش راندمان گرمایی ترمزی به دلیل حذف پمپ خنک‌کن به عنوان یکی از مصرف‌کننده‌های اضافی [۸] و [۹]
- عدم نیاز به در نظر گرفتن شرایط بحرانی گرمایی در دوره‌های پایین در زمان طراحی به دلیل متغیر بودن سرعت پمپ خنک‌کن و به تبع آن کاهش اندازه رادیاتور (بیشتر از ۲۷٪) و مدار خنک کاری [۱].
- عملکرد بهتر سیستم تهویه مطبوع برای تأمین گرمایش کابین در زمان شروع به کار موتور
- کنترل دقیق‌تر دمای مایع خنک کاری [۵] و [۱۰]
- امکان فعال بودن مدار خنک کاری حتی بعد از خاموش شدن موتور [۱۱]

البته این سیستم مانند هر سیستم دیگری در کنار مزایای فراوانی که دارد دارای معایبی از جمله بالا بودن ولتاژ کاری پمپ خنک‌کن‌های الکتریکی [۱۲] و پیچیده‌تر شدن سیستم الکترونیکی و واحد کنترل الکترونیک خودرو است که با توجه به حرکت سریع و فراگیر خودروها به سمت الکتریکی شدن مانع جدی‌ای برای توسعه این سیستم‌ها به حساب نمی‌آید. در ادامه به بررسی فعالیت‌های انجام گرفته در این حوزه پرداخته شده است.

چوی و همکاران در سال ۲۰۰۹ [۱۳] تحقیقی بر روی اثر خنک کاری جدید بر آلایندگی در موتور دیزل انجام داده‌اند. در این تحقیق یک موتور دیزل ۲/۷ لیتری در دوره راندگی NEDC همراه با ترموستات الکتریکی و پمپ خنک‌کن الکتریکی BLDC مورد آزمایش قرار داده شد. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که در وضعیت نیم بار موتور، آلاینده‌های HC و CO به ترتیب ۱۰٪ و ۴٪ کاهش می‌یابد.

قاسمیان و جزایری در سال ۲۰۰۹ [۱۴] به بررسی کاهش زمان دوره گرم شدن در موتور احتراق داخلی از طریق پیش گرمایش اجزای موتور پرداخته‌اند. آن‌ها در این تحقیق به مدل‌سازی انتقال گرمای اجزای مختلف موتور به روش ظرفیت فشرده در نرم‌افزار MATLAB پرداخته‌اند. در نهایت پس از صحت‌گذاری با نتایج تجربی، آن‌ها به این نتیجه دست یافتند که پیش گرمایش سیال خنک‌کننده نسبت به پیش گرمایش اجزای موتور، مدت زمان گرم شدن را در موتور احتراق داخلی سریع‌تر از راهکارهای دیگر کاهش می‌دهد.

از دیگر کارهای انجام‌شده در سال ۲۰۱۵ می‌توان به مقاله وانگ و وارگنر [۷] اشاره کرد. آن‌ها در یک کار کاملاً تجربی اثر هر یک از

اجزای سه‌گانه سیستم خنک کاری هوشمند به نام‌های ترموستات هوشمند، پمپ سرعت متغیر و فن رادیاتور سرعت متغیر را روی بازدهی گرمایی و دمای کارکردی موتور مورد بررسی قرار دادند. در این تحقیق با انجام ۶ آزمایش گوناگون، آن‌ها دریافتند که ترموستات هوشمند بیش‌ترین تأثیر را روی دمای موتور داشته و همچنین مصرف سوخت را بین ۳٪ الی ۵٪ کاهش می‌دهد.

ژو و همکاران در سال ۲۰۱۵ [۱۵] به بررسی مدل عددی و استراتژی کنترل برای سیستم مدیریت گرمای پیشرفته پرداختند. آن‌ها در این پژوهش یک مدل پیشرفته مدیریت گرمای مدار خنک کاری که شامل پمپ خنک‌کن الکتریکی، ترموستات هوشمند و فن الکتریکی می‌باشد را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها در نهایت نتیجه‌گیری کردند، توانی که توسط سیستم مدیریت گرمای پیشرفته نسبت به مدیریت گرمای مکانیکی مصرف می‌شود با ۵۷٪ کاهش مواجه شده است.

محمد و همکاران در سال ۲۰۱۶ [۳] به بررسی اثرات مدار خنک کاری فعال روی آلاینده‌های خروجی از موتور پرداختند. آن‌ها آزمایش تجربی روی موتور بنزینی نیسان با مدار خنک کاری مکانیکی انجام دادند و نتایج شبیه‌سازی را با نتایج تجربی تطبیق دادند. در این کار در نهایت یک مدار خنک کاری هوشمند مدل‌سازی شد و جایگزین مدار خنک کاری مکانیکی گردید. در این مطالعه گزارش شد که در نتیجه هوشمند سازی مدار خنک کاری، میزان CO<sub>2</sub> و همچنین آلاینده‌های CO و HC به ترتیب ۱۱٪، ۱۳/۵٪ و ۸/۴٪ کاهش پیدا کردند.

در طول دوره گرم شدن موتور به دلایلی که در بالا ذکر شد افزایش سریع دمای موتور از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. یکی از راه‌هایی که می‌تواند به عنوان یک ایده‌ی جدید برای نیل به این هدف به کار گرفته می‌شود، کاهش دبی پمپ در زمان گرم شدن اولیه موتور می‌باشد. اگرچه این موضوع از طریق سازوکارهایی در پمپ‌های مکانیکی نیز میسر است، اما طبعاً استفاده از یک پمپ الکتریکی برای این منظور بسیار منطقی‌تر به نظر می‌رسد. در پژوهش‌های پیشین نحوه تأثیر مدیریت دبی خنک‌کننده در دقایق ابتدایی عملکرد موتور بر روی رفتار دمایی قطعات و میزان تأثیر دبی خنک‌کن بر کاهش زمان گرم شدن اولیه موتور مورد بررسی قرار نگرفته بود.

در این مقاله، مدل ترمودینامیکی و مدار خنک کاری یک موتور احتراق داخلی SI تک سیلندر در نرم‌افزار GT-SUITE شبیه‌سازی می‌شود. در این مدل، مدار خنک کاری به ماژول موتور کوپل شده و اثرات گرمای تولیدی از موتور که به سیستم خنک کاری منتقل می‌شود در زمان گرم شدن موتور قابل مشاهده و بررسی است. پس از شبیه‌سازی، نتایج به دست آمده با داده‌های تجربی موتور هم از منظر ترمودینامیکی و هم از منظر مدار خنک کاری مقایسه گردید. پس از اطمینان از نتایج شبیه‌سازی، تأثیر دبی‌های مختلف خنک‌کننده که متأثر از دور پمپ خنک‌کن هستند، بر نحوه‌ی گرم شدن قطعات موتور و توزیع دما در آن‌ها در زمان گرمایش موتور بررسی می‌گردد. این قطعات شامل قطعات اصلی از جمله سر سیلندر، بلوک سیلندر و پیستون می‌باشد. دمای قطعات مذکور در چند نقطه زمانی مشخص تا رسیدن موتور به دمای حالت پایا به صورت نمودارهای مجزایی استخراج می‌گردد که به خوبی اثرات دبی بر رفتار گرمای قطعات در دوره گرم شدن موتور (warm up) را نشان می‌دهد.

