

مقایسه عملکرد موتور EF7.TC در حالت سوخت گاز و بنزین با استفاده از شبیه‌سازی گرمایی پیستون و محفظه احتراق

جواد قارلقی^{۱*}، امیرحسین کاکایی^{۲**} و علی اصغر فروغی^{۱***}

۱- تهران، صندوق پستی ۱۱۱-۱۳۸۹۵، شرکت ایران خودرو

۲- دانشگاه علم و صنعت ایران، دانشکده مهندسی خودرو

(دریافت: ۱۳۸۹/۲/۱۲، پذیرش: ۱۳۸۹/۸/۱۷)

در این تحقیق ابتدا انتقال گرما در پیستون موتور اشتعال جرقه‌ای محاسبه شده، سپس با تعیین شرایط مرزی گرمایی به بررسی عملکرد موتور در دو حالت سوخت گاز و بنزین پرداخته شده است. سه روش متفاوت برای مدل کردن انتقال گرما به کار رفته است. در روش اول برای پیستون، سیلندر و سرسیلندر، یک دمای ثابت و تقریبی در نظر گرفته شده و توسط مدل دو ناحیه‌ای احتراق شرایط میدان گاز درون سیلندر (دما، فشار و ضرایب انتقال گرمایی) محاسبه می‌شوند. در روش دوم برای هر سه قسمت پیستون، سیلندر و سرسیلندر، سه دمای مجهول در نظر گرفته شده و معادلات انتقال گرما با مدل دو ناحیه‌ای به صورت همزمان حل می‌شوند. در روش سوم که دقیق‌ترین روش است، به صورت همزمان بر اساس مدل شبکه گرمایی مقاومت-خازن، ۲۴ معادله انتقال گرما با کد دو ناحیه‌ای، حل می‌شود. نتایج به دست آمده از سه روش به منظور بررسی اثر آن‌ها بر رفتار گرمایی پیستون با هم مقایسه می‌شوند. نشان داده شده است که استفاده از مدل مقاومت-خازن با تعداد معادلات کمتر و در نتیجه زمان حل کمتر، روشی مناسب برای حل مسائل گرمایی موتور است. مجموعه این عملیات توسط کدی که در نرم افزار متلب (MATLAB) نوشته شده انجام شده است و نتایج با داده‌های تجربی موتور EF7.TC صحت‌گذاری شده است.

کلید واژه: موتور دوگانه سوز، شبکه گرمایی مقاومت-خازن، پیستون، مدل دو ناحیه‌ای احتراق

مقدمه

استفاده از سوخت‌های جایگزین، از لحاظ قدمت با بنزین و سوخت‌های دیزلی برابری می‌کند. بیش از یک قرن پیش، سوخت گاز طبیعی توسط اتو و دیزل مورد توجه قرار گرفت، ولی به دلیل نبودن فناوری‌های ذخیره‌سازی به فراموشی سپرده شد [۱]. در ایران مهم‌ترین جایگزین برای بنزین، گاز طبیعی است. گاز طبیعی بسیار پاک است و غالباً قیمت آن از بنزین پایین‌تر است. خودروهای دوگانه سوز در ایران به وفور یافت می‌شوند. این خودروها هم از مزایای بنزین (در دسترس بودن) و هم از مزایای گاز طبیعی (قیمت پایین‌تر و آلاینده‌گی کمتر) سود می‌جویند [۱]. بارهای گرمایی از جمله بارهای پیچیده و مهم تحلیل مسائل جامداتی هستند. شناسایی و تعیین مقدار دقیق این بارها، مستلزم تعیین توزیع دقیق میدان دمایی در جسم است. تعیین توزیع و محاسبه میدان دما در قطعات، همواره از بحث‌های مهم طراحی موتور به شمار می‌آید. در برخی از مسائل مهندسی، تنش‌های ناشی از بارهای گرمایی که در اثر توزیع دما ناشی می‌شود، به مراتب از بارهای مکانیکی بیشتر و از اهمیت بالاتری برخوردار است. در حالت استفاده از سوخت گاز طبیعی در موتورهای احتراق داخلی، با توجه به پایین‌تر بودن سرعت احتراق گاز (متان) نسبت به بنزین، طول دوره احتراق در حالت سوخت گاز طولانی‌تر می‌شود. در نتیجه طولانی بودن زمان احتراق

* کارشناس ارشد - نویسنده مخاطب (ایمیل: j.gharloghy@ikco.com)

** استادیار (ایمیل: Kakaee_ah@iust.ac.ir)

*** کارشناس ارشد (ایمیل: A.forooghifar@ikco.com)

متان، انتقال گرما به محفظه احتراق بیشتر و به دلیل طولانی بودن زمان ماندگاری گرمای داخل محفظه، عمق نفوذ گرما به داخل پیستون و سایر اجزا افزایش می‌یابد که نشان دهنده اهمیت بیشتر تحلیل بارهای گرمایی محفظه احتراق و به ویژه پیستون در موتورهای گازسوز است [۲].

محاسبه توزیع دمای پیستون به منظور کنترل تنش‌ها و تغییر شکل‌های گرمایی در محدوده مجاز از اهمیت بالایی برخوردار است. توزیع دمای پیستون امکان طراحی بهینه پیستون به لحاظ انتقال گرما و کنترل تنش‌های گرمایی، قبل از اینکه نمونه اولیه ساخته شود را با کمترین هزینه‌ها به ما می‌دهد. بیشترین دمای هر نقطه از پیستون نباید از ۶۶ درصد دمای ذوب آلیاژ مربوطه بیشتر شود. این محدوده دمایی برای آلیاژ پیستون موتورهای امروزی حدود ۶۴۰ کلوین است [۳]. تاج پیستون (Piston Crown) از جمله داغ‌ترین بخش‌های یک موتور احتراق داخلی است. به همین دلیل در درجه اول سیستم خنک‌کاری وظیفه دارد که دمای تاج پیستون را در حد مطلوب نگه دارد، زیرا اگر دمای تاج پیستون از حد بهینه خود بالاتر رود باعث افت کارایی (ایجاد کوبش (Knock) در موتور) و در نهایت موجب آسیب دیدگی پیستون خواهد شد. از طرفی افت بیش از حد دمای پیستون باعث افزایش اتلاف گرمایی از آن می‌شود. لذا با توجه به این نکات توصیه شده است که پیستون موتور احتراقی در محدوده بیشینه دمای کارکرد خود کار کند و نباید نرخ خنک‌کاری موتور طوری باشد که دمای پیستون را بیش از حد پایین آورد. بنابراین تحلیل گرمایی پیستون در طراحی یک موتور با تلفات گرمایی پایین و دوام مناسب از اهمیت بسیاری برخوردار است [۴ و ۵].

مدل متغیر کلوخه‌ای (Lumped Parameter)، روشی مناسب برای شبیه‌سازی رفتار استاتیکی و دینامیکی سیستم‌های گرمایی است. انتقال گرما از میان ظرفیت‌های کلوخه‌ای و مقاومت‌های گرمایی صورت می‌گیرد و به همین دلیل این روش شبیه‌سازی را مدل مقاومت-خازن می‌نامند. اگرچه مدل مقاومت-خازن به صورت گسترده‌ای برای سیستم‌های گرمایی مختلف استفاده شده است، اما استفاده از این مدل در موتورهای احتراق داخلی، اخیراً رایج شده است [۶]. در روش متغیر کلوخه‌ای، قسمت‌های مختلف موتور به تعداد محدودی گره (Node) تقسیم شده که هر گره به صورت همدمای فرض می‌شود. به طور کلی افزایش تعداد گره‌ها، دقت کار را بالا می‌برد اما در مقابل بر پیچیدگی و زمانبر بودن حل می‌افزاید.

عدد بایو (Biot Number) که عبارت است از نسبت مقاومت هدایتی به مقاومت جابه‌جایی در یک ناحیه، مشخص‌کننده این است که کدام ناحیه را می‌توان همدمای در نظر گرفت و یا باید آن را به گره‌های مجزا تقسیم کرد [۷]. اگر عدد بایو مربوط به یک گره بسیار کمتر از یک باشد، آن گره را می‌توان با دقت قابل قبولی، همدمای فرض کرد.

در کارهایی که اخیراً در تحلیل گرمایی-مکانیکی پیستون صورت گرفته است، وانلی و یان با استفاده از روش اجزای محدود و تحلیل سه بعدی همزمان پیستون-روغن-لایر، به شبیه‌سازی گرمایی پیستون پرداخته‌اند. گسسته‌سازی سه بعدی این فرضیه صورت پذیرفته است که فیلم روغن به صورت مقاومت گرمایی یک بعدی عمل می‌کند [۸]. در تحقیقی دیگر هاری گایا و تودا به بررسی اثر سرعت شعله بر شار گرمایی در محفظه احتراق پرداخته‌اند. آن‌ها با استفاده از روش دو ناحیه‌ای، دمای گاز را محاسبه کرده و با استفاده از یک روش آزمایشگاهی، شار گرمایی در نقاط مختلف محفظه احتراق را به دست آورده‌اند. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش سرعت شعله میزان بیشینه شار گرمایی کاهش می‌یابد. آنان همچنین یک رابطه تجربی بین عدد نوسلت (با مبنای ضریب انتقال گرمای محلی) و عدد رینولدز (بر مبنای سرعت شعله) به دست آورده‌اند [۹].

اصفهانیان، جواهری و غفارپور با استفاده از نرم افزارهای KIVA_3V و NASTRAN به بررسی اثر شرایط مرزی بر رفتار گرمایی پیستون پرداخته‌اند. سه روش تحلیل آن‌ها عبارت‌اند از: استفاده از مقادیر متوسط سطحی و زمانی برای دمای تاج پیستون، مقادیر محلی متوسط زمانی برای دمای تاج پیستون و استفاده از مقادیر کاملاً گذرای محلی برای دمای تاج پیستون. آن‌ها نشان داده‌اند که استفاده از شرایط مرزی محلی و متوسط زمانی به عنوان شرایط مرزی سمت احتراق پیستون تقریبی مناسب و مهندسی است [۳].

