

# تحلیل حرارتی سمبه<sup>۱</sup> موتور اشتعال جرقه‌ای با استفاده از الگوهای حرارتی متفاوت

جواد قارلقی\*

کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، کارشناس فنی شرکت ایران خودرو  
J.Gharloghy@ikco.com

امیر حسن کاکایی

استادیار، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران  
kakaee\_ah@iust.ac.ir

پذیرش نهایی مقاله: ۸۸/۱۲/۵

\* نویسنده مسئول/تاریخ دریافت: ۸۸/۹/۲۹

## چکیده

در این تحقیق، انتقال حرارت در سمبه<sup>۱</sup> موتور احتراق جرقه‌ای محاسبه شده است. سه روش متفاوت برای شبیه‌سازی انتقال حرارت بکار رفته است. در روش اول برای سمبه، استوانه<sup>۲</sup> و بستار<sup>۳</sup>، دمایی ثابت و تقریبی در نظر گرفته شده است و به وسیله الگوی دو ناحیه‌ای احتراق شرایط میدان گاز درون استوانه (دما، فشار و ضرایب انتقال حرارت جابجایی) محاسبه می‌شود. در روش دوم برای هر سه قسمت سمبه، استوانه و بستار، سه دمای مجهول در نظر گرفته شده است و معادلات انتقال حرارت با الگوی دو ناحیه‌ای به صورت همزمان حل می‌شود. در روش سوم که دقیقترین روش است، به صورت همزمان بر اساس الگوی شبکه<sup>۴</sup> حرارتی مقاومت-خازن، ۲۴ معادله انتقال حرارت با نرم‌افزار دو ناحیه‌ای، حل می‌شود. نتایج بدست آمده از سه روش به منظور بررسی اثر آنها بر رفتار حرارتی سمبه با هم مقایسه می‌شود. نشان داده شده است که استفاده از الگوی مقاومت-خازن با تعداد معادلات کمتر و در نتیجه زمان حل کمتر، روشی مناسب برای حل مسائل حرارتی موتور است. مجموعه<sup>۵</sup> این عملیات به وسیله<sup>۶</sup> نرم‌افزاری که با MATLAB نوشته شده، انجام می‌شود و نتایج با داده‌های تجربی موتور EF7TC صحه گذاری شده است.

[۱]. محاسبه توزیع دمای سمبه به منظور مهار تنش‌ها و تغییر شکل‌های حرارتی در محدوده<sup>۷</sup> مجاز از اهمیت زیادی برخوردار است. توزیع دمای سمبه امکان بهینه‌سازی جنبه‌های حرارتی سمبه را، قبل از اینکه نمونه<sup>۸</sup> اولیه ساخته شود، با کمترین هزینه‌ها به ما می‌دهد. گرمترین دمای هر

1- Piston  
2- Cylinder  
3- Cylinder Head

کلیدواژه‌ها: شرایط مرزی، سمبه، موتور احتراق داخلی، انتقال حرارت، احتراق دو ناحیه‌ای

## ۱- مقدمه

سمبه یکی از پرتنش‌ترین قطعات خودرو است (فشار گاز درون محفظه احتراق می‌تواند به حدود ۲۰۰-۱۸۰ بار برسد) [۱]. سرعت خطی سمبه به حدود ۲۵ m/s و دمای تاج سمبه ممکن است به حدود ۴۰۰ °C برسد

نقطه از سمبه نباید از ۶۶٪ دمای ذوب همبسته<sup>۱</sup> آن بیشتر شود. این محدوده دمایی برای همبسته سمبه موتوره‌های امروزی حدود ۶۴۰ درجه کلون است [۲]. تاج سمبه از جمله داغ‌ترین اعضای موتور احتراق داخلی است. به همین علت در درجه اول سامانه خنک‌کاری وظیفه دارد که دمای تاج سمبه را در حد مطلوب نگه دارد. زیرا اگر دمای تاج سمبه بیش از حد بهینه خود باشد باعث افت کارایی و در نهایت موجب سوختگی سمبه خواهد شد. لذا توصیه شده است که سمبه موتور احتراقی در محدوده دمایی بیشینه کارکرد خود کار کند و نباید نرخ خنک‌کاری موتور طوری باشد که دمای سمبه بیش از حد کاهش یابد. بنابراین تحلیل حرارتی سمبه در طراحی یک موتور پر بازده از اهمیت بسیاری برخوردار است [۳ و ۴].

الگوی متغیر کلوخه‌ای<sup>۲</sup>، روشی مناسب برای شبیه‌سازی رفتار ایستایی و پویایی (دینامیکی) سامانه‌های حرارتی است. انتقال حرارت از میان ظرفیت‌های کلوخه‌ای و مقاومت‌های حرارتی صورت می‌گیرد و به همین دلیل این روش شبیه‌سازی را الگوی مقاومت-خازن می‌نامند. اگرچه الگوی مقاومت-خازن به صورت گسترده‌ای برای سامانه‌های حرارتی مختلف استفاده شده است، اما استفاده از این الگو در موتورهای احتراق داخلی، اخیراً رایج شده است [۵]. در این روش، قسمت‌های مختلف موتور به تعداد محدودی گره تقسیم شده است که هر گره به صورت هم‌دما فرض می‌شود. به طور کلی با افزایش تعداد گره‌ها، دقت کار افزایش می‌یابد اما بر پیچیدگی و زمان بر بودن حل می‌افزاید.