## ۲- روش حل

### ۲-۱- مشخصات موتور

موتور مورد استفاده در این مقاله موتور تک سیلندر بنزینی است که هر کدام از سیلندرها دارای یک سوپاپ ورودی و یک سوپاپ خروجی می باشد. مشخصات فنی موتور در جدول زیر نشان داده شده است.

جدول ۱- مشخصات موتور احتراق داخلی

۸۲	قطر سیلندر
۵۵	کورس پیستون (mm)
۱۵۲	طول شاتون (mm)
۸/۹: ۱	نسبت تراکم
۱	تعداد سیلندر
جرقه با شمع	نوع احتراق
۴ زمانه	تعداد زمانه
۱	تعداد سوپاپ در هر سیلندر
۸۲	قطر سیلندر (mm)
۵۵	کورس پیستون (mm)

اساس کار نرم افزار GT-SUITE استفاده از مدل های صفر بعدی و در صورت لزوم یک بعدی برای حل معادلات مربوط به هر بخش است.

### ۲-۲- معادلات حاکم

کار پیش رو از سه بخش اصلی برای شبیه سازی تشکیل شده است. یک بخش با معادلات سیالاتی و جریان های دخیل در امر خنک کاری اعم از پمپ، لوله ها و پروانه خنک کاری سر و کار دارد؛ بخش دیگر به معادلات انرژی و ترمودینامیکی و انتقال گرما در داخل محفظه احتراق سر و کار دارد و بخش دیگر با معادلات انتقال گرما در مسیر جریان خنک کننده اعم از انتقال گرمای دیواره به سیال و انتقال گرما در رادیاتور و ...

### ۲-۲-۱- معادلات محفظه احتراق موتور

برای شبیه سازی بخش ترمودینامیکی موتور، معادله دیفرانسیل انرژی سیستم بسته ترمودینامیکی به ازای گام های مشخص از زاویه لنگ موتور حل می شود. نمودار P-θ یکی از مهم ترین خروجی های شبیه سازی ترمودینامیکی موتور است که توسط معادله دیفرانسیل داده شده در رابطه (۱) حل شده و به دست می آید [۱۶].

$$\frac{dP}{d\theta} = -\gamma \frac{P}{V} \frac{dV}{d\theta} + \frac{\gamma - 1}{V} \left( \frac{dq_{cycle}}{d\theta} - \frac{dq_w}{d\theta} \right) \quad (1)$$

در این معادله عبارات  $\frac{dq_w}{d\theta}$  و  $\frac{dx_b}{d\theta} \frac{dV}{d\theta}$  از طریق زیر مدل های هندسه، احتراق و انتقال گرما به دست می آیند. زیر مدل های مذکور در ادامه توضیح داده شده اند.

حجم سیلندر در هر لحظه از طریق معادله (۲) به دست می آید.

$$V(\theta) = \frac{V_d}{r-1} + \frac{V_d}{2} \left[ R + 1 - \cos \theta - (R^2 - \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}} \right] \quad (2)$$

در معادله بالا،  $V_d$  حجم جابه جایی و  $r$  نسبت تراکم است. پارامتر R نیز به شکل زیر تعریف می شود:

$$R = \frac{l}{a}$$

که در این رابطه l طول شاتون و a شعاع لنگ است.

با استفاده از رابطه (۲) تغییرات حجم بر حسب زاویه لنگ با توجه

به رابطه (۳) بدست می آید.

$$\frac{dV(\theta)}{d\theta} = \frac{V_d}{2} \sin \theta \left[ 1 + \cos \theta (R^2 - \sin^2 \theta)^{-\frac{1}{2}} \right] \quad (3)$$

برای شبیه سازی احتراق از تابع Wiebe که با معادله (۴) بیان شده است استفاده می شود. در این رابطه کسر جرمی سوخت محترق شده است.

$$x_b = 1 - \exp \left[ -n \left( \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (4)$$

در این معادله n و m دو پارامتری هستند که برای کالیبره کردن مدل احتراقی با نتایج تجربی مورد استفاده قرار می گیرند.  $\theta_0$  زمان شروع احتراق و  $\Delta\theta$  مدت زمان احتراق است. با استفاده از  $x_b$  میتوان نرخ گرمای آزاد شده در داخل محفظه احتراق را با استفاده از رابطه (۵) بیان کرد.

$$\frac{dq_{cycle}}{d\theta} = Q_{in} \frac{dx_b}{d\theta} = n a \frac{Q_{in}}{\theta_d} (1 - x_b) \left( \frac{\theta - \theta_s}{\theta_d} \right)^{n-1} \quad (5)$$

مهم ترین پارامتری که در شبیه سازی انتقال گرمای داخل محفظه احتراق دخیل است، ضریب انتقال گرمای دیواره است. مدلی که در قریب به اتفاق موتورهای SI مورد استفاده محققین قرار می گیرد مدل Woschni است. در این کار نیز از این مدل که با معادله (۶) نشان داده می شود استفاده شده است.

$$h = 0.01298B^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.55} \omega^{0.8} \quad (6)$$

در این رابطه B قطر سیلندر، T دما بر حسب کلون و P فشار بر حسب کیلو پاسکال است. با استفاده از ضریب انتقال گرمای دیواره، مقدار  $\frac{dq_w}{d\theta}$  که در معادله (۱) آورده شده است از طریق معادله (۶) حاصل می شود.

$$\frac{dq_w}{d\theta} = \frac{h \times A_w \times (T_g - T_w)}{6N} \quad (7)$$

در این رابطه  $A_w$  مساحت دیواره محفظه احتراق، و N دور موتور بر حسب rpm است. در فرآیندهای حاکم بر چرخه کاری موتورهای احتراق داخلی، به خصوص فرآیندهای تراکم و انبساط، سرعت گاز داخل محفظه لزوماً با سرعت پیستون یکسان نیست. سرعت متوسط گاز داخل سیلندر،  $\omega$  از طریق معادله (۸) استخراج می گردد.

$$\omega = \left[ C_1 \bar{S}_P + C_2 \frac{V_d T_r}{P_r V_r} (P - P_m) \right] \quad (8)$$

میزان مقادیر  $C_1$  و  $C_2$  در این معادله به سرعت موتور و چرخش گاز داخل سیلندر (swirl) بستگی دارد و در مراجع مربوطه داده شده است [۱۷].