در کار حاضر شبیه‌سازی گرمایی پیستون با دقت بالا و محاسبه دقیق شرایط مرزی ناحیه رینگ‌ها و تاج پیستون به روش تحلیل گرمایی شبکه مقاومتی و حل همزمان معادلات با معادلات مدل احتراق دو ناحیه‌ای برای دو سوخت گاز و بنزین انجام

گرفته است. از آنجا که موتور مورد بررسی (EF7.TC) یک موتور پایه گازسوز است، لازم است که مشخصات موتور (زمانبندی جرقه، زمانبندی سوپاپ‌ها، نسبت‌های هم‌ارزی و ...) برای استفاده از سوخت گاز به گونه‌ای طراحی شود که عملکرد موتور در حالت استفاده از سوخت بنزین نیز بهینه باشد. در این تحقیق در کنار شبیه‌سازی گرمایی محفظه احتراق، عملکرد موتور در دو حالت سوخت گاز و بنزین بررسی شده و نتایج با نتایج آزمون موتور در مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو (ایپکو) مقایسه شده است.

مدل احتراق دو ناحیه‌ای

احتراق در موتور، فرآیندی بسیار پیچیده است که به طور کامل شناخته نشده است. مدل‌های ساده شده‌ای برای توصیف این پدیده پیچیده استفاده می‌شود. اگرچه این مدل‌ها همیشه جزئیات فرآیند احتراق را تشریح نمی‌کنند، اما قادرند متغیرهای اصلی و مهم کارکرد موتور مانند فشار، دما، سوخت، کوبش، سرعت موتور و غیره را به صورت نسبتاً دقیق مرتبط سازند. از آنجا که در این تحقیق، هدف تحلیل گرمایی پیستون است و بررسی آلاینده‌ها و کوبش در موتور مد نظر نیست، لذا به منظور شبیه‌سازی احتراق، از یک مدل احتراق دو ناحیه‌ای استفاده شده است. بررسی انتقال گرما در یک چرخه بسته صورت گرفته، لذا با صرف‌نظر از دو مرحله مکش و تخلیه، مدل‌سازی در مراحل تراکم، احتراق و انبساط انجام شده است. با صرف‌نظر از نشتی از درزها و شکاف‌ها و همچنین استفاده از معادله حالت گاز، معادلات زیر برای محاسبه فشار و دما در مرحله تراکم به دست می‌آیند:

$$\frac{dP}{d\theta} = \left[\gamma P \frac{dV}{d\theta} + (1 - \gamma) \frac{dQ_{ht}}{d\theta} \right] / V \quad (1)$$

$$\frac{dT}{d\theta} = T \left(\frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{P} \frac{dP}{d\theta} \right) \quad (2)$$

روابط حاکم بر مرحله انبساط نیز مشابه روابط حاکم در چرخه تراکم است. با نوشتن قانون اول ترمودینامیک برای هر یک از نواحی سوخته و نسوخته و مشتق‌گیری از معادله حالت گاز و ترکیب معادلات، در نهایت معادلات زیر برای محاسبه فشار و دمای ناحیه‌های سوخته و نسوخته در مرحله احتراق، به دست می‌آید (فشار داخل سیلندر را برای دو ناحیه یکنواخت فرض کردیم):

$$\frac{dT_u}{d\theta} = \frac{V_u}{m_u C_{pu}} \frac{dP}{d\theta} + \frac{1}{m_u C_{pu}} \frac{dQ_u}{d\theta} \quad (3)$$

$$\frac{dT_b}{d\theta} = \frac{P}{R_b m_b} \left[\frac{dV}{d\theta} - \left(\frac{R_b m_b}{P} - \frac{R_u m_u}{P} \right) \frac{dm_b}{d\theta} - \frac{R_u m_u}{P C_{pu}} \frac{dP}{d\theta} - \frac{R_u}{P C_{pu}} \frac{dQ_u}{d\theta} + \frac{V}{P} \frac{dP}{d\theta} \right] \quad (4)$$

$$\frac{dP}{d\theta} = \left\{ \left(1 + \frac{C_{vb}}{R_b} \right) P \frac{dV}{d\theta} + \left[(u_b - u_u) - C_{vu} \left(T_b - \frac{R_u}{R_b} T_u \right) \right] \frac{dm_b}{d\theta} + \left(\frac{C_{vu}}{C_{pu}} - \frac{C_{vb}}{R_b} \frac{R_u}{C_{pu}} \right) \frac{dQ_u}{d\theta} - \frac{dQ}{d\theta} \right\} / \left(\frac{C_{vu}}{C_{pu}} V_u - \frac{C_{vb}}{R_b} \frac{R_u}{C_{pu}} V_u + \frac{C_{vb}}{R_b} V \right) \quad (5)$$

در این روابط شاخص b نشانگر ناحیه سوخته و شاخص u نشانگر ناحیه نسوخته است [۱۰ و ۱۱]. به منظور محاسبه مجهولات دما و فشار، از روش عددی رانج-کوتا (Runge-Kutta) استفاده شده است.

در عمل چنین فرض می‌کنیم که اشتعال زمانی آغاز می‌شود که حجم هسته اولیه شعله از یک هزارم حجم کل محفظه احتراق در آن لحظه تجاوز کند. برای برآورد دمای هسته اولیه شعله، رابطه تجربی زیر قابل استفاده است [۱۲ و ۱۳]:

$$\begin{aligned} T_{Kernel} &= T + (2500 \times \varphi \times x_f) & \text{for } \varphi \leq 1 \\ T_{Kernel} &= T + (2500 \times \varphi \times x_f) - (700 \times x_f (\varphi - 1)) & \text{for } \varphi \geq 1 \end{aligned} \quad (6)$$

در رابطه‌های بالا، x_f کسر جرمی مخلوط آماده سوختن (Fresh mixture) و φ نسبت هم‌ارزی است.

تعداد زاویه لنگ برای آنکه حجم هسته اولیه شعله برابر یک هزارم حجم کل سیلندر شود زاویه تاخیر اشتعال (Ignition Delay) می‌نامند. برای محاسبه تاخیر در اشتعال مدل‌های متعددی ارائه شده است. در این تحقیق از مدل زیر استفاده می‌کنیم [۱۲]:

$$V_{kernel} = \frac{2}{3} \pi r_f^3 \quad (7)$$

$$Ignition\ Delay = \frac{360 \times n \times r_f}{u_T} \quad (8)$$

در رابطه‌های بالا، V_{kernel} حجم اولیه هسته شعله، r_f شعاع هسته شعله، $\Delta\alpha$ زاویه تأخیر اشتعال، u_T سرعت شعله آشفته و n سرعت موتور برحسب دور بر ثانیه است. برای محاسبه سرعت شعله آرام از رابطه توانی زیر استفاده شده است:

$$S_L = S_{L,0} \left(\frac{T_u}{T_0} \right)^\alpha \left(\frac{P}{P_0} \right)^\beta \quad (9)$$

که در رابطه بالا T_0 و p_0 دما و فشار مرجع و $S_{L,0}$ و α و β برای یک سوخت معین و نسبت هم ارزی مشخص، ثابت‌اند. برای بنزین (یک بنزین مرجع با متوسط وزن مولکولی ۱۰۷ و نسبت H/C برابر ۱/۶۹)، این ثابت‌ها می‌توانند به صورت زیر نشان داده شوند:

$$\alpha_g = 2.4 - 0.271\varphi^{3.51}$$

$$\beta_g = -0.357 + 0.14\varphi^{2.77} \quad (10)$$

$$S_{L,0} = B_m + B_\varphi(\varphi - \varphi_m)^2$$

در رابطه بالا شاخص g نماد بنزین و φ_m نسبت هم ارزی است که در آن $S_{L,0}$ بیشینه، به مقدار B_m باشد. متغیرهای φ_m ، B_φ ، B_m برای بنزین به ترتیب برابر ۰/۱۲۱، ۰/۳۰۵ و ۰/۵۴۹ - متر بر ثانیه هستند [۱۴].

برای متان، معادلات (۱۰) همبستگی مناسبی با داده‌های تجربی در محدوده p و T_u مربوط به موتورها ندارند. با وجود این، اطلاعات سرعت سوختن آرام از آزمایش بمب کروی حجم ثابت، در امتداد یک مسیر آیزنتروپیک گاز نسوخته، هنگام افزایش فشار در بمب در طول احتراق، به دست آمده است. تغییرات در سرعت سوختن آرام در امتداد چنین گازهای نسوخته آیزنتروپیک متناسب با قانون توانی زیر است [۱۴]. مقادیر $S_{L,0}$ و ε در این رابطه در جدول (۱) به طور خلاصه آورده شده است.

$$S_{L,S} = S_{L,0} \left(\frac{\rho_u}{\rho_{u0}} \right)_S^\varepsilon \quad (11)$$

جدول ۱- مقادیر $S_{L,0}$ و ε برای سوخت متان در نسبت هم ارزی متفاوت [۱۴]

φ	P_i atm	$S_{L,0}$ cm/s	ε
۱/۰	۱	۳۵	۰/۲
۰/۸ - ۱/۲	۱-۸	-	۰/۱۷ - ۰/۱۹

برای تبدیل سرعت آرام به آشفته، از ضریبی به عنوان ضریب شعله استفاده می‌کنیم، که این ضریب تابعی از چندین کمیت است که به پیشنهاد کوهل $ff = 0.0017 - 0.002$ برآورد شده است [۱۴].

$$u_T = (1 + (ff \times n)) \times S_L \quad (12)$$

مشخصات هندسی پیشروی شعله در محفظه احتراق از مدل آناند (Annand) به دست آمده است [۱۵].