در کارهایی که اخیراً در تحلیل حرارتی سمبه صورت گرفته است، وانلی<sup>۳</sup> و یان<sup>۴</sup> با استفاده از روش اجزای محدود و تحلیل سه بعدی همزمان سمبه-روغن-استوانه، به شبیه‌سازی حرارتی سمبه پرداخته‌اند. گسترده‌سازی سه بعدی با این فرضیه صورت پذیرفته است که لایه روغن به صورت مقاومت حرارتی یک بعدی عمل می‌کند [۶]. در تحقیقی دیگر هاری گایا<sup>۵</sup> و تودا<sup>۶</sup> به بررسی اثر سرعت شعله بر شار حرارتی در محفظه احتراق پرداخته‌اند. آنها با استفاده از روش دو ناحیه‌ای، دمای گاز را محاسبه کرده و با استفاده از روش آزمایشگاهی، شار حرارتی را در نقاط مختلف محفظه احتراق محاسبه کرده‌اند. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش سرعت شعله میزان بیشینه شار حرارتی کاهش می‌یابد. آنان همچنین یک معادله تجربی بین عدد نوسلت (با مبنای ضریب انتقال حرارت محلی) و عدد رینولدز (بر مبنای سرعت شعله) بدست آورده‌اند [۷]. اصفهانیان، جواهری و غفارپور با استفاده از نرم افزارهای KIVA\_3V و NASTRAN به

## ۲- الگوی احتراقی

احتراق در موتور، فرآیندی بسیار پیچیده می‌باشد که به طور کامل شناخته نشده است. الگوهای ساده شده‌ای برای تشریح این پدیده نه چندان ساده، استفاده می‌گردند. اگرچه این الگوها، همیشه جزئیات فرآیند را تشریح نمی‌کنند، با این حال متغیرهای اصلی و مهم کارکرد موتور را، شامل فشار، دما، سوخت، کوبش، سرعت موتور و غیره، نسبتاً دقیق به هم می‌پیوندند.

در این تحقیق، هدف تحلیل حرارتی سمبه است و هدف بررسی آلاینده‌ها و کوبش در موتور نیست، لذا به منظور شبیه‌سازی احتراق، از یک الگوی احتراق دو ناحیه‌ای استفاده شده است. بررسی انتقال حرارت

Choi - ۷  
Veshagh - ۸  
Chen - ۹

Alloy - ۱  
Lumped Parameter - ۲  
Wanli - ۳  
Yan - ۴  
Harigaya - ۵  
Toda - ۶

چنین فرض می‌کنیم که اشتعال زمانی آغاز می‌گردد که حجم هسته اولیه شعله از یک هزارم حجم کل استوانه در آن لحظه تجاوز نماید. همچنین فرض می‌کنیم فرآیند اشتعال به صورت بی‌دررو<sup>۲</sup> و حجم ثابت رخ می‌دهد. برای تخمین دمای هسته اولیه شعله معادله تجربی (۶) قابل استفاده می‌باشد [۱۲ و ۱۳]:

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

در معادله (۶)،  $x_f$  کسر جرمی مخلوط آماده سوختن<sup>۳</sup> و  $\varphi$  غنا (نسبت هم‌ارزی) می‌باشد. مقدار زاویه لنگ برای آنکه حجم هسته اولیه شعله برابر یک هزارم حجم کل استوانه گردد، را زاویه مهلت اشتعال می‌نامند. برای محاسبه مهلت اشتعال الگوهای متعددی ارائه شده است. در این تحقیق از الگوی (۷) 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 معادلات (۷ و ۸)،  $V_{Kernel}$  حجم اولیه هسته شعله،  $r_f$  شعاع هسته شعله،  $u_T$  سرعت آشفته شعله و  $n$  سرعت موتور برحسب دور بر ثانیه می‌باشد. برای محاسبه سرعت شعله آرام از معادله توانی (۹) 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 معادله (۹)،  $T_0$  و  $P_0$  دما و فشار مرجع و  $S_{L,0}$  و  $\alpha$  و  $\beta$  برای یک سوخت معین، غنا، ثابت می‌باشد. برای بنزین (بنزین مرجع با متوسط جرم مولکولی ۱۰۷ و نسبت  $H/C$  برابر ۱/۶۹)، این ثابت‌ها می‌توانند به صورت (۱۰) نشان داده شوند:

$$\begin{aligned} \alpha_g &= 2.4 - 0.271\varphi^{3.51} \\ \beta_g &= -0.357 + 0.14\varphi^{2.77} \\ S_{L,0} &= B_m + B_\varphi (\varphi - \varphi_m)^2 \end{aligned} \quad (10)$$

در معادله (۱۰) نماد  $g$  نماد بنزین و  $\varphi_m$  غنا است که در آن بیشینه،

در چرخه بسته صورت گرفته است، لذا با صرفنظر از دو مرحله مکش و تخلیه، شبیه‌سازی در مراحل تراکم، احتراق و انبساط انجام شده است. با صرفنظر از نشتی از درزها و شکافها و عدم وجود احتراق در مراحل تراکم و انبساط و همچنین استفاده از معادله حالت گاز، معادلات (۱ و ۲) برای محاسبه فشار و دما بدست می‌آیند [۱۰]:

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

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

در معادلات (۱ و ۲)،  $Q_{ht}$  انتقال گرما به دیواره‌های محفظه،  $\theta$  زاویه لنگ،  $P$  فشار گاز،  $T$  دمای گاز،  $V$  حجم محفظه احتراق و  $\gamma$  نسبت گرمای ویژه را نشان می‌دهد. با نوشتن قانون اول گرماپویایی برای هر یک از نواحی سوخته و نسوخته و دیفرانسیل‌گیری از معادله حالت گاز و ترکیب معادلات، در نهایت این معادلات برای محاسبه فشار و دمای ناحیه‌های سوخته و نسوخته در مرحله احتراق، به دست می‌آید (فشار داخل استوانه را برای دو ناحیه بکنواخت فرض نمودیم) [۱۱]:

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

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

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

در این معادلات،  $V_u$  حجم ویژه ناحیه سوخته، نماد  $b$  نشانگر ناحیه سوخته و نماد  $u$  نشانگر ناحیه نسوخته است. به منظور محاسبه مجهولات دما و فشار، از روش عددی رانج-کوتا<sup>۱</sup> استفاده شده است.