### ۲-۲-۲- انتقال گرما در راهگاه خنک کاری

در اینجا نیز مانند آنچه قبلاً گفته شد مهمترین موضوع یافتن ضریب انتقال گرما h است. این ضریب برای هندسه های مختلف و شرایط کاری مختلف متفاوت است. بسته به هندسه و شرایط حاکم بر جریان عدد بی بعد ناسلت برای هر حالت تعیین شده و سپس از طریق رابطه (۹) ضریب انتقال گرما بدست می آید [۱۸].

$$h = \frac{Nu \cdot k}{d_h} \quad (9)$$

در این رابطه k رسانایی گرمایی سیال و  $d_h$  قطر هیدرولیکی است. یکی از معروف ترین و کاربردی ترین روابط برای یافتن عدد ناسلت در جریانهای داخلی رابطه نیلسنکی است که با رابطه (۱۰) بدست می آید [۱۸].

$$Nu = \frac{Re_D Pr \left(\frac{f}{8}\right)}{1.07 + \left(12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}\right) \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (10)$$

$Re > 3000, 0.5 < Pr < 2000$

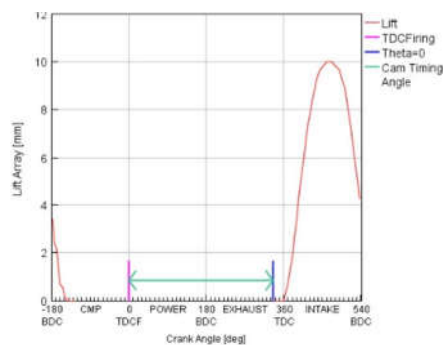
در این رابطه  $f$  زبری سطح کانال است.

مبادله‌کن گرمایی استفاده شده جهت مدلسازی در این کار، مبادله‌کن مرسوم در خودروها یعنی مبادله‌کن‌های لوله-پره کرکره‌ای (louvered fin and tube) می‌باشد. با توجه به تفصیلی بودن معادلات جریان و انتقال گرما در مبادله‌کن‌های گرمایی، جهت اجتناب از اطاله کلام در این مقاله، از پرداختن به آنها خودداری می‌گردد و تنها به ذکر این نکته بسنده می‌گردد که روش حل معادلات مربوط به این نوع مبدل در نرم افزار، روش  $NTU - \varepsilon$  می‌باشد.

### ۲-۳- مدل‌سازی در نرم‌افزار

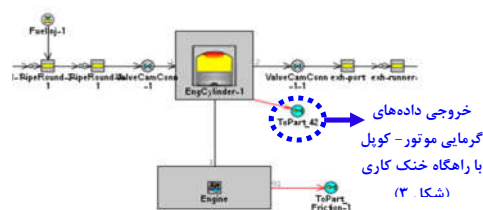
مدل نرم‌افزاری استفاده شده در این مقاله برای رسیدن به یک شبیه‌سازی مناسب از سه بخش اصلی تشکیل می‌شود: بخش ترمودینامیکی و احتراقی موتور، بخش مجاری خنک کاری داخل موتور و بخش مدار خنک کاری بیرون از موتور.

در بخش شبیه‌سازی ترمودینامیکی موتور، اجزای لازم مانند منیفولد‌های دود و هوا، انژکتور، سوپاپ‌های ورودی و خروجی، سیلندر و... با جزئیات لازم به همراه فرآیندهای موجود مانند پاشش و احتراق و... در نرم‌افزار شبیه‌سازی گردید تا پیش‌بینی دقیقی از عملکرد ترمودینامیکی موتور حاصل گردد. برای نمونه، شکل (۱) نمودار برخاستن سوپاپ هوا را به عنوان یکی از ورودی‌های لازم برای شبیه‌سازی نشان می‌دهد.



شکل ۱- نمودار برخاستن سوپاپ هوا بر حسب زاویه میل‌لنگ

پس از شبیه‌سازی یکپارک اجزا و فرآیندها، مدل ترمودینامیکی موتور که در شکل (۲) نشان داده شده است حاصل می‌گردد.



شکل ۲- بخشی از مدل ترمودینامیکی موتور در نرم‌افزار

برای مدل‌سازی خنک‌کاری در نرم‌افزار GT SUITE بخش‌های مختلف مدار به صورت جداگانه شبیه‌سازی شده و پس از اتصال به یکدیگر یک مدار کامل خنک کاری را شکل می‌دهند. بعنوان مثال همانطور که در شکل ۲ نشان داده شده است یک خروجی از مدل موتور گرفته شده است تا با مدار خنک‌کاری اطراف محفظه احتراق (water jacket) کوپل شود و اطلاعات گرمای لازم را برای آن مدل (که در شکل ۳ نشان داده شده است) تامین نماید. مدار خنک کاری از بخش‌های مختلفی مانند مجاری خنک کاری داخل موتور، رادیاتور، لوله‌ها و اتصالات، ترموستات، پمپ آب و راهگاه‌های اطراف سیلندر تشکیل شده است.

یکی از بخش‌های بسیار مهم در این شبیه‌سازی که ارتباط بین موتور و سیستم خنک کاری را برقرار می‌سازد مجاری خنک کاری داخل موتور و اطراف محفظه احتراق است. این قسمت در حقیقت با استفاده از مایع خنک کاری که در آن جریان دارد، گرمای اتلافی ناشی از محفظه احتراق را به سمت رادیاتور برده و عمل خنک‌کاری از طریق مبادله گرما در رادیاتور صورت می‌گیرد. شکل ۳ مدل شبیه‌سازی مجاری مایع خنک‌کاری اطراف محفظه احتراق را نشان می‌دهد. این مدل برخی از ورودی‌های خود را از گرمای آزاد شده در موتور می‌گیرد. بنابراین باید با مدل ترمودینامیکی موتور که احتراق، آزادسازی انرژی در محفظه احتراق و انتقال گرمای درون محفظه احتراق را شبیه‌سازی میکند کوپل شود. این موضوع در شکل ۳ نشان داده شده است. در داخل سیلندر و سر سیلندر را نشان می‌دهد. یکی از مهم‌ترین بخش‌های مدل‌سازی در این قسمت، مدل‌سازی مجموعه مبدل گرمایی رادیاتور است. نرم‌افزار GT SUITE برای این موضوع، رادیاتور را در دو بخش مدار مایع خنک‌کن و مدار هوا مدل‌سازی می‌کند. مدل‌سازی مبدل در بخش مایع خنک‌کن در نرم‌افزار Master و در بخش هوا Slave نامیده می‌شود. در این کار سعی شد تا با استخراج دقیق مشخصات شبیه‌سازی رادیاتور و به‌کارگیری آن در ماژول‌های مربوطه، بیش‌ترین تطابق با نتایج تجربی حاصل شود. در مورد قطعاتی مانند ترموستات، با توجه به عدم وجود اطلاعات دقیق نمودار باز و بسته شدن و شکل هیستریزس آن از یک سو و عدم تأثیر قابل‌توجه آن بر روی موضوع این مطالعه، از الگوی موجود در خود نرم‌افزار استفاده شد. شکل‌های ۴ و ۵ مدار خنک‌کاری سمت مایع و مدار خنک‌کاری سمت هوا را نشان می‌دهد.

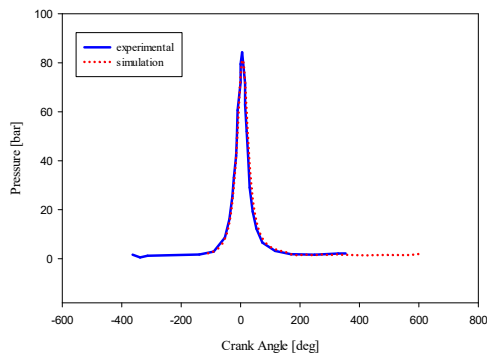
صحت عملکرد مدار خنک کاری مورد بررسی قرار می‌گیرد. به دلیل اینکه موتور به عنوان منبع گرمایی برای مدار خنک کاری از اهمیت زیادی برخوردار است، در این قسمت به صحنه‌گذاری فشار موتور پرداخته شده است تا این اطمینان حاصل شود که گرمای داده شده به مدار خنک کاری درست و مطابق واقعیت باشد. شرایط ورودی برای مدل، مطابق شرایط ورودی ذکر شده در جدول زیر می‌باشد.