انتقال گرمای گاز به دیواره‌ها به ویژه در طی مرحله احتراق از لحاظ بازده گرمایی موتور، یک مورد منفی و از لحاظ خنک‌کاری قطعات از جمله پیستون، مفید است. در مدل‌های ترمو دینامیکی از روابط نیمه تجربی با توجه به شرایط کاری موتور، نرخ انتقال گرما محاسبه می‌شود. در این تحقیق به منظور محاسبه ضریب انتقال گرما، از مدل وشنی (Woschni) استفاده شده است. این مدل از ارتباط بین اعداد رینولدز و نوسلت به دست آمده است.

$$Nu = 0.035 * Re^{0.8} \quad (13)$$

پس از وارد کردن ابعاد و مشخصات عملکردی موتور، می‌توان برای همه زوایای چرخشی میل‌لنگ، ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی گازهای داخل سیلندر را بر حسب زاویه لنگ به صورت رابطه زیر به دست آورد:

$$h_c = 3.26B^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.55} W^{0.8} \quad (14)$$

در این رابطه B قطر سیلندر برحسب متر، P فشار سیلندر در هر لحظه از زاویه میل لنگ برحسب کیلو پاسکال، T دمای سیلندر در هر زاویه لنگ برحسب کلونین و W متغیر سرعت است که تابعی از سرعت پیستون و اختلاف فشار داخل سیلندر با فشار داخل سیلندر در حالت بدون احتراق است.

$$w = C_1 \bar{S}_p + C_2 \frac{V_d T_r}{P_r V_r} (P - P_m) \quad (15)$$

$$\begin{aligned} C_1 = 6.18 & & C_2 = 0 & & \text{Intake and Exhaust Cycle} \\ C_1 = 2.28 & & C_2 = 3.24 \times 10^{-3} & & \text{Ignition and Expansion Cycle} \\ C_1 = 2.28 & & C_2 = 0 & & \text{Compression Cycle} \end{aligned} \quad (16)$$

$$P_m = \frac{\left(\frac{V_d r_c}{r_c - 1}\right)^\gamma}{V^\gamma} P_{atm} \quad (17)$$

$$\bar{S}_p = 2SN \quad (18)$$

در رابطه‌های بالا، V_d حجم جابه‌جایی، P_r ، V_r ، T_r بیانگر فشار، حجم و دما در یک نقطه مرجع مانند زمان بسته شدن سوپاپ هوا، P_m فشار داخل سیلندر در حال بدون احتراق، r_c نسبت تراکم، P_{atm} فشار اتمسفر، S کورس موتور برحسب متر و N سرعت دورانی موتور برحسب دور بر دقیقه هستند [۱۶].

مدل گرمایی ظرفیت کلوخه‌ای

روش ظرفیت کلوخه‌ای با نوشتن معادله بقای انرژی برای هر گره به صورت رابطه (۱۹) بیان می‌شود. در این رابطه T دمای گره، R مقاومت گرمایی، Q منبع انرژی، m جرم و Cv گرمای ویژه حجم ثابت است. شاخص‌های i و j بیانگر گره‌های i و j و بالانویس‌های p و p+1 نشان دهنده گام زمانی قبلی و جاری هستند. Δt اندازه گام زمانی است.

$$\sum_j^{cond} \frac{T_j^{p+1} - T_i^{p+1}}{R_{i,j}^p} + \sum_j^{flow.in} \frac{T_j^{p+1}}{R_{i,j}^p} - \sum_j^{flow.out} \frac{T_j^{p+1} - T_i^{p+1}}{R_{i,j}^p} + \sum_{gen} Q_{gen}^p = m_i C_{v,i} \frac{T_i^{p+1} - T_i^p}{\Delta t} \quad (19)$$

با وجود پایداری روش ضمنی، اندازه گام زمانی از اهمیت بالایی برخوردار است. اگر اندازه گام زمانی بسیار بزرگ باشد، برآورد دمای گره‌ها با تقریب زیادی همراه خواهد بود. اگر گام زمانی خیلی کوچک باشد زمان حل مسئله افزایش می‌یابد. در زمان شروع به کار سرد موتور با توجه به شرایط گذرای موتور باید از گام زمانی کوچک استفاده شود، ولی در شرایط پایدار گام زمانی می‌تواند بزرگ‌تر شود [۱۶].

در روش مقاومت-خازن از شش نوع مقاومت گرمایی به شرح زیر استفاده می‌شود:

الف) مقاومت هدایتی محوری

$$R = \frac{L}{KA} \quad (20)$$

ب) مقاومت هدایتی شعاعی

$$R = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi HK} \quad (21)$$

پ) مقاومت همرفتی

$$R = \frac{1}{hA_s} \quad (22)$$

ت) مقاومت تشعشعی خطی شده

$$R = \frac{T_2 - T_1}{\epsilon \sigma F_{12} A_s (T_2^4 - T_1^4)} \quad (23)$$

(ث) مقاومت جریان (گره ورودی)

$$R = \frac{1}{m_{in} C_{p,in}} \quad (24)$$

(ج) مقاومت جریان (گره خروجی)

$$R = \frac{1}{m_{out} C_{p,out}} \quad (25)$$

در رابطه‌های بالا، K ضریب هدایت گرمایی، L فاصله بین دو گره، A سطح مقطع عبور شار گرمایی، T_1, T_2 شعاع داخلی و خارجی گره‌ها، H ارتفاع سیلندر، h ضریب انتقال گرمای همرفتی، A_s سطح مقطع در معرض انتقال گرمای همرفتی، ε قابلیت انتشار، σ ثابت استفان بولتزمن، F_{12} ضریب شکل، m جرم و C_p گرمای ویژه فشار ثابت هستند [۶].

پس از اینکه معادله (۲۵) برای هر گره به صورت مجزا نوشته شود، دستگاه معادلات خطی (۲۶) که به صورت ضمنی حل می‌شود، حاصل می‌شود [۶]:

$$\left([G] + \frac{[C]}{\Delta t} \right) \{T\} = \{F\} + \left(\frac{[C]}{\Delta t} \right) \{T_{old}\} \quad (26)$$

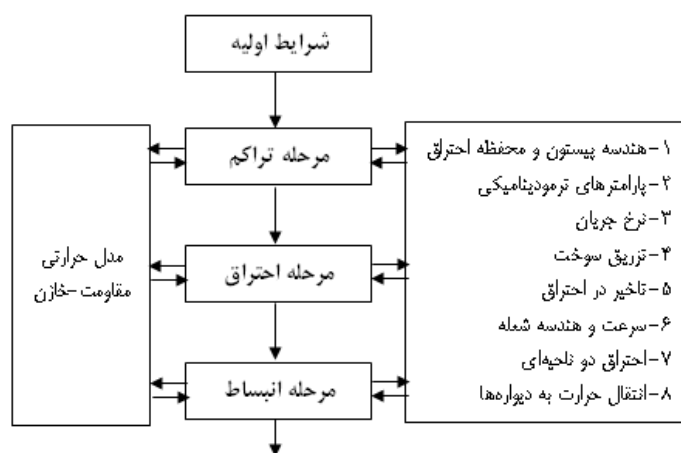
که در آن $[G]$ ماتریس هدایت، $G_{ij} = 1/R_{ij}$ ، $[C]$ ماتریس قطری ظرفیت، $C_{ii} = m_i c_{p,i}$ و $\{F\}$ بردار نیرو است که برای تبدیل انرژی محاسبه می‌شود. دسته معادلات (۲۶) به صورت ضمنی برای تعیین بردار $\{T\}$ حل می‌شود.

در این تحقیق از آنجا که قابلیت انتشار گازهای درون سیلندر کم بوده و همچنین به دلیل اینکه انتقال گرمای تابشی نسبت به انتقال گرمای جابه‌جایی (جز در موتورهای دیزل) ناچیز است، از انتقال گرمای تابشی صرف‌نظر شده است. همچنین مدل‌سازی در یک چرخه بسته صورت گرفته است، بنابراین در شبکه مقاومتی تنها از سه نوع مقاومت هدایت محوری، هدایت شعاعی و همرفتی استفاده می‌شود [۱۶۶].

مرحله شروع به کار سرد موتور تا گرم شدن موتور در این بررسی مدل نشده و شبیه‌سازی در حالت تعادل گرمایی موتور انجام شده است. با توجه به فرضیات بالا، معادله (۱۹) به صورت ساده شده زیر در می‌آید [۱۶۶].

$$\sum_j^{cond} \frac{T_j^{p+1} - T_i^{p+1}}{R_{i,j}^p} = m_i C_{v,i} \frac{T_i^{p+1} - T_i^p}{\Delta t} \quad (27)$$

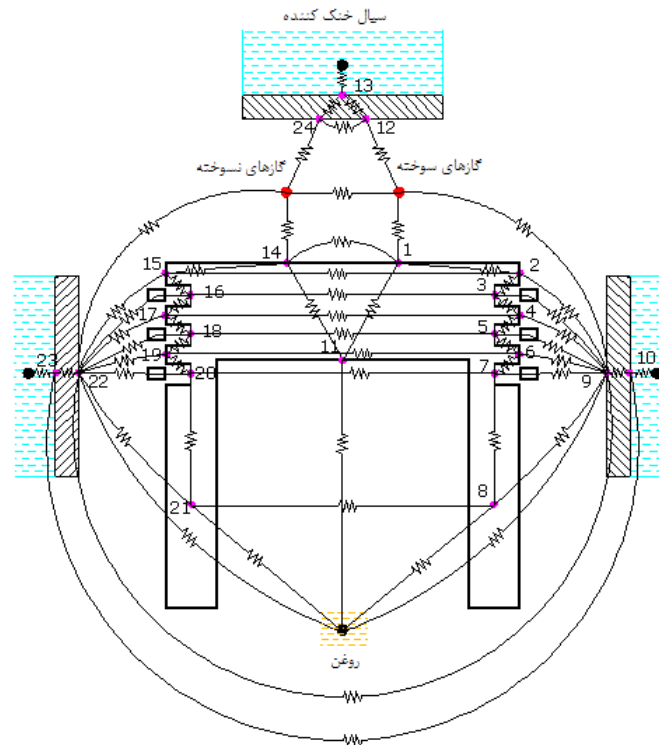
جمله Q_{gen} در معادله (۲۷) آورده نمی‌شود زیرا در این معادله که با مدل احتراق دو ناحیه‌ای کوپل می‌شود، دمای گازهای داغ درون سیلندر به صورت یک دمای معلوم وارد می‌شود و جمله مربوط به انرژی گرمایی سوخت در مدل دو ناحیه‌ای دیده شده است. علاوه بر این از گرمای ناشی از اصطکاک پیستون و رینگ‌ها با دیواره سیلندر، به دلیل پیچیدگی و همچنین ناچیز بودن در برابر گرمای آزاد شده از سوخت، صرف‌نظر شده است. شکل زیر سیر جریان شبیه‌سازی و تحلیل را نشان می‌دهد:



شکل ۱- ساختار برنامه شبیه‌سازی

پیکربندی شبکه گرمایی

شکل (۲) شبکه مقاومتی در نظر گرفته شده برای تحلیل گرمایی پیستون را نشان می‌دهد. گرمای ناشی از احتراق به سه سطح اصلی شامل پیستون، دیواره سیلندر و سرسیلندر انتقال می‌یابد. لذا با تعیین ۲۴ گره با دمای مجهول و سه گره با دمای مشخص (گازهای داغ، روغن و سیال خنک‌کاری)، مدل مقاومت گرمایی کامل می‌شود. گرادیان دما در ناحیه تاج پیستون و رینگها زیاد است ولی در ناحیه دامن (Skirt) پیستون تغییرات دما کاهش می‌یابد. به همین دلیل در ناحیه تاج پیستون و رینگها از تعداد گره‌های بیشتری نسبت به دامن پیستون استفاده شده است.



شکل ۲- مدل شبکه مقاومت گرمایی

شرایط مرزی گرمایی

شرایط مرزی گرمایی پیستون را می‌توان به چهار ناحیه اصلی تقسیم‌بندی کرد:

الف) تاج پیستون در معرض احتراق

ب) رینگها و نواحی بین رینگها

پ) دامن پیستون

ج) نواحی درونی پیستون (Underside Piston)

د) بین پیستون

در ناحیه تاج پیستون مطابق شکل (۲)، گره ۱ با گازهای داغ سوخته و گره ۱۴ با گازهای نسوخته، تبادل گرمایی دارند.

مقاومت گرمایی بین گره‌های تاج پیستون و دو ناحیه گازها را با رابطه‌های (۲۸) و (۲۹) می‌توان نشان داد.

$$R_{1_bgas} = \frac{1}{h_b(\theta).C_3(\theta)} \quad (28)$$

$$R_{14_ugas} = \frac{1}{h_u(\theta).(Ap - C_3(\theta))} \quad (29)$$

در این روابط، $h_{-b}(\theta)$ ضریب انتقال گرمای همرفتی گازهای سوخته، $h_{-u}(\theta)$ ضریب انتقال گرمای همرفتی گازهای نسوخته، A_p مساحت کل تاج پیستون و $C_3(\theta)$ مساحت تاج پیستون در تماس با گازهای سوخته است. به صورت مشابه، مقاومت‌های گرمایی برای گره‌های مربوط به سیلندر و سرسیلندر در تماس با گازهای سوخته و نسوخته به صورت رابطه‌های (۳۰) تا (۳۳)، مدل می‌شود.

$$R_{12_bgas} = \frac{1}{h_{-b}(\theta).C_1(\theta)} \quad (30)$$

$$R_{24_ugas} = \frac{1}{h_{-u}(\theta).(A_{ch} - C_1(\theta))} \quad (31)$$

$$R_{9_bgas} = \frac{1}{h_{-b}(\theta).C_2(\theta)} \quad (32)$$

$$R_{22_ugas} = \frac{1}{h_{-u}(\theta).(\pi b S(\theta) - C_2(\theta))} \quad (33)$$

در این رابطه‌ها، A_{ch} مساحت کل سرسیلندر، $C_1(\theta)$ مساحت سرسیلندر در تماس با گازهای سوخته، $S(\theta)$ ارتفاع قسمتی از سیلندر در تماس با گازهای درون سیلندر و $C_2(\theta)$ مساحت سیلندر در تماس با گازهای سوخته است.

با فرض ثابت بودن دمای سیال خنک‌کن، مقاومت‌های گرمایی گره‌های ۱۰ و ۲۳ از سیلندر و گره ۱۳ از سرسیلندر به صورت روابط زیر تعیین می‌شود:

$$R_{10_coolant} = \frac{1}{h_{coolant} \times (\pi(b + 2t_{block}).S)} \quad (34)$$

$$R_{23_coolant} = \frac{1}{h_{coolant} \times (\pi(b + 2t_{block}).S)} \quad (35)$$

$$R_{13_coolant} = \frac{1}{h_{coolant} \times A_{ch}} \quad (36)$$

در این روابط، S کورس سیلندر، t_{block} ضخامت تقریبی دیواره سیلندر و $h_{coolant}$ ضریب انتقال گرمای جابجایی از سیال خنک‌کن به دیواره‌هاست که در مرجع [۳] مقدار $(\frac{w}{m^2k})$ ۱۴۸۱ برای آن پیشنهاد شده است.

با فرض ثابت بودن دمای روغن، مقاومت‌های گرمایی گره‌های ۹ و ۲۲ از سیلندر به صورت زیر تعیین می‌شود:

$$R_{9_oil} = R_{22_oil} = \frac{1}{h_{oil_block} \times (\pi b.(S - S(\theta)))} \quad (37)$$

در این رابطه h_{oil_block} ضریب انتقال گرما بین روغن و دیواره سیلندر است که در مرجع [۶] مقدار $(\frac{w}{m^2k})$ ۴۰۰ برای آن پیشنهاد شده است. مقاومت‌های گرمایی برای گره ۱۱ در زیر تاج پیستون و گره‌های ۸ و ۲۱ در ناحیه داخلی دامن پیستون که با روغن خنک می‌شوند، از روابط (۳۸) و (۳۹) محاسبه می‌شوند.

$$R_{11_oil} = \frac{1}{h_{oil_ucp} \times (\frac{\pi}{4}(b_p - 2t_s)^2)} \quad (38)$$

$$R_{8_oil} = R_{21_oil} = \frac{2}{h_{oil_us} \times (\pi(b_p - 2t_s).L_{Skirt})} \quad (39)$$

در این رابطه‌ها، h_{oil_ucp} ضریب انتقال گرمای همرفتی روغن در ناحیه زیر تاج پیستون، h_{oil_us} ضریب انتقال همرفتی روغن در ناحیه داخلی دامن پیستون، b_p قطر پیستون، t_s ضخامت تقریبی دامن پیستون و L_{Skirt} ارتفاع تقریبی دامن پیستون است. سطوح داخلی پیستون بر اساس طراحی موتور در چگونگی خنک‌کاری زیر پیستون با روغن، به یکی از سه روش زیر خنک‌کاری می‌شوند:

۱- پاشش روغن از طریق میل‌لنگ (Splash Cooling)

۲- پاشش روغن از بین پیستون (Forced Cooling)

۳- پاشش روغن از طریق ایجاد جریان فواره روغن (Jet Cooling)

ضریب همرفتی برای هر یک از حالت‌های بالا در مراجع [۶] و [۱۸] به صورت جدول (۲) پیشنهاد شده است:

جدول ۲- ضریب همرفتی روغن برای خنک‌کاری سطوح داخلی پیستون [۱۸و۶]

روش خنک‌کاری توسط روغن	دامن پیستون	
	قسمت زیرین تاج پیستون	
	ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی (W/m ² K)	
پاشش توسط میل‌لنگ	۹۰۰-۱۰۰۰	۲۴۰
پاشش توسط پیستون	۲۱۰۰-۲۸۰۰	
پاشش فواره روغن	۲۰۵۰-۳۲۲۰	

با توجه به اینکه دبی جریان روغن در موتور با افزایش سرعت، بالا می‌رود، ضریب انتقال گرمای همرفت بین روغن و پیستون با تغییر سرعت موتور دستخوش تغییر می‌شود. رابطه وابستگی ضریب همرفتی روغن با سرعت موتور به صورت زیر است [۶]:

$$h = h_{ref} \left(\frac{N}{N_{ref}} \right)^b \quad (40)$$

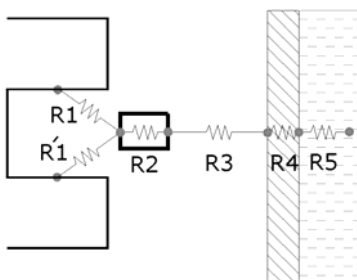
در رابطه بالا، h_{ref} ضریب همرفت مرجع (قابل استخراج از جدول (۲))، N_{ref} دور موتور مرجع، N دور موتور مورد بررسی و b یک ثابت تجربی است. در مرجع [۶] برای b مقدار ۰/۳۵ و برای دور موتور مرجع مقدار ۴۶۰۰ دور بر دقیقه پیشنهاد شده است. با توجه به اینکه در موتور EF7.TC خنک‌کاری از طریق ایجاد فواره روغن صورت می‌گیرد، لذا مقادیر h_{oil_ucp} و h_{oil_us} در روابط (۳۸) و (۳۹) با انتخاب ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی مرجع برابر ۳۰۰۰ در دور ۵۵۰۰ دور بر دقیقه محاسبه شده است.