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 [۵]. در روش مقاومت-خازن از شش نوع مقاومت حرارتی بدین شرح استفاده می‌شود:

الف) مقاومت هدایتی محوری<sup>۴</sup>

$$R = \frac{L}{KA} \quad (۱۳)$$

ب) مقاومت هدایتی شعاعی<sup>۵</sup>

$$R = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi HK} \quad (۱۴)$$

پ) مقاومت همرفتی<sup>۶</sup>

$$R = \frac{1}{hA_s} \quad (۱۵)$$

ت) مقاومت تشعشعی خطی شده

$$R = \frac{T_2 - T_1}{\varepsilon \sigma F_{12} A_s (T_2^4 - T_1^4)} \quad (۱۶)$$

ث) مقاومت جریان (گره ورودی)

$$R = \frac{1}{m_{in} C_{p,in}} \quad (۱۷)$$

ج) مقاومت جریان (گره خروجی)

$$R = \frac{1}{m_{out} C_{p,out}} \quad (۱۸)$$

در معادلات (۱۷ و ۱۸)،  $K$  ضریب هدایت حرارتی،  $L$  فاصله بین دو گره،  $A$  سطح مقطع عبور شار حرارتی،  $r_1$ ،  $r_2$  شعاع داخلی و خارجی گره‌ها،  $H$  ارتفاع استوانه،  $h$  ضریب انتقال حرارت همرفتی،  $A_s$  سطح مقطع در معرض انتقال حرارت همرفتی،  $\varepsilon$  قابلیت انتشار،  $\sigma$  ثابت استفان بولتزمن،  $F_{12}$  ضریب شکل،  $m$  جرم و  $C_p$  گرمای ویژه فشار ثابت می‌باشد [۵].

پس از اینکه معادله (۱۲) برای هر گره به صورت مجزا نوشته شود، دستگاه معادلات خطی (۱۹) که به صورت ضمنی حل می‌شوند، حاصل می‌شود:

$$\left( [G] + \frac{[C]}{\Delta t} \right) \{T\} = \{F\} + \left( \frac{[C]}{\Delta t} \right) \{T_{old}\} \quad (۱۹)$$

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 (۱۹) به صورت ضمنی برای تعیین بردار  $\{T\}$  حل می‌شود.

در این تحقیق چون قابلیت انتشار گازهای درون استوانه کوچک است

به مقدار  $B_m$  باشد. متغیرهای  $B\phi$ ،  $B_m$ ،  $\phi_m$  برای بنزین به ترتیب برابر  $0.121/0.305$  و  $0.549$  متر بر ثانیه و  $-0.549$  متر بر ثانیه می‌باشد [۱۴]. برای تبدیل سرعت آرام به آشفته، از ضریبی به‌عنوان ضریب شعله استفاده می‌کنیم، که این ضریب تابعی از چندین کمیت می‌باشد که به پیشنهاد کوهل  $ff = 0.0017 - 0.002$  تخمین زده شده است [۱۴].

$$u_T = (1 + (ff \times n)) \times S_L \quad (۱۱)$$

مشخصات هندسی و نرخ پیشروی شعله در محفظه احتراق با استفاده از سرعت شعله آشفته (معادله ۱۱) و الگوی آناند بدست آمده است [۱۵]. انتقال حرارت گاز به دیواره‌ها به ویژه در چرخه احتراق از لحاظ بازده سوخت، یک مورد منفی و از لحاظ خنک‌کاری قطعات از جمله سمبه، مفید است. در الگوهای ترمودینامیکی از معادلات نیمه تجربی با توجه به شرایط کاری موتور، نرخ انتقال حرارت محاسبه می‌شود. در این تحقیق به‌منظور محاسبه ضریب انتقال حرارت، از الگوی وشنی<sup>۱</sup> استفاده شده است [۱۶].

### ۳- الگوی حرارتی ظرفیت کلوخه‌ای

روش ظرفیت کلوخه‌ای با نوشتن معادله بقای انرژی برای هر گره به‌صورت معادله (۱۲) بیان می‌شود. در این معادله  $T$  دمای گره،  $R$  مقاومت حرارتی،  $Q$  منبع انرژی،  $m$  جرم و  $C_v$  گرمای ویژه حجم ثابت است. نمادهای  $i$  و  $j$  بیانگر گره‌های  $i$  و  $j$  و بالانویس‌های  $p$  و  $p+1$  نشان دهنده گام زمانی قبلی و جاری هستند.  $\Delta t$  اندازه گام زمانی است.

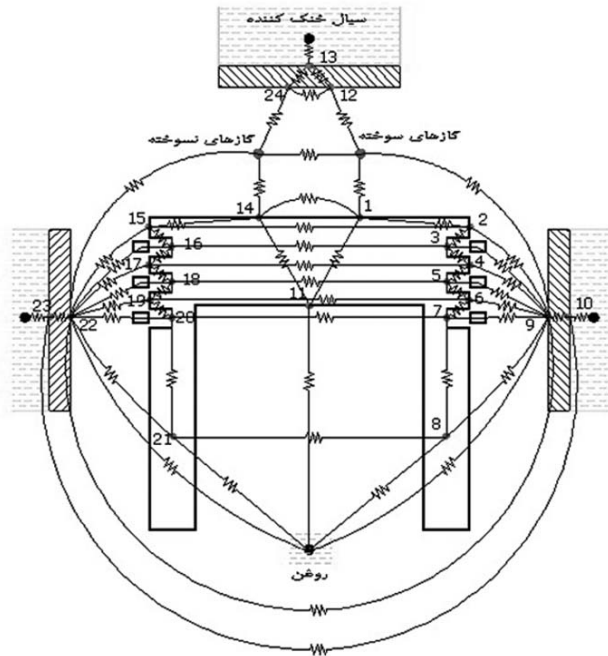
$$\left\{ \begin{aligned} & \sum_j^{cond} \frac{T_j^{p+1} - T_i^{p+1}}{R_{i,j}^p} + \sum_j^{flow.in} \frac{T_j^{p+1}}{R_{i,j}^p} - \\ & \sum_j^{flow.out} \frac{T_j^{p+1} - T_i^{p+1}}{R_{i,j}^p} + \sum_{gen} Q_{gen}^p \\ & = m_i C_{v,i} \frac{T_i^{p+1} - T_i^p}{\Delta t} \end{aligned} \right. \quad (۱۲)$$

با توجه به اینکه روش تفاضل محدود ضمنی<sup>۲</sup> با تفاضل پس رونده، نسبت به روش صریح<sup>۳</sup> بی‌قید و شرط پایدار است، استفاده از آن شرط پایداری را ارضا می‌کند. با وجود پایداری روش ضمنی، اندازه گام زمانی از اهمیت زیادی برخوردار است. اگر اندازه گام زمانی بسیار بزرگ باشد، تخمین دمای گره‌ها با تقریب زیادی همراه خواهد بود. اگر گام زمانی