جدول ۲- شرایط ورودی برای صحنه‌گذاری مدل

دور موتور (RPM)	۸۵۰
فشار ورودی (bar)	۱
دمای ورودی (K)	۲۹۸
دبی سوخت پاشیده شده (g/s)	۱
پالس پاشش سوخت (ms)	۷
نوع سوخت پاشیده شده	ایزواکتان

پس از اجرای مدل شبیه‌سازی شده در نرم‌افزار، نمودار تغییرات فشار بر حسب زاویه لنگ استخراج شده است. همان‌گونه که در شکل ۶ نشان داده شده است، با مقایسه نمودار فشار بر حسب زاویه لنگ تجربی با نمودار حاصل از مدل شبیه‌سازی شده در نرم‌افزار GT-Power می‌توان دریافت که نتیجه مدل شبیه‌سازی شده با مدل تجربی سازگاری خوبی دارد.

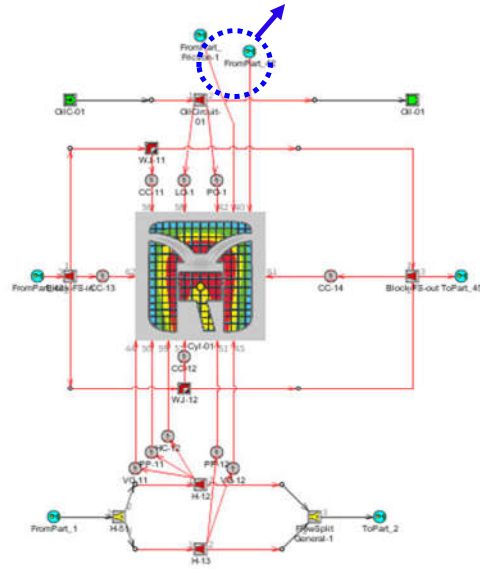
گفتنی است داده‌های تجربی این موتور، در راستای یک پروژه صنعتی و حاصل انجام آزمایشاتی در بخش موتورهای احتراق داخلی است.



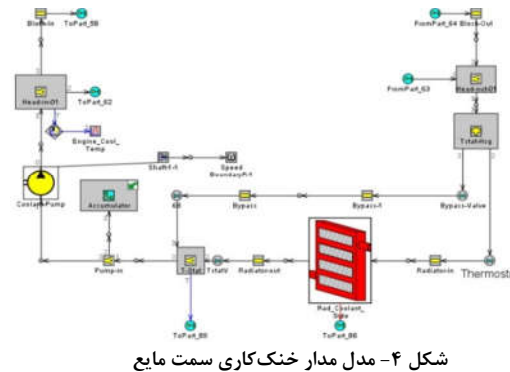
شکل ۶- نمودار فشار موتور بر حسب درجه میل لنگ

بعد از صحنه‌گذاری موتور، به صحنه‌گذاری مدار خنک کاری پرداخته می‌شود. برای این منظور دمای خنک‌کننده در خروجی موتور اندازه‌گیری می‌شود. سپس دمای خنک‌کننده در همان موقعیت با استفاده از شبیه‌سازی استخراج شده و با دمای آزمایشگاهی مقایسه می‌گردد. همان‌طور که از شکل ۷ مشخص است، نمودارهای استخراج شده از شبیه‌سازی و تجربی از روند منطقی و قابل قبولی برخوردار است. شایان‌ذکر است که دور پمپ خنک‌کن ۸۵۰ دور بر دقیقه می‌باشد.

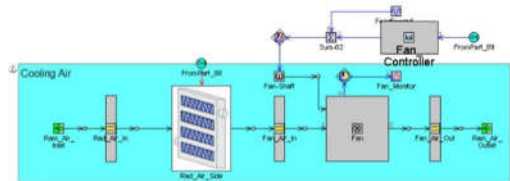
ورودی داده‌های گرمایی موتور - کویل با راهگاه خنک کاری (شکل ۲)



شکل ۳- مجاری خنک کاری داخل موتور



شکل ۴- مدل مدار خنک کاری سمت مایع



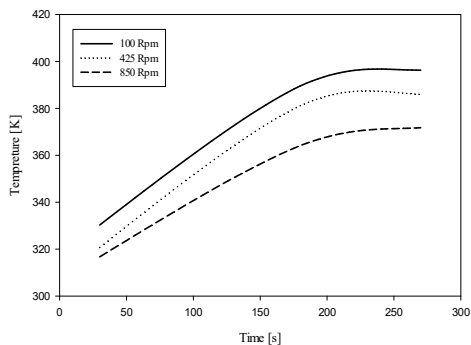
شکل ۵- مدل مدار خنک کاری سمت هوا

مدل‌های شبیه‌سازی شده مربوطه به هر بخش در نرم‌افزار، سپس با یکدیگر جفت شده (couple) و مدل یکپارچه‌ای را تشکیل می‌دهند که می‌تواند اثرات احتراق و گرماهای اتلافی از موتور را بر روی سیستم خنک کاری، شبیه‌سازی نماید.

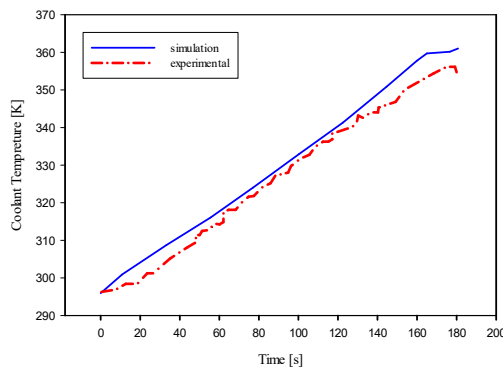
### ۳- نتایج

#### ۳-۱- صحنه‌گذاری

در این بخش به صحنه‌گذاری مدل موردنظر پرداخته می‌شود. در قسمت اول صحت عملکرد ترمودینامیکی مدل و پس از



شکل ۸- روند افزایش بیشینه دمای سرسیلندر در دورهای ۱۰۰، ۴۲۵ و ۸۵۰ دور بر دقیقه پمپ خنک‌کن