در ناحیه شکاف بین تاج پیستون و لاینر (Liner)، پیستون هیچ تماسی با لاینر ندارد و تنها گاز داخل سیلندر باعث انتقال گرما می‌شود. در این ناحیه چون فاصله بسیار کم است و در واقع تنها یک شکاف (Crevice) وجود دارد، فرض می‌کنیم که گاز در آن محبوس شده است. این بدان معنی است که دمای گاز درون شکاف، متوسط دمای دیواره‌های این ناحیه است [۱۸]. بنابراین انتقال گرما در این ناحیه از نوع رسانش است که ضریب هدایت را به صورت تقریبی، ضریب انتقال گرمای هدایت هوا در دمای متوسط دیواره‌ها در نظر می‌گیریم. با این فرضیات مقاومت گرمایی بین گره‌های ۲ و ۱۵ با لاینر به صورت زیر مدل می‌شود:

$$R_{2_9} = R_{15_22} = \frac{\ln\left(\frac{b}{b_{piston}}\right)}{k_{air} (2\pi h_{l1})} \quad (41)$$

در رابطه فوق h_{l1} ارتفاع ناحیه شکاف است. انتقال گرما از ناحیه بین رینگ‌ها و فواصل بین آنها را با فرضیات زیر مدل می‌کنیم [۳]:

- ضخامت لایه روغن یکنواخت فرض شده است.
 - رینگ‌ها کاملاً صاف و بدون تابیدگی فرض شده‌اند.
 - وجود لقی پیستون در سیلندر باعث ایجاد حرکت ثانویه پیستون و در نتیجه ایجاد ناپیوستگی در روغن می‌شود که به دلیل پیچیدگی از آن صرف‌نظر کرده و فیلم روغن را پیوسته در نظر می‌گیریم.
 - انتقال گرما در لایه روغن، در ناحیه رینگ و دامن پیستون با توجه به کوچک بودن عدد بایو، هدایتی فرض می‌شود.
- شکل (۳) مسیر انتقال گرما از شیار رینگ به سیال خنک‌کن را نشان می‌دهد.



شکل ۳- مسیر انتقال گرما از شیار رینگ به سیال خنک‌کن

در این شکل R_1 و R_1' مقاومت روغن در بالا و پایین شیار رینگ، R_2 مقاومت رینگ، R_3 مقاومت روغن بین رینگ و لاینر، R_4 مقاومت بلوک سیلندر و R_5 مقاومت سیال خنک کن است. در مرجع [۱۹] برای مجموع این مقاومت‌ها مقادیری مطابق با روابط (۴۲) و (۴۳) که با استفاده از روش‌های آزمایشگاهی به دست آمده‌اند، در نظر گرفته شده است.

$$\frac{1}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5} = 1200 \quad (42)$$

$$\frac{1}{R_1' + R_2 + R_3 + R_4 + R_5} = 1000 \quad (43)$$

مقادیر مقاومت‌های R_2 تا R_5 از روابط زیر محاسبه می‌شوند [۳]:

$$R_2 = R_{ring} = \frac{\ln(r_{out}/r_{in})}{k_{ring}(2\pi r_{ring})} \quad (44)$$

$$R_3 = R_{oil} = \frac{\ln(b/r_{out})}{k_{oil}(2\pi r_{ring})} \quad (45)$$

$$R_4 = R_{block} = \frac{\ln(b + 2t_{block}/b)}{k_{block}(2\pi r_{ring})} \quad (46)$$

$$R_5 = R_{coolant} = \frac{1}{h_{coolant} A_s} \quad (47)$$

در این روابط، r_{in} و r_{out} به ترتیب شعاع داخلی و خارجی رینگ، k_{ring} ضریب انتقال گرمای هدایتی رینگ، t_{ring} ضخامت رینگ، k_{oil} ضریب انتقال گرمای هدایتی روغن، t_{block} ضخامت تقریبی بلوک سیلندر، k_{block} ضریب انتقال گرمای هدایتی بلوک سیلندر، A_s سطح انتقال گرمای مؤثر در تماس با سیال خنک کن و $h_{coolant}$ ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی سیال خنک کن است که پیشتر مقدار آن توضیح داده شد.

چون مقاومت لایه روغن نسبت به دیگر مقاومت‌ها کمتر است، از تغییرات ضخامت روغن و همچنین اثرات حرکت پیستون بر انتقال گرما از لایه روغن صرف‌نظر شده است [۳ و ۲۰]. اکنون می‌توانیم مقادیر مقاومت‌های R_1 و R_1' را به صورت زیر محاسبه کنیم:

$$R_1 = \frac{1}{1200} - (R_2 + R_3 + R_4 + R_5) \quad (48)$$

$$R_1' = \frac{1}{1000} - (R_2 + R_3 + R_4 + R_5) \quad (49)$$

از آنجا که برای شیار رینگ یک گره در نظر گرفته شده است لذا می‌توان با استفاده از قانون مقاومت‌های موازی، مقاومت معادل R_1 و R_1' را به صورت رابطه (۵۰) محاسبه کرد.

$$R_e = \frac{R_1 \cdot R_1'}{R_1 + R_1'} \quad (50)$$

اکنون می‌توانیم مقاومت گرمایی R_{3_g} را به صورت زیر محاسبه کنیم:

$$R_{3_g} = R_e + R_2 + R_3 \quad (51)$$

برای شیار رینگ‌های دیگر در نواحی سوخته و نسوخته نیز به همین ترتیب شرایط مرزی گرمایی مشخص می‌شود. در ناحیه دامن پیستون و فواصل بین رینگ‌ها نیز بنابه دلایل ذکر شده در فرضیات و رابطه (۲۷)، انتقال گرما از روغن به صورت هدایت فرض می‌شود. مقاومت گرمایی مربوط به گره ۴ و به طور مشابه گره‌های ۶، ۱۷ و ۱۹ از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$R_{4_g} = \frac{\ln(b/b_{piston})}{k_{oil}(2\pi t_{12})} \quad (52)$$

در رابطه بالا، h_{12} ارتفاع ناحیه بین شیار رینگ است. به طور مشابه در ناحیه دامن پیستون نیز مقاومت گرمایی از رابطه (۵۳) محاسبه می‌شود.

$$R_{8_9} = R_{21_9} = \frac{\ln\left(\frac{b}{b_{piston}}\right)}{k_{oil}(2\pi L_{skirt})} \quad (53)$$

در این رابطه L_{skirt} ارتفاع تقریبی دامن پیستون است. ضریب انتقال گرمای همرفت در دمای مرجع روغن در ناحیه بین پیستون، $1000 \frac{W}{m^2 K}$ پیشنهاد شده است [۳].

کلیه مقاومت‌های گرمایی داخلی پیستون، سیلندر و سرسیلندر از نوع هدایتی و از هر دو نوع هدایت محوری و هدایت شعاعی هستند. کلیه این مقاومت‌ها از معادلات (۲۰) و (۲۱) و بر اساس هندسه پیستون، محاسبه شده‌اند.

نتایج

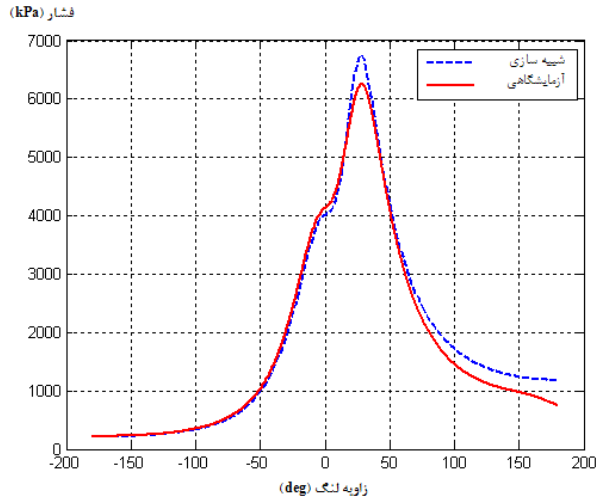
شبیه‌سازی برای موتور EF7.TC در دو حالت سوخت گاز و بنزین انجام شده است. جدول (۳) مشخصات موتور پرخوران EF7.TC (Turbo charger) در حالت تمام بار در دور ۵۵۰۰ دور بر دقیقه را نشان می‌دهد.

جدول ۳- مشخصات کلی موتور EF7.TC

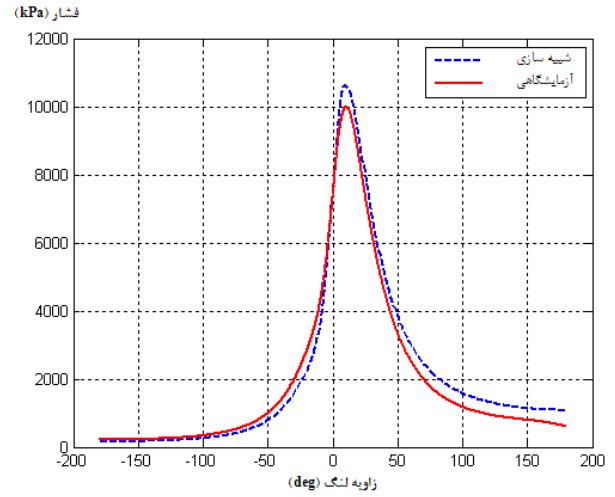
۲۶	IVC (deg aBDC)	۷۸/۶	قطر سیلندر (mm)
۲۵	EVO (deg bBDC)	۸۵	طول مسیر پیستون (mm)
۱۱/۵	زمان جرعه در حالت سوخت بنزین (deg bTDC)	۱۳۳/۵	طول دسته پیستون (mm)
۳۵/۶	زمان جرعه در حالت سوخت گاز (deg bTDC)	۴	تعداد سیلندر
۰/۷۳	$\lambda_{gasoline} = 1/\phi$	۹/۹	نسبت تراکم
۰/۹۳	$\lambda_{CNG} = 1/\phi$	۷۷/۵۹۲	قطر پیستون (mm)
۵۵۰۰	دور موتور (RPM)	۵۱/۷	ارتفاع پیستون (mm)
۱۷۳	فشار چندراهه (Manifold) هوا در حالت سوخت بنزین (kpa)	۳۳/۴	ارتفاع دامن پیستون (mm)
۱۶۰	فشار چندراهه هوا در حالت سوخت گاز (kpa)	۳۲۷	جرم پیستون (gr)
۳۱۲/۶	دمای چندراهه هوا در حالت سوخت بنزین (k)	۴۰۳	دمای روغن (k)
۳۰۶/۷۵	دمای چندراهه هوا در حالت سوخت گاز (k)	۳۶۳	دمای سیال خنک‌کن (k)

شکل‌های (۴) و (۵) فشار گاز درون سیلندر بر حسب زاویه لنگ و مقایسه آن با نتایج تجربی موتور EF7.TC را در دو حالت سوخت گاز و بنزین نشان می‌دهد. از آنجا که تنها داده تجربی در مورد موتور مورد بررسی در این تحقیق، اطلاعات فشار درون سیلندر است، لذا به ناچار تنها مرجع اعتباردهی به نتایج مدلسازی این اطلاعات هستند. منحنی‌های تجربی و مدل در چرخه تراکم با وجود فرضیات ساده کننده‌ای که در نظر گرفتیم، همگرایی خوبی داشته و برهم منطبق هستند. این امر نشان دهنده قابل قبول بودن این فرض‌هاست. حدود ۷/۵ درصد اختلاف بین پیک فشار دو منحنی در حالت سوخت بنزین و حدود ۶/۳ درصد اختلاف بین پیک فشار دو منحنی در حالت سوخت گاز وجود دارد. این میزان اختلاف ناشی از بسیاری از افت‌ها و نشتی‌ها در حالت واقعی نسبت به شرایط مدلسازی است.