۴ Axial Conduction Resistor - ۴  
۵ Radial Conduction Resistor - ۵  
۶ Convection Resistor - ۶

۱ Woschni - ۱  
۲ Implicit finite-difference - ۲  
۳ Explicit - ۳

و سه گره با دمای مشخص (گازهای داغ، روغن و سیال خنک‌کاری)، الگوی مقاومت حرارتی کامل می‌شود. در سمبه گره‌های ۱، ۲، ۳، ۴، ۵، ۶، ۷ و ۸ متعلق به ناحیه در تماس با گازهای سوخته، و گره‌های ۱۴، ۱۵، ۱۶، ۱۷، ۱۸، ۱۹، ۲۰ و ۲۱ متعلق به ناحیه در تماس با گازهای نسوخته می‌باشند. در استوانه گره‌های ۹ و ۱۰ متعلق به ناحیه در تماس با گازهای سوخته، و گره‌های ۲۲ و ۲۳ متعلق به ناحیه در تماس با گازهای نسوخته هستند. به همین ترتیب در بستار، گره ۱۲ در تماس با گازهای سوخته و گره ۲۴ در تماس با گازهای نسوخته می‌باشند. گره ۱۱ در زیر تاج سمبه و گره ۱۳ در دیواره بیرونی بستار، به دلیل ضریب انتقال حرارت جابجایی بزرگ و شرایط خاص هندسی، برای کل سطوح به صورت منفرد در نظر گرفته شده‌اند.



شکل ۲ الگوی شبکه مقاومت گرمایی

گردان دمایی در ناحیه تاج سمبه<sup>۱</sup> و حلقه‌ها<sup>۲</sup> بزرگ است ولی در ناحیه دامن<sup>۳</sup> سمبه تغییرات دمایی کاهش می‌یابد. به همین دلیل در ناحیه تاج سمبه و حلقه‌ها از تعداد گره‌های بیشتری نسبت به دامن سمبه استفاده شده است.

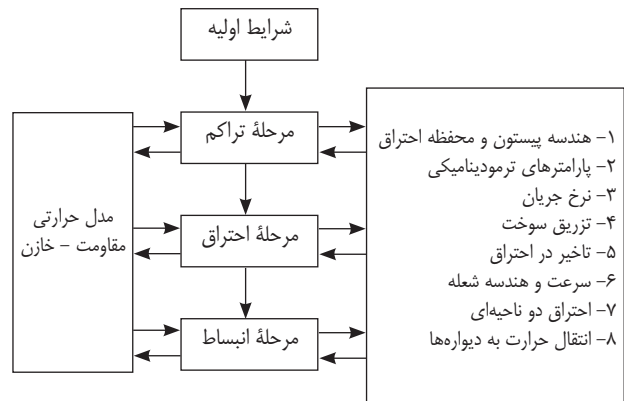
و همچنین به دلیل اینکه انتقال حرارت تابشی نسبت به انتقال حرارت جابجایی (جز در موتورهای دیزل) ناچیز است، از انتقال حرارت تابشی صرف نظر شده است. همچنین شبیه‌سازی در چرخه بسته صورت گرفته است بنابراین در شبکه مقاومتی تنها از سه نوع مقاومت هدایت محوری، هدایت شعاعی و همرفتی استفاده می‌شود [۵ و ۱۶].

مرحله شروع به کار سرد موتور تا گرم شدن موتور در این بررسی شبیه‌سازی نشد و شبیه‌سازی در حالت تعادل حرارتی موتور انجام شده است. با توجه به فرضیات یاد شده، معادله (۱۲) بدین صورت ساده می‌شود [۱۷ و ۵]:

$$\sum_j \frac{cond_{conv} T_j^{p+1} - T_i^{p+1}}{R_{i,j}^p} = m_i C_{v,i} \frac{T_i^{p+1} - T_i^p}{\Delta t} \quad (20)$$

جمله  $Q_{gen}$  در معادله (۲۰) آورده نمی‌شود زیرا در این معادله که با الگوی احتراق دو ناحیه‌ای مزدوج (کوئل) می‌شود، دمایی گازهای داغ درون استوانه به صورت یک دمایی معلوم وارد می‌شود و جمله انرژی حرارتی سوخت در الگوی دو ناحیه‌ای دیده شده است. علاوه بر این از حرارت ناشی از اصطکاک سمبه و حلقه‌ها با دیواره استوانه، به دلیل پیچیدگی و همچنین ناچیز بودن در برابر حرارت آزاد شده از سوخت، صرف نظر شده است.

شکل (۱) سیر جریان شبیه‌سازی و تحلیل را نشان می‌دهد:



شکل ۱ ساختار برنامه شبیه‌سازی

## ۴- پیکربندی شبکه حرارتی

شکل (۲) شبکه مقاومتی در نظر گرفته شده برای تحلیل حرارتی سمبه را نشان می‌دهد. حرارت ناشی از احتراق به سه سطح اصلی شامل سمبه، دیواره استوانه و بستار انتقال می‌یابد. لذا با تعیین ۲۴ گره با دمایی مجهول

- ۱ - Piston Crown
- ۲ - Ring Land
- ۳ - Skirt

## ۵- شرایط مرزی حرارتی

شرایط مرزی حرارتی سمبه را می‌توان به چهار ناحیه اصلی تقسیم بندی نمود:

الف) تاج سمبه در معرض احتراق

ب) حلقه‌ها و نواحی بین حلقه‌ها

پ) دامن سمبه

ج) نواحی درونی<sup>۱</sup> سمبه

د) محور سمبه

در ناحیه<sup>۱</sup> تاج سمبه مطابق شکل (۲)، گره ۱ با گازهای داغ سوخته و گره ۱۴ با گازهای نسوخته، تبادل حرارتی دارند. مقاومت حرارتی بین گره‌های تاج سمبه و دو ناحیه<sup>۱</sup> گازها را با معادلات (۲۱) و (۲۲) می‌توان نشان داد.

$$R_{1\_bgas} = \frac{1}{h\_b(\theta).A_{pb}(\theta)} \quad (21)$$

$$R_{14\_ugas} = \frac{1}{h\_u(\theta).(A_p - A_{pb}(\theta))} \quad (22)$$

در این معادلات،  $h\_b(\theta)$  ضریب انتقال حرارت همرفتی گازهای داغ سوخته در هر زاویه<sup>۱</sup> لنگ،  $h\_u(\theta)$  ضریب انتقال حرارت همرفتی گازهای نسوخته در هر زاویه<sup>۱</sup> لنگ،  $A_p$  مساحت کل تاج سمبه و  $A_{pb}(\theta)$  مساحت تاج سمبه در تماس با گازهای سوخته است.