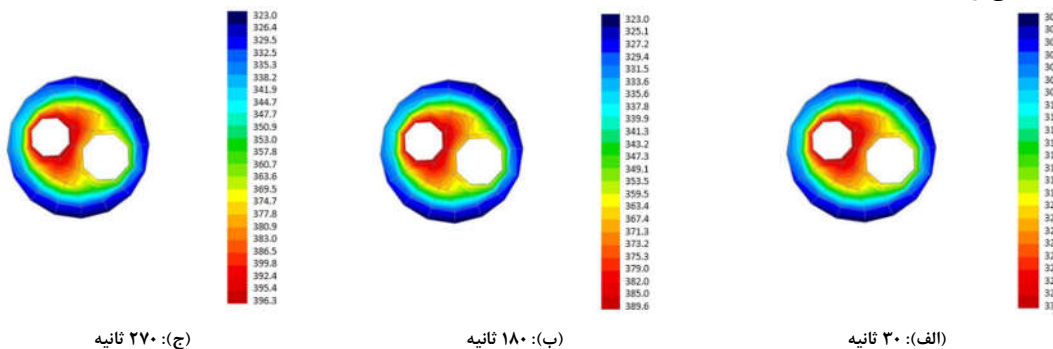


شکل ۷- رفتار دمایی مایع خنک‌کن

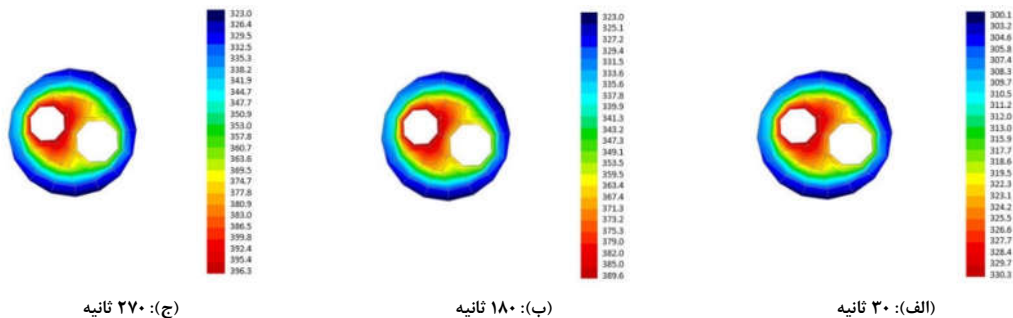
### ۲-۳- نتایج و بحث

نرم‌افزار GT-SUITE نرم‌افزاری است که بر اساس معادلات صفر بعدی و یک‌بعدی معادلات خود را ترتیب داده و عمل می‌کند. یکی از قابلیت‌هایی که در نسخه اخیر این نرم‌افزار ظاهر شده است تهیه کانتورهای سه‌بعدی در برخی از قسمت‌های موتور یا خودرو است. اساس این کار نیز بدین صورت است که در واقع در بخش‌هایی که امکان این کار معطوف به اندازه‌هایی که به آن داده شده است وجود دارد، نرم‌افزار هندسه ساده‌ای از آن قطعه یا بخش را به شکل مجموعه‌ای از نقاط در کنار یکدیگر در نظر گرفته و معادلات هر نقطه را با استفاده از ارتباط آن نقطه با نقاط مجاور خود به صورت یک‌بعدی حل می‌کند و سپس نتایج حاصله را در کنار یکدیگر به صورت یک کانتور سه‌بعدی نمایش می‌دهد. در مطالعه حاضر، تلاش شده است تا از این قابلیت نرم‌افزار در راستای نمایش هر چه بهتر هدف این مقاله بهره گرفته شود. شکل ۸ نشان‌دهنده روند افزایش بیشینه دما در سرسیلندر در دورهای ۱۰۰، ۴۲۵ و ۸۵۰ دور بر دقیقه پمپ خنک‌کن می‌باشد. نمودار تا زمان ۱۸۰ ثانیه از شیب بالایی برخوردار است و از آن به بعد از روند افزایشی شیب نمودار کاسته شده و به تدریج روند پایا شدن دما مشاهده می‌گردد.

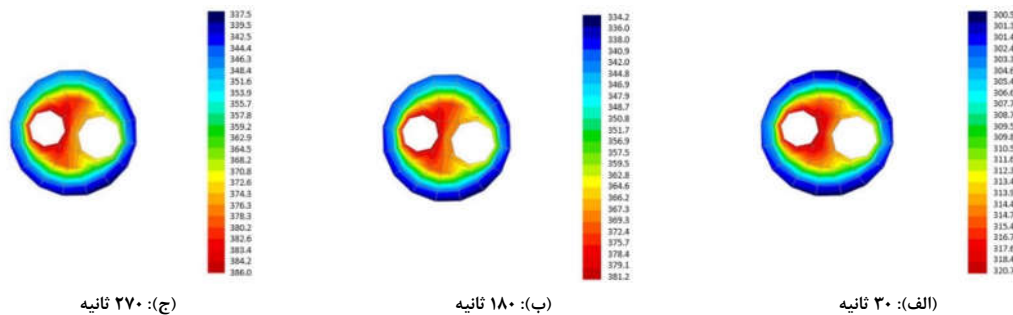
در شکل‌های ۹ تا ۱۱، کانتورهای توزیع دما (بر حسب کلونین) در سرسیلندر در زمان‌های ۳۰، ۱۸۰ و ۲۷۰ ثانیه و دورهای ۱۰۰، ۴۲۵ و ۸۵۰ دور بر دقیقه پمپ خنک‌کن نشان داده شده است. با توجه به کانتورها مشخص است که هر چقدر سرعت خنک‌کننده پایین‌تر باشد دمای قطعات بیشتر است. این موضوع نشان می‌دهد که می‌توان با کنترل سرعت خنک‌کننده زمان گرم شدن اولیه موتور را کاهش داد. البته باید توجه کرد که چون دبی در طول زمان شبیه‌سازی تغییر نکرده است، قطعات در اثر کاهش دبی دماهای بالاتری را نسبت به حالت معمولی و طراحی تجربه می‌کنند. این موضوع را بایستی با کنترل دبی پس از رسیدن به دمای طراحی کنترل کرد. بدین معنی که مثلاً وقتی دور پمپ خنک‌کن در دوره اولیه گرم شدن موتور ۱۰۰ دور بر دقیقه است، پس از اینکه دمای قطعات حساس -در زمان کوتاه‌تری- به دمای طراحی خود نزدیک شده‌اند بایستی دور پمپ خنک‌کن را به دور معمولی خود برگرداند تا بتواند آن قطعه را در آن دما نگه دارد.



شکل ۹- کانتور دمایی سر سیلندر در زمان‌های ۳۰، ۱۸۰ و ۲۷۰ ثانیه و دور ۱۰۰ دور بر دقیقه پمپ خنک‌کن



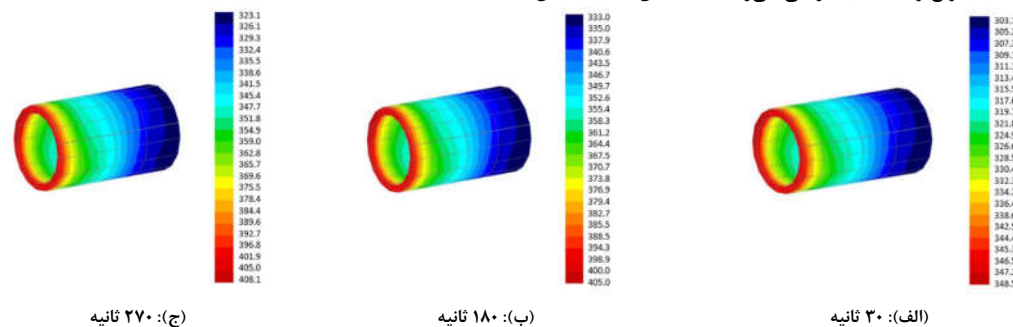
شکل ۱۰- کانتور دمایی سر سیلندر در زمان‌های ۳۰، ۱۸۰ و ۲۷۰ ثانیه و دور ۴۲۵ دور بر دقیقه پمپ خنک‌کن