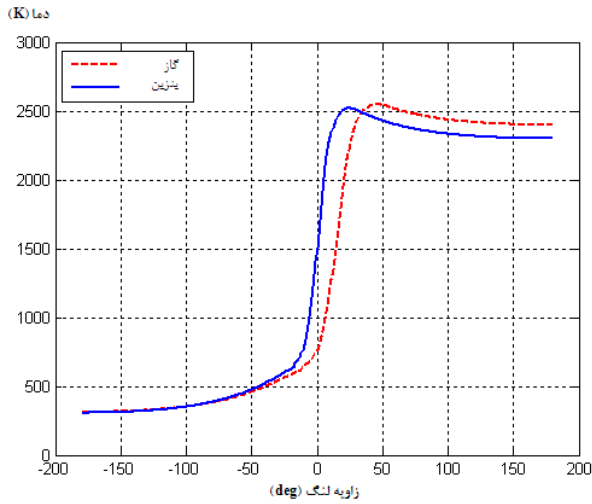
در شکل‌های (۶) و (۷)، فشار و دمای گذرای گازهای درون سیلندر بر حسب زاویه لنگ برای دو سوخت گاز و بنزین نشان داده شده است. همان‌گونه که منحنی مقایسه‌ای شکل (۶) نشان می‌دهد، پیش افتادگی بیشتر جرعه در حالت سوخت گاز نسبت به بنزین (جدول (۳)) باعث بالاتر بودن پیک فشار در حالت سوخت گاز نسبت به سوخت بنزین شده است. نمودار (۷) نشان دهنده طولانی‌تر بودن دوره احتراق در حالت سوخت گاز (به دلیل سرعت شعله کمتر) و بنابراین بالاتر ماندن دمای محصولات احتراق در این حالت است. در شکل‌های (۸) و (۹)، ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی گازهای درون سیلندر بر حسب زاویه لنگ برای دو سوخت گاز و بنزین نشان داده شده است. از آنجا که مطابق رابطه (۱۴) ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی با توان ۱/۶ فشار (در مرحله احتراق) نسبت مستقیم و با توان ۰/۵۵ دما نسبت عکس دارد و همچنین اینکه مطابق نمودارهای (۶) و (۷) بیشینه دما در دو حالت اختلاف ناچیز ولی بیشینه فشار در حالت سوخت گاز بسیار بیشتر از سوخت گاز است، ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی در حالت سوخت گاز بیشتر از سوخت بنزین است.



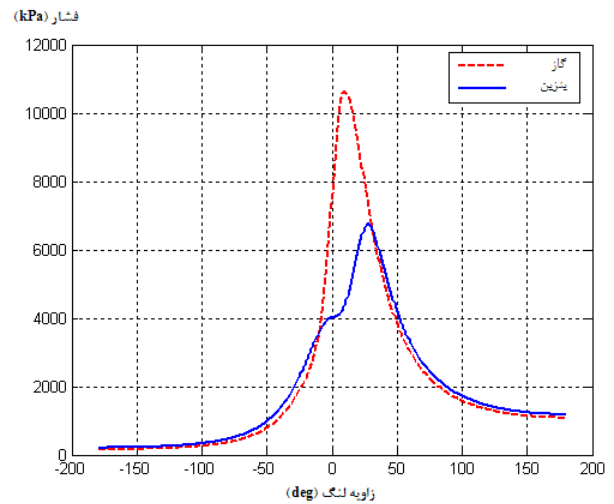
شکل ۵- مقایسه فشار تجربی و شبیه سازی درون سیلندر در حالت سوخت بنزین



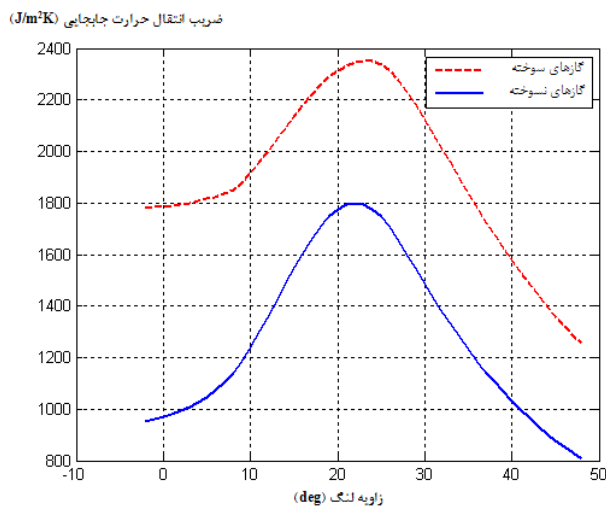
شکل ۴- مقایسه فشار تجربی و شبیه سازی درون سیلندر در حالت سوخت گاز



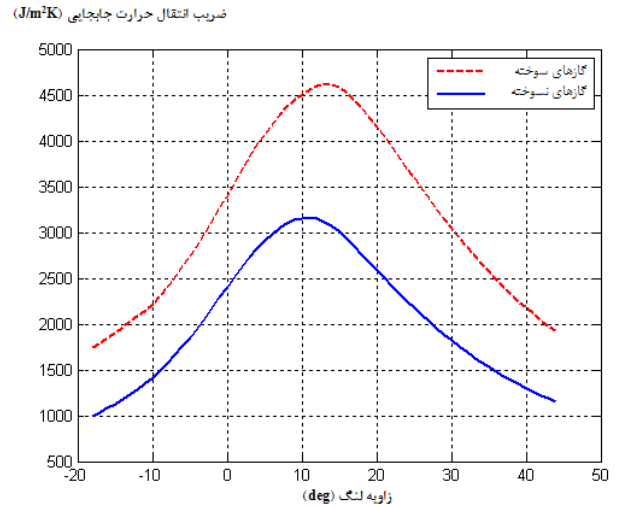
شکل ۷- دمای داخل سیلندر برحسب زاویه لنگ در حالت سوخت بنزین