به‌صورت مشابه، مقاومت‌های حرارتی برای گره‌های استوانه و بستار در تماس با گازهای سوخته و نسوخته به‌صورت معادلات (۲۳) تا (۲۶)، ارائه می‌شود.

$$R_{12\_bgas} = \frac{1}{h\_b(\theta).A_{Chb}(\theta)} \quad (23)$$

$$R_{24\_ugas} = \frac{1}{h\_u(\theta).(A_{ch} - A_{Chb}(\theta))} \quad (24)$$

$$R_{9\_bgas} = \frac{1}{h\_b(\theta).A_{Cb}(\theta)} \quad (25)$$

$$R_{22\_ugas} = \frac{1}{h\_u(\theta).(pbS(\theta) - A_{Cb}(\theta))} \quad (26)$$

در این معادلات،  $A_{ch}$  مساحت کل بستار،  $A_{Chb}(\theta)$  مساحت بستار در تماس با گازهای سوخته،  $S(\theta)$  ارتفاع قسمتی از استوانه در تماس با گازهای درون استوانه و  $A_{Cb}(\theta)$  مساحت استوانه در تماس با گازهای سوخته است.

با فرض ثابت بودن دمای سیال خنک‌کن، مقاومت‌های حرارتی گره‌های ۱۰ و ۲۳ از استوانه و گره ۱۳ از بستار به‌صورت معادلات (۲۷) و (۲۸) تعیین می‌گردد:

$$R_{10\_coolant} = \frac{2}{h_{coolant} \times (\pi(b + 2t_{block}).S)} \quad (27)$$

$$R_{23\_coolant} = \frac{2}{h_{coolant} \times (\pi(b + 2t_{block}).S)} \quad (28)$$

$$R_{13\_coolant} = \frac{1}{h_{coolant} \times A_{ch}} \quad (29)$$

در این معادلات،  $S$  طول مسیر سمبه،  $t_{block}$  ضخامت تقریبی دیواره<sup>۱</sup> استوانه و  $h_{coolant}$  ضریب انتقال حرارت جابجایی از سیال خنک‌کن به دیواره‌ها است که در مرجع [۲] مقدار  $(\frac{W}{m^2.k})$  ۱۴۸۱ پیشنهاد شده است.

با فرض ثابت بودن دمای روغن، مقاومت‌های حرارتی گره‌های ۹ و ۲۲ از استوانه بدین صورت تعیین می‌گردد:

$$R_{9\_oil} = R_{22\_oil} = \frac{2}{h_{oil\_block} \times (\pi b.(S - S(\theta)))} \quad (30)$$

در این معادله  $h_{oil\_block}$  ضریب انتقال حرارت بین روغن و دیواره<sup>۱</sup> استوانه است که در مرجع [۵] مقدار  $(\frac{W}{m^2.k})$  ۴۰۰ برای آن پیشنهاد شده است.

مقاومت‌های حرارتی برای گره ۱۱ در زیر تاج سمبه و گره‌های ۸ و ۲۱ در ناحیه داخلی دامن سمبه که با روغن خنک می‌شوند، از معادلات (۳۱) و (۳۲) محاسبه می‌شوند.

$$R_{11\_oil} = \frac{1}{h_{oil\_ucp} \times (\frac{\pi}{4}(b_p - 2t_s)^2)} \quad (31)$$

$$R_{8\_oil} = R_{21\_oil} = \frac{2}{h_{oil\_us} \times (\pi(b_p - 2t_s).L_{Skirt})} \quad (32)$$

در این معادلات  $h_{oil\_ucp}$  ضریب انتقال حرارت همرفتی روغن در ناحیه<sup>۱</sup> زیر تاج سمبه،  $h_{oil\_us}$  ضریب انتقال همرفتی روغن در ناحیه<sup>۱</sup> داخلی دامن سمبه،  $b_p$  قطر سمبه،  $t_s$  ضخامت تقریبی دامن سمبه و  $L_{skirt}$  ارتفاع تقریبی دامن سمبه است.

سطوح داخلی سمبه بر اساس طراحی موتور در چگونگی خنک‌کاری زیر سمبه با روغن، به یکی از این سه روش خنک‌کاری می‌گردد:

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 حرارت در این ناحیه از نوع رسانش است که ضریب هدایت را به صورت تقریبی، ضریب انتقال حرارت هدایت گاز در دمای متوسط دیواره‌ها در نظر می‌گیریم. این انتقال حرارت را با یک انتقال حرارت جابجایی بدین صورت ارائه می‌کنیم:

$$q'' = k \frac{T_{piston} - T_{wall}}{\delta} = h(T_{piston} - T_{wall}) \Rightarrow h = \frac{k}{\delta} \quad (34)$$

$$\delta = \frac{b - b_{piston}}{2} \approx 0.5mm \quad (35)$$

در این معادلات  $k$  ضریب انتقال حرارت هدایتی گاز در دمای متوسط دیواره و سمبه،  $\delta$  لقی بین سمبه و استوانه در ناحیه تاج و  $h$  ضریب انتقال حرارت جابجایی معادل است. با این فرضیات مقاومت حرارتی بین گره‌های ۲ و ۱۵ با استوانه بدین صورت ارائه می‌شود:

$$R_{2-9} = R_{15-22} = \frac{\ln\left(\frac{b}{b_{piston}}\right)}{k_{gas}(2Y_1)} \quad (36)$$

در معادله (۳۶)  $Y_1$  ارتفاع ناحیه شکاف است. انتقال حرارت از ناحیه بین حلقه‌ها و فواصل بین آنها را با این فرضیات ارائه می‌کنیم [۲]:

- ضخامت لایه روغن یکنواخت فرض شده است.
- حلقه‌ها کاملاً صاف و بدون تاب فرض شده‌اند.
- وجود لقی سمبه در استوانه باعث ایجاد حرکت ثانویه سمبه و در نتیجه حفره‌زایی (کاویتاسیون) در روغن می‌شود که به علت پیچیدگی از آن صرف نظر می‌کنیم و لایه روغن را پیوسته در نظر می‌گیریم.
- انتقال حرارت در لایه روغن، در ناحیه حلقه و دامن سمبه با توجه به کوچک بودن عدد بایو، هدایتی فرض می‌گردد.