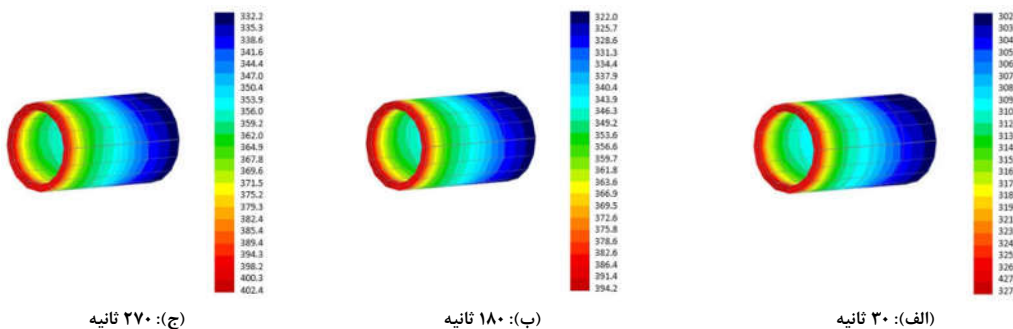
شکل ۱۱- کانتور دمایی سر سیلندر در زمان‌های ۳۰، ۱۸۰ و ۲۷۰ ثانیه و دور ۸۵۰ دور بر دقیقه پمپ خنک‌کن

زمان warm up موتور است. نمودار شکل ۱۵ نشان‌دهنده روند افزایش بیشینه دما در دیواره‌ی سیلندر در دوره‌های ۱۰۰، ۴۲۵ و ۸۵۰ دور بر دقیقه پمپ خنک‌کن می‌باشد.

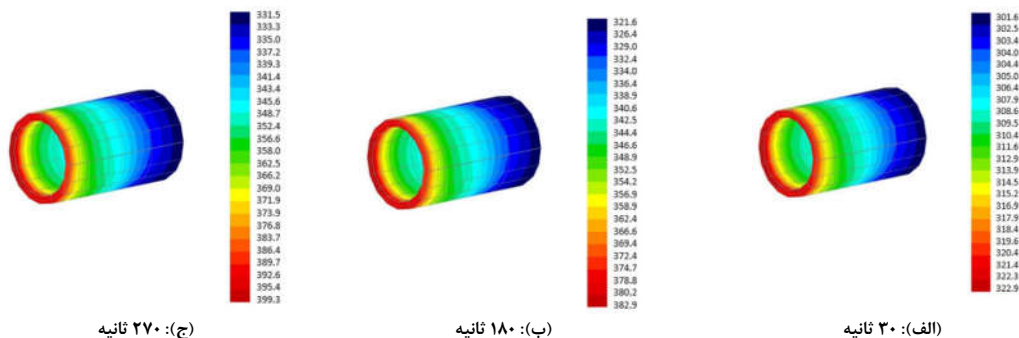
شکل‌های ۱۲ تا ۱۴ کانتورهای توزیع دما (بر حسب کلویین) در سیلندر را در زمان‌های ۳۰، ۱۸۰ و ۲۷۰ ثانیه و دورهای ۱۰۰، ۴۲۵ و ۸۵۰ دور بر دقیقه را نشان می‌دهند. در شکل ۱۵ نشان داده شده است که با کاهش دبی خنک‌کننده، دمای سیلندر مانند آنچه در سرسیلندر رخ می‌دهد، سریع‌تر به دمای طراحی می‌رسند که نشان‌دهنده کاهش



شکل ۱۲- کانتور دمایی سیلندر در زمان‌های ۳۰، ۱۸۰ و ۲۷۰ ثانیه و دور ۱۰۰ دور بر دقیقه پمپ خنک‌کن



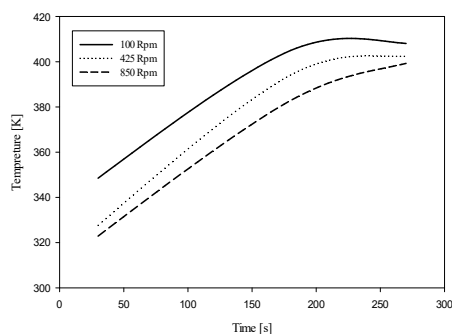
شکل ۱۳- کانتور دمایی سیلندر در زمان‌های ۳۰، ۱۸۰ و ۲۷۰ ثانیه و دور ۴۲۵ دور بر دقیقه پمپ خنک‌کن



شکل ۱۴- کانتور دمایی سیلندر در زمان‌های ۳۰، ۱۸۰، ۲۷۰ ثانیه و دور ۸۵۰ در دقیقه پمپ خنک‌کن

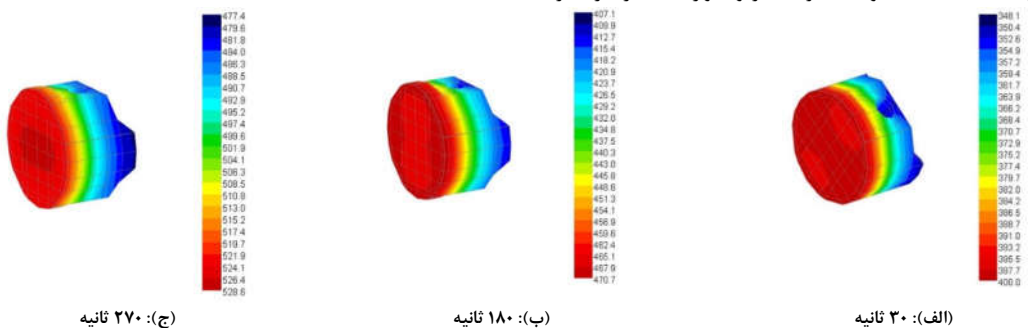
مورد پیستون مشاهده می‌گردد که با کاهش دبی خنک‌کننده و یا همان دور پمپ خنک‌کن، روند پایا شدن بر خلاف سر سیلندر و دیواره سیلندر کمی با تأخیر مواجه است. علت این امر ناشی از آن است که پیستون از یک سو همواره با گازهای داغ حاصل از احتراق در تماس بوده و از سوی دیگر مانند سر سیلندر و دیواره سیلندر به طور مستقیم با مایع خنک‌کننده در ارتباط نیست؛ به همین دلیل تأثیرپذیری پیستون از مایع خنک‌کننده نسبت به سر سیلندر و دیواره سیلندر با کندی صورت می‌پذیرد. از این رو یکی از نکاتی که بایستی در به‌کارگیری روش کاهش دبی خنک‌کن به منظور کاهش زمان warm up در نظر گرفت میزان بالا رفتن دمای پیستون است.