شکل ۶- دمای داخل سیلندر برحسب زاویه لنگ در حالت سوخت گاز

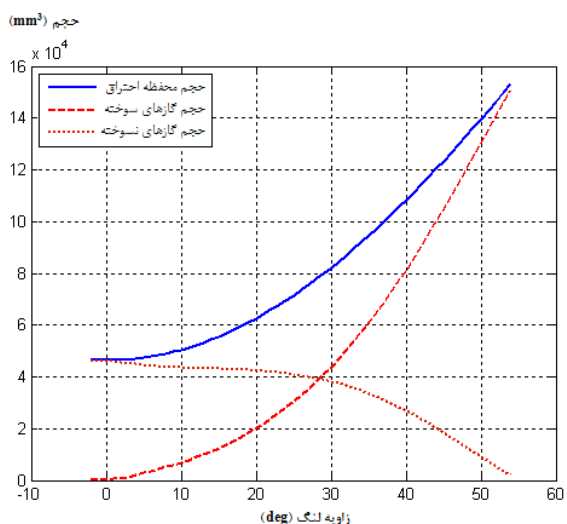


شکل ۹- ضریب انتقال گرمای جابجایی گازهای سوخته و نسوخته در حالت سوخت بنزین

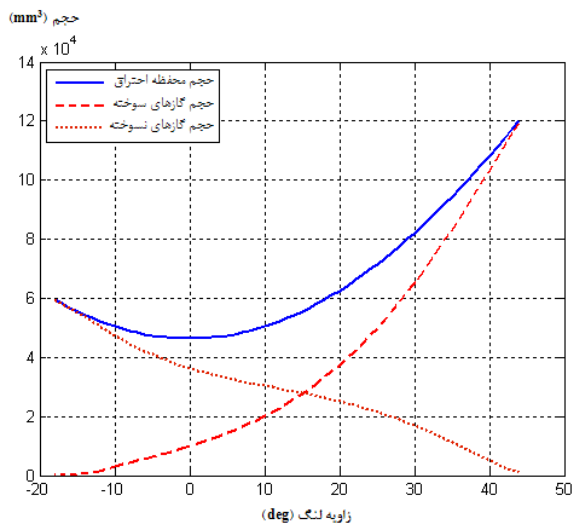


شکل ۸- ضریب انتقال گرمای جابجایی گازهای سوخته و نسوخته در حالت سوخت گاز

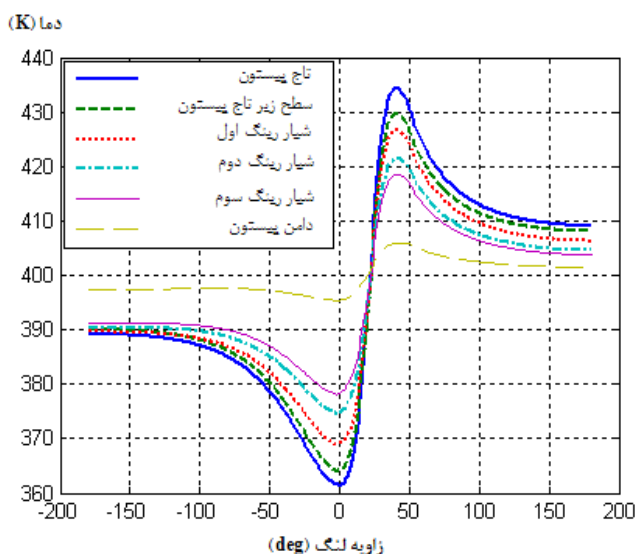
شکل‌های (۱۰) و (۱۱) نمودارهای حجم گازهای سوخته و نسوخته و مقایسه آن‌ها با حجم کل محفظه احتراق در چرخه احتراق برای دو سوخت گاز و بنزین را نشان می‌دهند. در حالت سوخت بنزین منحنی‌ها دارای شیب بیشتری نسبت به حالت سوخت گاز هستند که نشان دهنده سرعت شعله بیشتر و در نتیجه سرعت احتراق بیشتر سوخت بنزین نسبت به گاز است. در شکل‌های (۱۲) و (۱۳) دمای قسمت‌های مختلف پیستون بر حسب زاویه لنگ برای دو سوخت گاز و بنزین نشان داده شده است. در هر دو حالت دمای تاج پیستون در ابتدای مرحله تراکم به دلیل در تماس بودن با مخلوط سوخت و هوای سرد ورودی، کمتر از دیگر بخش‌هاست که در ادامه چرخه و شروع احتراق به دلیل انتقال گرمای بیشتر از گازهای داغ به تاج پیستون، دمای تاج از دیگر نقاط بیشتر می‌شود. با توجه به نمودار مشخص است که پیک دما در حالت گاز حدود ۷ درصد از پیک دما در حالت بنزین بیشتر است. می‌توان این‌گونه استنباط کرد که در نتیجه طولانی بودن زمان احتراق متان، انتقال گرما به محفظه احتراق بیشتر و به دلیل طولانی بودن زمان ماندگاری گرمای داخل محفظه، عمق نفوذ گرما به داخل پیستون و سایر اجزا افزایش می‌یابد. همچنین مطابق منحنی‌های (۸) و (۹)، ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی گازها در حالت سوخت گاز بیشتر از سوخت بنزین است که یک عمل اساسی در بالاتر بودن دمای پیستون در حالت سوخت گاز است.



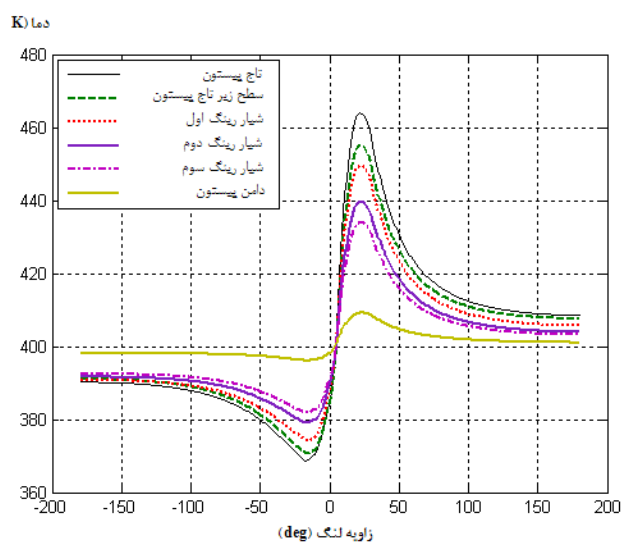
شکل ۱۱- حجم گازهای سوخته و نسوخته در حالت سوخت بنزین



شکل ۱۰- حجم گازهای سوخته و نسوخته در حالت سوخت گاز



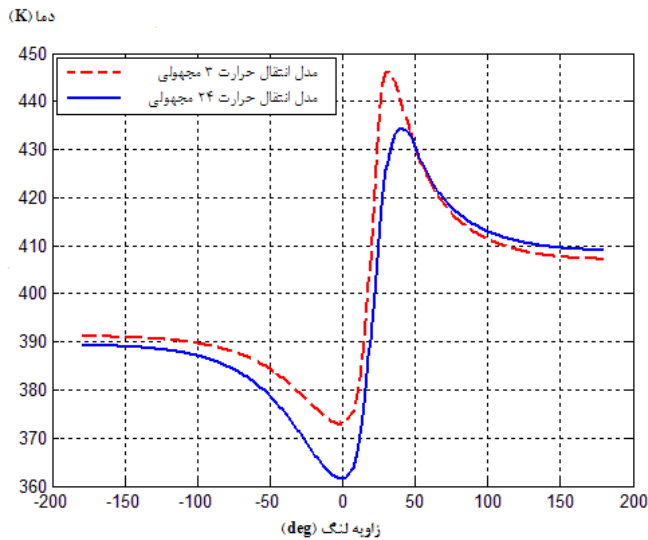
شکل ۱۳- دمای بخش‌های مختلف روی پیستون بر حسب زاویه لنگ در حالت سوخت بنزین



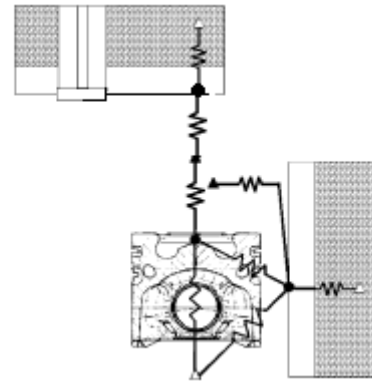
شکل ۱۲- دمای بخش‌های مختلف روی پیستون بر حسب زاویه لنگ در حالت سوخت گاز

برای بررسی اثر برخی شرایط مرزی بر نتایج و همچنین تحلیل میزان لزوم استفاده از مدلسازی گرمایی با جزئیات بیشتر، شبیه‌سازی با دو مدل ساده دیگر نیز صورت پذیرفته است. در یک مدل مطابق شکل (۱۴) برای پیستون، سیلندر و سرسیلندر هر کدام تنها یک دما در نظر گرفته شده و در واقع سه معادله انتقال گرما با سه مجهول به روش شبکه گرمایی مقاومت-خازنی، به صورت همزمان با مدل احتراقی دو ناحیه ای حل شده است [۱۷]. در مدل ساده شده دیگر برای پیستون دمای ثابت ۴۰۰ کلوین، برای سرسیلندر دمای ثابت ۳۸۰ کلوین و برای سیلندر دما ثابت ۳۵۰ کلوین در نظر گرفته شده و مدل دو ناحیه‌ای با این فرض حل شده است.

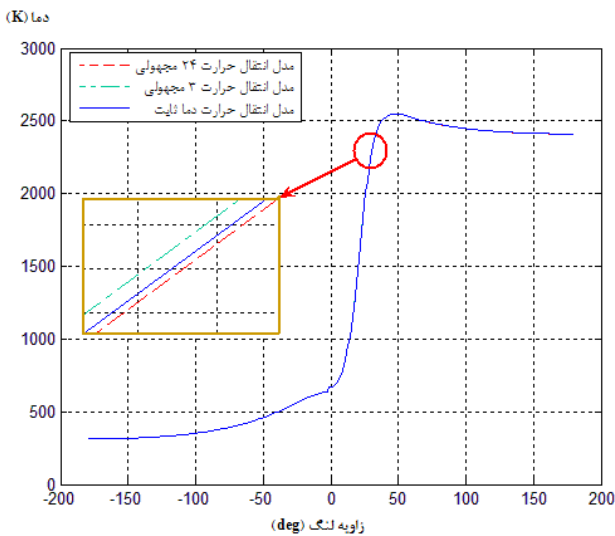
در شکل (۱۵) دمای پیستون به دست آمده از مدل ساده شده انتقال گرمای سه مجهولی (شکل (۱۴)) با دمای تاج پیستون به دست آمده از مدل اصلی با هم مقایسه شده‌اند. مشاهده می‌کنیم که در مدل سه مجهولی پیک دمای پیستون حدود ۳ درصد بیشتر از دمای پیستون به دست آمده از مدل دقیق (۲۴ مجهولی) است. این گونه می‌توان استنباط کرد که در مدل سه مجهولی به دلیل کم بودن مسیره‌های انتقال گرما از تاج پیستون به رینگ‌ها و دامن پیستون، گرمای جذب شده از گازهای داغ کمتر از بالا به پایین پیستون نفوذ کرده و دمای پیستون افزایش می‌یابد.