شکل (۳) مسیر انتقال حرارت را از شیار حلقه به سیال خنک‌کن نشان می‌دهد. در این شکل  $R_1$  و  $R_2$  مقاومت روغن در بالا و پایین شیار حلقه،  $R_3$  مقاومت حلقه،  $R_4$  مقاومت روغن بین حلقه و استوانه،  $R_5$  مقاومت استوانه و  $R_6$  مقاومت سیال خنک‌کن است. در مرجع [۱۹] برای مجموع این مقاومت‌ها مقادیری مطابق با معادلات (۳۷) و (۳۸) که با استفاده از روش‌های آزمایشگاهی بدست آمده‌اند، در نظر گرفته شده است.

۱- پاشش روغن از طریق میل‌لنگ<sup>۱</sup>

۲- پاشش روغن از محور سمبه<sup>۲</sup>

۳- پاشش روغن از طریق ایجاد جریان فواره روغن<sup>۳</sup>

ضریب همرفتی برای هر یک از حالات یاد شده در مراجع [۵ و ۱۸] به صورت جدول (۱) پیشنهاد شده است:

جدول ۱ ضریب همرفتی روغن برای خنک‌کاری سطوح داخلی سمبه

روش خنک‌کاری توسط روغن	قسمت زیرین تاج سمبه	
	ضریب هدایت (W/m <sup>2</sup> K)	
پاشش به وسیله میل‌لنگ	۱۰۰۰-۹۰۰	۲۴۰
اجباری	۲۸۰۰-۲۱۰۰	
جت روغن	۳۲۲۰-۲۰۵۰	

با توجه به اینکه شار جریان روغن در کل موتور با افزایش سرعت، افزایش می‌یابد، لذا ضریب انتقال حرارت همرفت بین روغن و سمبه با تغییر سرعت موتور، دستخوش تغییر می‌گردد. وابستگی ضریب همرفتی روغن با سرعت موتور به صورت معادله (۳۳) است [۵]:

$$h = h_{ref} \left( \frac{N}{N_{ref}} \right)^b \quad (33)$$

در معادله (۳۳)  $h_{ref}$  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 [۵] 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 معادلات (۳۱) و (۳۲) با انتخاب ضریب انتقال حرارت جابجایی مرجع برابر ۳۰۰۰ در ۵۵۰۰ دور بر دقیقه محاسبه شده است.

در ناحیه شکاف بین تاج سمبه و استوانه، سمبه هیچ تماسی با استوانه ندارد و تنها گاز داخل استوانه باعث انتقال حرارت می‌شود. در این ناحیه چون فاصله بسیار کم است و در واقع تنها یک شکاف<sup>۴</sup> وجود دارد، فرض

- Splash Cooling - ۱
- Forced Cooling - ۲
- Jet Cooling - ۳
- Crevice - ۴

اکنون می‌توانیم مقادیر مقاومت‌های  $R_1$  و  $R'_1$  را بدین صورت محاسبه کنیم:

$$R_1 = \frac{1}{1200} - (R_2 + R_3 + R_4 + R_5) \quad (43)$$

$$R'_1 = \frac{1}{1000} - (R_2 + R_3 + R_4 + R_5) \quad (44)$$

برای شیار حلقه 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 معادله (45) محاسبه نمود.

$$R_e = \frac{R_1 \cdot R'_1}{R_1 + R'_1} \quad (45)$$

اکنون می‌توانیم مقاومت حرارتی  $R_{3-9}$  را بدین صورت محاسبه کنیم:

$$R_{3-9} = R_e + R_2 + R_3 \quad (46)$$

برای شیار حلقه‌های دیگر در نواحی سوخته و نسوخته نیز به همین ترتیب شرایط مرزی حرارتی مشخص می‌شود.

در ناحیه دامن سمبه و فواصل بین حلقه‌ها نیز بنا به دلایل ذکر شده در فرضیات و معادله (20)، انتقال حرارت از روغن به صورت هدایت فرض می‌شود. مقاومت حرارتی گره 4 و به طور مشابه گره‌های 6، 17 و 19 از معادله (47) محاسبه می‌شود:

$$R_{4-9} = \frac{\ln\left(\frac{b}{b_{piston}}\right)}{k_{oil}(2\pi h Y_2)} \quad (47)$$

در معادله (47)  $Y_p$  ارتفاع ناحیه بین شیار حلقه است.

به طور مشابه در ناحیه دامن سمبه نیز مقاومت حرارتی از معادله (48) محاسبه می‌شود.

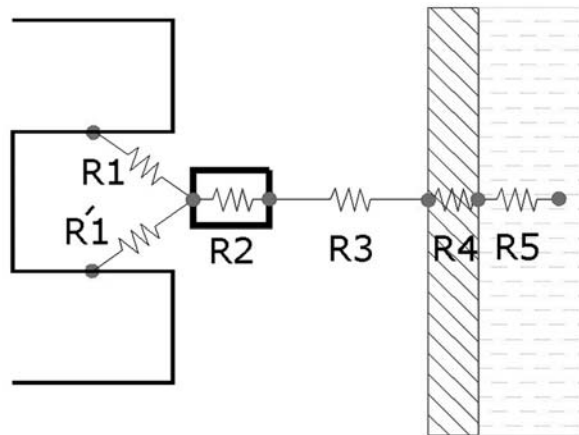
$$R_{8-9} = R_{21-9} = \frac{\ln\left(\frac{b}{b_{piston}}\right)}{k_{oil}(2\pi L_{skirt})} \quad (48)$$

در این معادله  $L_{skirt}$  ارتفاع تقریبی دامن سمبه است.