در شکل‌های ۱۶ تا ۱۸ کانتورهای توزیع دما (بر حسب کلین) در پیستون را در زمان‌های ۳۰، ۱۸۰ و ۲۷۰ ثانیه و دورهای ۱۰۰، ۴۲۵ و ۸۵۰ دور بر دقیقه نشان می‌دهند.

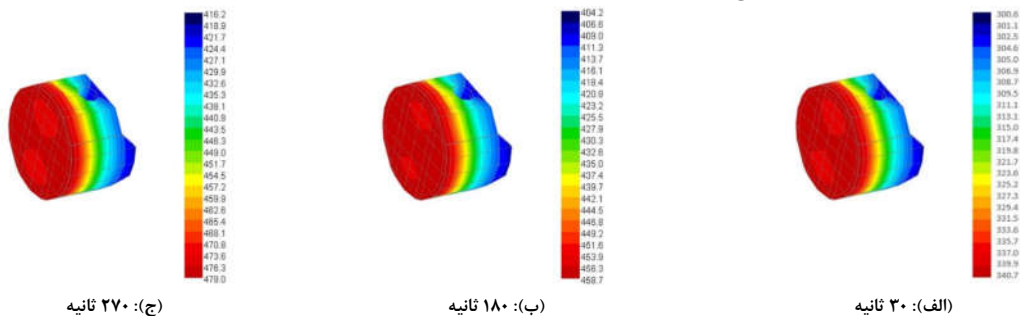


شکل ۱۵- روند افزایش بیشینه دمای سیلندر در دورهای ۱۰۰، ۴۲۵ و ۸۵۰ دور بر دقیقه پمپ خنک‌کن

در اینجا نیز روند نسبتاً مشابهی با آنچه در سر سیلندر و دیواره سیلندر وجود داشت دیده می‌شود. البته نمودار روند دمایی پیستون طی دوره warm up تفاوت یک تفاوت با سرسیلندر و دیواره سیلندر دارد. در

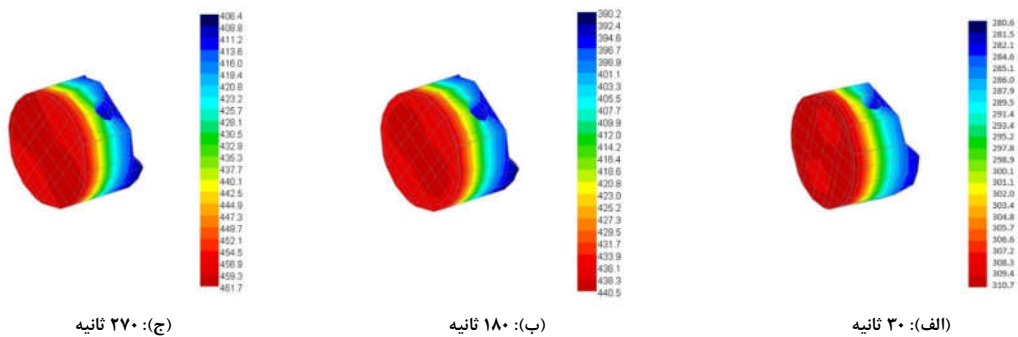


شکل ۱۶- کانتور دمایی پیستون در زمان‌های ۳۰، ۱۸۰ و ۲۷۰ ثانیه و دور ۱۰۰ دور بر دقیقه پمپ خنک‌کن



شکل ۱۷- کانتور دمایی پیستون در زمان‌های ۳۰، ۱۸۰ و ۲۷۰ ثانیه و دور ۴۲۵ دور بر دقیقه پمپ خنک‌کن





شکل ۱۸- کانتور دمایی پیستون در زمان‌های ۳۰، ۱۸۰ و ۲۷۰ ثانیه و دور ۸۵۰ دور بر دقیقه پمپ خنک‌کن

زمانی وجود دارد.

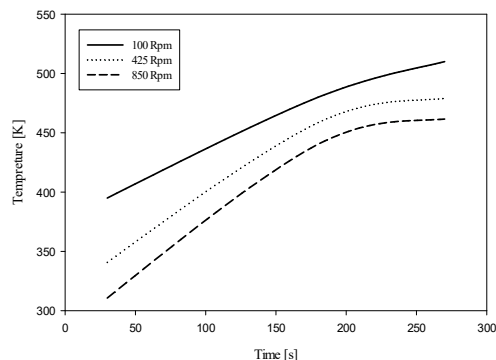
همان‌گونه که پیش از این نیز عنوان شد استفاده از یک دبی ثابت پایین برای کاهش warm up به هیچ‌وجه منطقی نیست و این کار باید در زمان‌های ابتدایی صورت پذیرد و پس‌ازاینکه قطعه موردنظر به دمای طراحی خود نزدیک شد، دبی خنک‌کننده باید به دبی معمول و طراحی خود برگردد. درواقع هدف اصلی این شبیه‌سازی‌ها نیز کمک به تخمین این زمان‌ها و کنترل هر چه بهتر دبی خنک‌کننده برای نیل به هدف کاهش زمان گرم شدن اولیه موتور است.

#### ۴- نتیجه‌گیری

در این پژوهش استفاده از مفهوم پمپ خنک‌کن الکتریکی در مدار خنک‌کاری به عنوان یک راه‌حل برای کاهش زمان گرمایش یک موتور احتراق داخلی مورد مطالعه و بررسی قرار گرفت. این امر از طریق شبیه‌سازی فرآیند احتراق داخل سیلندر و مدار خنک‌کاری با نرم‌افزار GT-SUITE و کوپل کردن این دو قسمت با یکدیگر انجام شد.

نتایج حاصله از شبیه‌سازی‌ها نشان داد که هرچقدر دور پمپ خنک‌کن در زمان گرمایش موتور زیاد شود، سیال خنک‌کن زودتر به حالت پایا می‌رسد. به عبارتی دیگر سیال زودتر گرم می‌شود و از طرفی دمای قطعات موتور دیرتر گرم می‌شود و برعکس هرچقدر دور پمپ خنک‌کن در زمان گرمایش موتور کم شود، سیال خنک‌کن دیرتر به حالت پایا می‌رسد یا به عبارتی دیگر دیرتر گرم می‌شود و از طرفی دمای قطعات موتور زودتر گرم می‌شود. گفتنی است در حالی که دبی سیال خنک‌کننده کاهش یابد، دمای پایای قطعات افزایش می‌یابد که این امر مستلزم اندیشیدن تمهیدات خاص به منظور جلوگیری از آسیب رسیدن به قطعات است؛ بدین معنی که پس از رسیدن دمای قطعه به دمای پایای طراحی، سرعت جریان خنک‌کننده باید از طریق پمپ الکتریکی مجدداً به دبی طراحی خود برگردد تا از بالا رفتن دمای قطعات ناشی از دبی کم خنک‌کننده جلوگیری شود. این موضوع لزوم کنترل دبی را در این روش کاهش زمان گرم شدن موتور یادآوری می‌نماید. این مفهوم در کنار کنترل نسبتاً ساده‌ای پمپ‌های الکتریکی نسبت به پمپ‌های مکانیکی اشاره به برتری پمپ‌های الکتریکی به پمپ‌های مکانیکی در کاهش زمان گرم شدن موتور دارد.