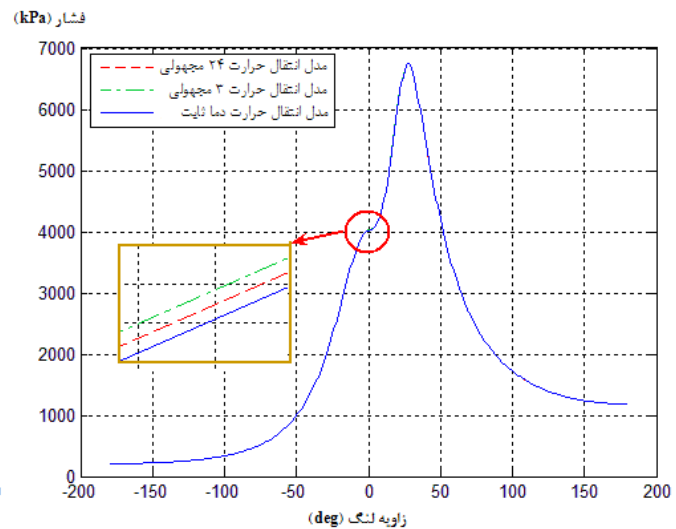
شکل ۱۵- نمودار مقایسه‌ای دمای پیستون در مدل اصلی و مدل انتقال گرمای سه معادله‌ای



شکل ۱۴- مدل شبکه مقاومت گرمایی سه نقطه‌ای



شکل ۱۷- نمودار مقایسه‌ای فشار گاز بر حسب زاویه لنگ برای سه مدل



شکل ۱۶- نمودار مقایسه‌ای دمای گاز بر حسب زاویه لنگ برای سه مدل

در شکل‌های (۱۶) و (۱۷) نمودارهای فشار و دمای به دست آمده از سه مدل با هم مقایسه شده‌اند. همان‌طور که می‌بینیم که نتایج فشار و دمای هر سه مدل بسیار به هم نزدیک هستند (اختلاف آن‌ها کمتر از ۱ درصد است). به لحاظ فیزیکی این‌گونه می‌توان استنباط کرد که با توجه به اینکه اختلاف دمای بین گاز و دیواره‌ها تعیین کننده اصلی میزان انتقال گرما از محفظه احتراق است و همچنین با توجه به اینکه در مدل دمای ثابت دیواره‌ها از دمای متوسط دیواره‌ها در کل چرخه (مدل ۲۴ مجهولی) به عنوان دمای پیستون، سیلندر و سر سیلندر استفاده شده است، لذا در مجموع و به صورت تقریبی میزان انتقال گرما از گازها به دیواره‌ها در سه مدل برابر است، بنابراین دمای گاز به دست آمده از سه مدل با توجه به انتقال گرمای یکسان، به هم نزدیک بوده و به تبع آن فشار گاز در سه مدل نیز تفاوت چندانی نمی‌کند. از نتایج این سه مدل می‌توان نتیجه گرفت که به منظور حل میدان گاز درون سیلندر (تعیین فشار، دما و ...) نیازی به مدل‌سازی گرمایی محفظه احتراق که کاری زمانبر و پیچیده است نبوده و با دانستن دمای تقریبی سطوح محفظه احتراق، می‌توان مسئله را حل کرد.

نتیجه گیری

نتایج به دست آمده از این تحقیق را می‌توان به صورت زیر خلاصه کرد:

- ۱- روش تحلیل گرمایی شبکه مقاومتی، روشی ساده و مناسب برای تحلیل گرمایی اجزای مختلف موتور است.
- ۲- روش احتراق دو ناحیه‌ای روشی مناسب برای تعیین دما، فشار و ضریب انتقال گرمای گاز و شرایط مرزی درون محفظه احتراق است.
- ۳- خنک‌کاری پیستون از طریق برخورد فواره روغن به زیر پیستون، مقدار زیادی از گرمای پیستون را انتقال می‌دهد. در موتور EF7.TC ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی روغن با دور موتور به صورت $h_{oil} \propto N^{0.35}$ مرتبط است.
- ۴- با دانستن دمای متوسط و تقریبی پیستون، سیلندر و سرسیلندر و استفاده از مدل انتقال گرمای و شنی در شبیه‌سازی احتراقی دو ناحیه‌ای، می‌توان نتایج قابل قبولی برای شرایط میدان گاز درون سیلندر، بدون نیاز به تحلیل گرمایی محفظه احتراق، به دست آورد.
- ۵- در موتور EF7.TC (موتور پایه گازسوز ملی) با توجه به نگاهت خاص موتور برای سوخت گاز (زمانبندی جرقه، نسبت هم‌ارزی و ...)، در دو حالت سوخت گاز و بنزین موتور دارای عملکرد مناسبی است.
- ۶- در حالت سوخت گاز با توجه به ضریب انتقال گرمای بالاتر، ماندگاری بیشتر شعله و نفوذ بیشتر گرما در محفظه احتراق، دمای قطعات موتور نسبت به حالت سوخت بنزین بیشتر است.
- ۷- با توجه به طراحی ویژه پیستون به منظور کاهش میزان انتقال گرما از ناحیه تاج پیستون به ناحیه زیرین پیستون (تا حد مقاومت گرمایی پیستون)، تغییرات ناحیه دامن پیستون، بسیار کمتر از ناحیه تاج پیستون است.
- ۸- میزان تاخیر در تشکیل هسته اولیه شعله در حالت سوخت گاز بیشتر از سوخت بنزین بوده و سرعت شعله گاز نسبت به سوخت بنزین پایین‌تر است.

منابع

1. Shamekhi, A., Khatibzadeh, N., and Shamekhi, A. H., "Performance and Emissions Characteristics of a Bi-Fuel SI Engine Fueled By CNG and Gasoline," ASME Paper, ICES 20061387, 2006.
2. Silva, F. S., "Fatigue on Engine Pistons-A Compendium of Case Studies," Journal of Engineering Failure Analysis, 13, pp. 480-492, 2006.
3. Esfahanian, V., Javaheri, A., and Ghaffarpour, M., "Thermal Analysis of an SI Engine Piston Using Different Combustion Boundary Condition Treatments," Applied Thermal Engineering, 26, pp. 277-287, 2006.
4. Mohammadi, A., Yaghoubi, M. and Rashidi, M., "Analysis of Local Convective Heat Transfer in a Spark Ignition Engine," Journal of Engineering Failure Analysis, 13, pp. 480-492, 2006.
5. Hywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, Mc Grow-Hill, New York, 1988.
6. Bohac, S. V., Baker, D. M. and Assanis, D. N., "A Global Model for Steady State and Transient S.I. Engine Heat Transfer Studies," SAE Paper, No. 960073, 1996.

7. Kreith, F., Principle of Heat Transfer, International Text Book Co., 2nd Printing, 1959.
8. Wanli, Y., Guohua, CH., Chunfa, W. and Xiaoming, Y., "Simulation of Transient Heat Transfer for Coupling 3-D Moving Component System Within Internal Combustion Chamber," SAE Paper, No. 01-0617, 2003.
9. Harigaya, Y., Toda, F., and Suzuki, M., "Local Heat Transfer on a Combustion Chamber Wall of a Spark-Ignition Engine," SAE Paper, No. 931130, 1993.
10. Annand, W. J. D., "Geometry of Spherical Flame Propagation in a Disc-Shaped Combustion Chamber", Journal of Mechanical Engineering Science, 12, No. 2, pp. 146-149, 1970.
11. Catania, A. E., Misul, D., Mittica, A., and Spessa, E., "A Refined Two-Zone Heat Release Model for Combustion Analysis in SI Engines," The Fifth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines, Nagoya, July, 2001.
12. Benson, R. S., Annand, W. J. D., and Baruah, P. C., "A Simulation Model Including Intake and Exhaust Systems for a Single Cylinder Four-Stroke Cycle Spark Ignition Engine," Int. J. mech. Sci., 17, pp. 97-124, 1975.
13. Erduranli, P., Koca, A., and Sekmen, Y., "Performance Calculation of a Spark Ignition Engine According To the Ideal Air-Fuel Cycle Analysis," G.U. Journal of Science, 18, No. 1, pp. 103-114, 2005.
14. Stone, R., Introduction to Internal Combustion Engines, Third Edition, Mc Millan, 1999.
15. Maher, A. R. Al-Baghdadi, "A Simulation Model for a Single Cylinder Four-Stroke Spark Ignition Engine Fueled with Alternative Fuels," Turkish J. Eng. Env. Sci, 30, pp. 331-350, 2006.
16. Ferguson, C. R., and Kirkparrick, A. T., Internal Combustion Engine, Applied Thermosciences, Second Edition, John Wiley & Sons, New York, 1986.
17. Torregrosa, A., Olmeda, P., Degrauwe, B., and Reyes, M., "A Concise Wall Temperature Model for DI Diesel Engines," Journal of Applied Thermal Engineering, 26, pp. 1320-1327, 2006.
18. Buyukkaya, E., "Thermal Analysis of Functionally Graded Coating AlSi Alloy and Steel Pistons," Journal of Surface & Coatings Technology, 202, pp. 3856-3865, 2008.
19. Li, C. H., "Piston Thermal Deformation and Friction Consideration," SAE Paper, No. 820086, 1982.
20. Wu, H. W., and Chiu, C. P., "A Study on the Characteristics of Heat Transfer in an Engine Piston," KSME Journal, 2, No. 1, pp. 19-27, 1994.
21. Lowe, A. S. H., and Morel, T., "A New Generation of Tools for Accurate Thermo-Mechanical Finite Element Analyses of Engine Components," SAE Paper, No. 920681, 1992.
22. Choi, Y. D., Jeong, P. S., Kim, D. S., and Hong, J. K., "Analysis of Thermal Conduction in Piston of Gasoline Engine by Boundary Element Method," SAE Paper, No. 931907, 1993.

English Abstract

Comparison of EF7.TC Engine Performance in Two Modes of CNG Fuel and Petrol using Piston and Combustion Chamber Thermal Simulation

J. Gharloghy¹, A. H. Kakaee² and A. A. Forooghifar¹

1- Iran Khodro Company, P.O. BOX 13895-111, Tehran, Iran

2- Department of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology

In this study, the heat transfer of SI engine piston is calculated. Engine performance in two modes of CNG fuel and petrol has been studied. For thermal simulation, three different models have been used. In the first model, three approximate and constant temperatures are selected for piston, cylinder and cylinder head, and subsequently the temperature, pressure and convection coefficients of the in-cylinder gas are determined using two-zone combustion model. In the second model, for each of the walls (piston, cylinder and cylinder head), the relevant heat transfer equations with two-zone model are solved considering three unknown temperature. In the third model, which is the most accurate method, 24 heat transfer equations coupled with the two-zone model are solved simultaneously based on resistor-capacitor thermal network model. Eventually, results of the three models are compared to study their effect on the piston thermal behavior. It has been shown that use of resistor-capacitor model with lower number of equations and consequently less solution time is an appropriate method for solving problems of engine heat transfer. The simulations were carried out by a MATLAB code and the results were validated with the experimental data of the EF7.TC engine.

Keywords: Bi-fuel engine, Resistor-capacitor thermal network, Piston, Two-zone combustion model