ضریب انتقال حرارت همرفت در دمای مرجع روغن، در ناحیه محور سمبه  $1000 \frac{W}{m^2 K}$  پیشنهاد شده است [2]. کلیه مقاومت‌های حرارتی داخلی سمبه، استوانه و بستار از نوع هدایتی

$$\frac{1}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5} = 1200 \quad (37)$$

$$\frac{1}{R'_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5} = 1000 \quad (38)$$



شکل ۳ مسیر انتقال حرارت از شیار حلقه به سیال خنک‌کن

مقادیر  $R_2$  تا  $R_5$  از معادلات (39) و (40) و (41) محاسبه می‌شوند [2]:

$$R_2 = R_{ring} = \frac{\ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)}{k_{ring}(2\pi t_{ring})} \quad (39)$$

$$R_3 = R_{oil} = \frac{\ln\left(\frac{b}{r_{out}}\right)}{k_{oil}(2\pi t_{ring})} \quad (40)$$

$$R_4 = R_{block} = \frac{\ln\left(\frac{b + 2t_{block}}{b}\right)}{k_{block}(2\pi t_{ring})} \quad (41)$$

$$R_5 = R_{coolant} = \frac{1}{h_{coolant} A_s} \quad (42)$$

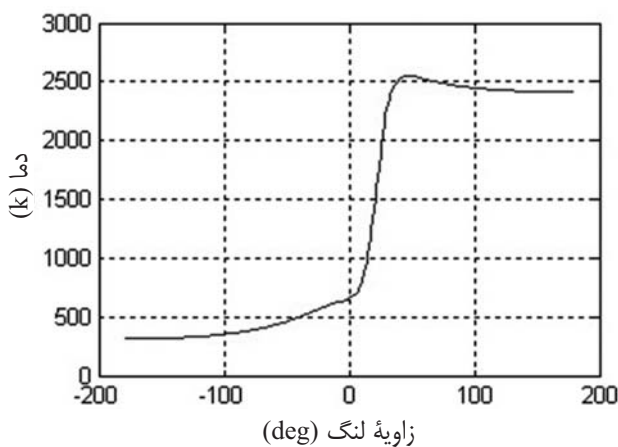
در این معادلات  $r_{in}$  و  $r_{out}$  به ترتیب شعاع خارجی و داخلی حلقه،  $k_{ring}$  ضریب انتقال حرارت هدایتی حلقه،  $t_{ring}$  ضخامت حلقه،  $k_{oil}$  ضریب انتقال حرارت هدایتی روغن،  $t_{block}$  ضخامت تقریبی استوانه،  $k_{block}$  ضریب انتقال حرارت هدایتی استوانه،  $A_s$  سطح انتقال حرارت مؤثر در تماس با سیال خنک‌کن و  $h_{coolant}$  ضریب انتقال حرارت جابجایی سیال خنک‌کن 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 سمبه بر انتقال حرارت از لایه روغن صرف نظر شده است [2 و 20].

جدول ۳ مشخصات کلی موتور EF7.TC

عنوان	مشخصات
قطر استوانه	۷۸/۶ میلی‌متر
طول مسیر سمبه	۸۵ میلی‌متر
طول دسته سمبه	۱۳۳/۵ میلی‌متر
تعداد استوانه	۴
نسبت تراکم	۹/۹
قطر سمبه	۷۷/۵۹۲ میلی‌متر
طول سمبه	۵۱/۷ میلی‌متر
طول دامن سمبه	۳۳/۴ میلی‌متر
جرم سمبه	۳۲۷ گرم
دمای روغن	۴۰۳ درجه کلوین
دمای خنک‌کن	۳۶۳ درجه کلوین
IVC	۲۶ درجه بعد از نقطه مرگ پایین
EVO	۲۵ درجه قبل از نقطه مرگ پایین
زمان جرقه	۱۱/۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا
$\lambda = 1/\phi$	۰/۷۳
دور موتور	۵۵۰۰ دور بر دقیقه
فشار چندراهه ورودی	۱۷۳ کیلو پاسکال
دمای چندراهه ورودی	۳۱۲/۶ درجه کلوین

نمودار شکل (۵)، دمای گذرای گازهای درون استوانه و نمودار شکل (۶)، فشار گاز درون استوانه را بر حسب زاویه لنگ نشان می‌دهد. در شکل (۶) شیب منحنی فشار پس از زدن جرقه کاهش و سپس افزایش می‌یابد که این چرخه کاهش ناشی از تأخیر در اشتعال است.

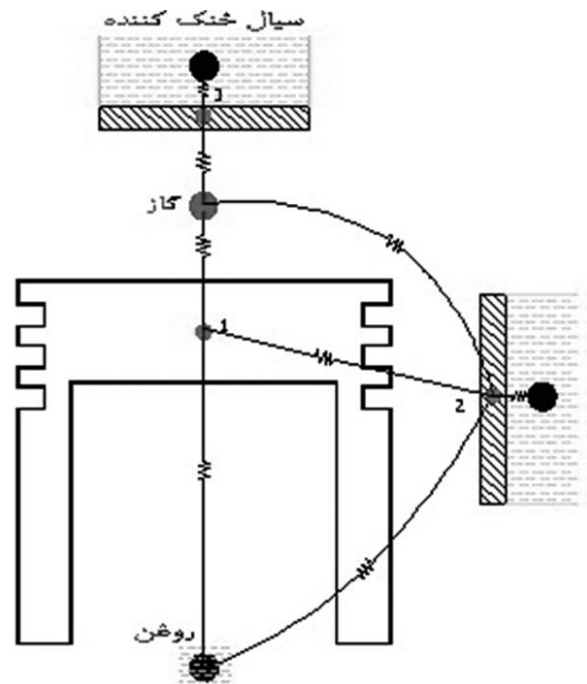


شکل ۵ دمای داخل استوانه بر حسب زاویه لنگ

و از هر دو نوع هدایت محوری و هدایت شعاعی می‌باشد. کلیه این مقاومت‌ها از معادلات (۱۳) و (۱۴) و بر اساس مشخصات هندسی سمبه، محاسبه شده‌اند.