نموداری که در شکل ۱۹ مشاهده می‌گردد، نشان‌دهنده روند افزایش دما در پیستون در دوره‌های ۱۰۰، ۴۲۵ و ۸۵۰ دور بر دقیقه پمپ خنک‌کن می‌باشد. در این شکل نیز تأثیر کاهش دبی پمپ



شکل ۱۹- روند افزایش دمای پیستون در دوره‌های ۱۰۰، ۴۲۵ و ۸۵۰ دور بر دقیقه پمپ خنک‌کن

دلیل وجود بیشینه دمای مشاهده شده در شکل‌های ۱۱، ۱۵ و ۱۹ وجود قطعه ترموستات در مدار خنک‌کاری است. قطعه ترموستات پس از اینکه دمای خنک‌کننده به مقدار مشخصی رسید، بخشی از مسیر به سمت رادیاتور را باز می‌کند تا خنک‌کننده به سمت رادیاتور رفته و دمای آن کاهش یابد. این کاهش دما در مایع خنک‌کننده تأثیر خود را روی دمای قطعات، هرچند اندک خواهد داشت. بدین معنی که دمای قطعات مختلف موتور در طول دوره عملکرد موتور، پس از رسیدن به حالت پایا یک رفتار موجی با دامنه بسیار کوتاه خواهند داشت. چون این مقاله تنها به رفتار گرمایی طی دوره گرم شدن اولیه می‌پردازد از پرداختن به رفتار گرمایی قطعات طی دوره پایا صرفنظر کرده است. اما در حالت دور پایین پمپ خنک‌کن بدلیل دبی پایین مایع خنک‌کن، قطعات در زمان کوتاه‌تری دوره گرم شدن خود را سپری می‌کنند و سریعتر دماهای بالاتر را تجربه می‌کنند. همان‌گونه که در این شکل‌ها مشاهده می‌گردد، به ازای دوره‌های پایین پمپ و بعبارت دیگر دبی پایین خنک‌کننده، این رفتار نوسانی در حال شکل‌گیری است. این مطلب بخصوص در مقایسه با حالت‌های دور بالای پمپ که دبی مایع خنک‌کن بالاست و دیرتر به دمای پایا می‌رسند مشهود است. یعنی در حالت‌های دور پمپ بالا که منجر به دبی بالا می‌شود هنوز تا رسیدن به حالت پایا و ورود نمودار دمایی قطعه به فاز نوسانی فاصله

## ۵- نمادها

T	دما (K)
P	فشار (kPa)
$\theta$	زاویه میل لنگ
$\gamma$	نسبت گرمای ویژه
$x_b$	کسر جرمی سوخته
$q_w$	تلفات گرمای از دیواره (kW)
V	حجم لحظه‌ای داخل سیلندر (m <sup>3</sup> )
$V_C$	حجم مرده (m <sup>3</sup> )
B	قطر سیلندر (m)
l	طول شاتون (m)
a	شعاع لنگ (m)
s	فاصله گژن پین تا بازوی لنگ (m)
$\theta_0$	زاویه شروع احتراق
h	ضریب انتقال گرما (W/m.K)
$\omega$	سرعت متوسط گاز داخل سیلندر
$A_w$	سطح دیواره (m <sup>2</sup> )
$T_w$	دمای دیواره (K)
$T_g$	دمای دیواره (K)
$\bar{S}_p$	سرعت متوسط پیستون (m/s)
$T_r$	دمای مرجع (K)
$P_r$	فشار مرجع (kPa)
$V_r$	حجم مرجع (m <sup>3</sup> )
$P_{max}$	بیشینه فشار داخل سیلندر (kPa)
$P_m$	فشار موتور گردانی (kPa)
N	دور موتور (rpm)
Nu	عدد بی بعد ناسلت
$d_h$	قطر هیدرولیکی کانال
K	رسانایی گرمایی سیال

## ۶- مراجع

- Behavior. *SAE Technical Paper*, 2015-01-1604, 2015.
- [8] Kluger M., and Harris J., Fuel Economy Benefits of Electric and Hydraulic Off Engine Accessories. *SAE Technical Paper*, 2007-01-0268, 2007.
- [9] Chastain J., Wagner J., and Eberth J., Advanced Engine Cooling – Components , Testing and Observations. *International Federation of Automatic Control*, Vol. 43, No.7, pp. 294-299, 2010.
- [10] Kim K., Choi W., Lee K., and Lee K., Active coolant control strategies in automotive engines. *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 11, No.6, pp. 767–772, 2010.
- [11] Ribiero E., Electric Water Pump for Engine Cooling. *SAE Technical Paper*, 2007-01-2785, 2007.
- [12] Chalgren R., Development and verification of a heavy duty 42/14V electric powertrain cooling system. *SAE Technical Paper*, 2003-01-3416, 2003.
- [13] Choi K, Kim K., and Lee K., Investigation of emission characteristics affected by new cooling system in a diesel engine. *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 23, No.7, pp. 1866–1870, 2009.
- [۱۴] قاسمیان مقدم ع. و جزایری ع. کاهش مدت زمان دوره‌ی گذرای گرم شدن یک موتور احتراق داخلی از طریق پیش گرمایش اجزای موتور. *مجله‌ی علمی پژوهشی تحقیقات موتور*، سال پنجم، ش. ۱۷، ص ۱۵-۲۷، زمستان ۱۳۸۸
- [15] Zhou B., Lan X., Xu X. and Liang X., Numerical model and control strategies for the advanced thermal management system of diesel engine. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 82, pp. 368–379, 2015.
- [16] Ferguson C. R., *Internal combustion engines applied thermosciences*, John Wiley & Sons, New York, 2001.
- [17] Heywood J. B., *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, New York, 1988.
- [18] Incropera F. P., DeWitt D. P., Bergman T. L., Lavine A. S., *Introduction to Heat Transfer*, John Wiley & Sons, New York, 2006.
- [1] Hoon CH., Jung D., Zoran S, Dennis N., Vanderslice J., Bryzik W., Application of Controllable Electric Coolant Pump for Fuel Economy and Cooling Performance Improvement. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 129, No.1, pp. 43–50, 2004.
- [2] Haghight A., Roumi S., Madani N., Bahmanpour D. and Olsen M., An intelligent cooling system and control model for improved engine thermal management. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 128, pp. 253–263, 2018.
- [3] Mohamed E., and Allam E., Effect of Active Cooling Control on Internal Combustion Engine Exhaust Emissions and Instantaneous Performance Enhancement. *British Journal of Applied Science & Technology*, Vol. 12, No.2, pp. 1–16, 2016.
- [4] Cortona E., and Onder C., Engine Thermal Management with Electric Cooling Pump. *SAE Technical Paper*, 2000-01-0965, 2000.
- [5] Shin Y., Kim S., and Kim M., Use of electromagnetic clutch water pumps in vehicle engine cooling systems to reduce fuel consumption. *Energy*, vol. 57, pp. 624–631, 2013.
- [6] Negandhi V., Jung D., and Shutty J., Active Thermal Management with a Dual Mode Coolant Pump. *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.* Vol. 6, No.2, pp. 817-825, 2013.
- [7] Wang T., and Wagner J., A Smart Engine Cooling System - Experimental Study of Integrated Actuator Transient