### ۶- مقایسه شبیه‌سازی با دو الگوی ساده‌سازی شده

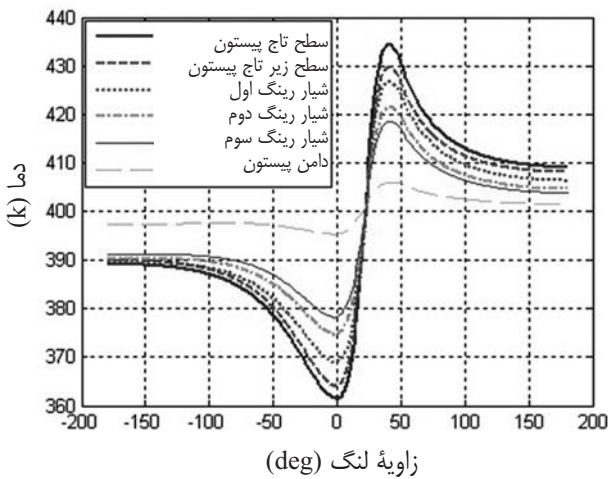
برای بررسی اثر برخی شرایط مرزی بر نتایج و همچنین تحلیل میزان لزوم استفاده از شبیه‌سازی حرارتی با جزئیات بیشتر، شبیه‌سازی با دو الگوی ساده دیگر نیز صورت پذیرفته است. در یک الگو مطابق شکل (۴) برای سمبه، استوانه و بستار هر کدام تنها یک دما در نظر گرفته شده است و در واقع سه معادله انتقال حرارت با سه مجهول به روش شبکه حرارتی مقاومت-خازنی، به صورت همزمان با الگوی احتراقی دو ناحیه‌ای حل می‌شود [۱۷]. در الگوی ساده شده دیگر برای سمبه دمای ثابت ۴۰۰ درجه کلوین، برای بستار دمای ثابت ۳۸۰ درجه کلوین و برای استوانه دمای ثابت ۳۵۰ درجه کلوین در نظر گرفته شده و الگوی دو ناحیه‌ای با این فرض حل شده است.



شکل ۴ شبکه حرارتی مقاومتی در الگوی سه مجهولی انتقال حرارت

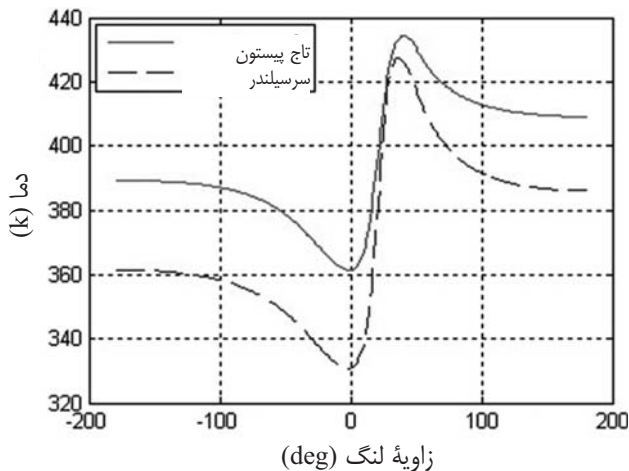
### ۷- نتایج

شبیه‌سازی برای موتور EF7.TC (موتور ملی) در حالت سوخت بنزین انجام شده است. جدول (۲) مشخصات موتور پرخوران EF7.TC را نشان می‌دهد.



شکل ۸ دمای بخشهای مختلف روی سمبه بر حسب زاویه لنگ

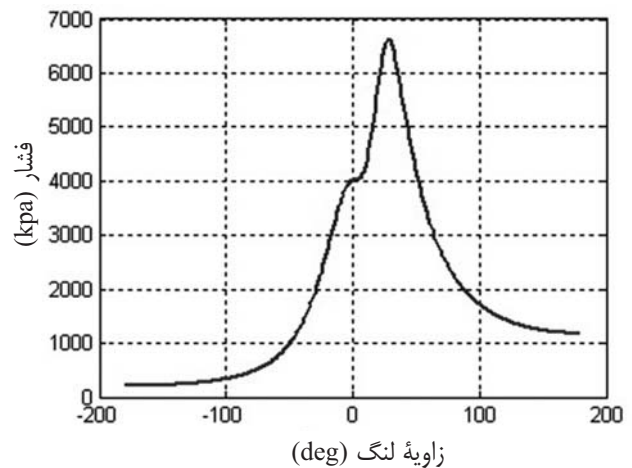
شکل (۹) دمای گذرای بستار و تاج سمبه را نشان می‌دهد. آنچه که از این نمودار می‌توان نتیجه گرفت اینکه اگرچه دمای تاج سمبه از دمای بستار گرمتر است اما تغییرات دمای بستار بیشتر است که به دلیل نوع خنک‌کاری بستار با سیال خنک‌کن (آب) است. این امر می‌تواند باعث افزایش خستگی حرارتی بستار گردد.



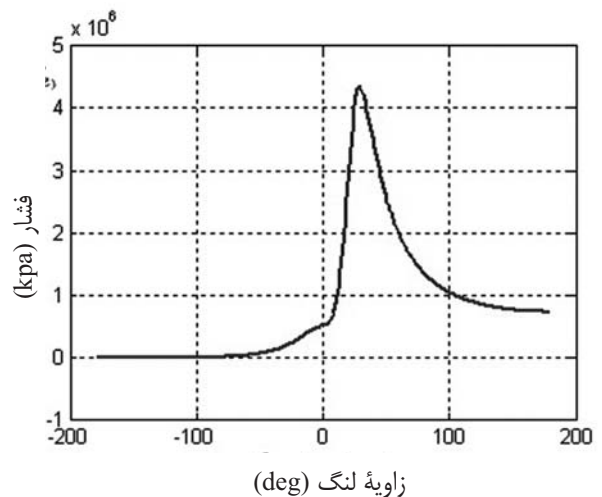
شکل ۹ مقایسه بین دمای سمبه و بستار بر حسب زاویه لنگ

در شکل (۱۰) دمای سمبه بدست آمده از الگوی ساده شده انتقال حرارت سه مجهولی با دمای تاج سمبه بدست آمده از الگوی اصلی با هم مقایسه شده‌اند. مشاهده می‌کنیم که در الگوی سه مجهولی دمای بیشینه سمبه حدود ۳٪ بیشتر از دمای سمبه بدست آمده از الگوی دقیق است. اینگونه می‌توان استنباط نمود که در الگوی سه مجهولی به دلیل کم بودن مسیرهای انتقال حرارت از تاج سمبه به حلقه‌ها و دامن سمبه، حرارت جذب شده از گازهای داغ کمتر از بالا به پایین سمبه نفوذ می‌کند و دمای سمبه افزایش می‌یابد.

شکل (۷) شار حرارتی عبوری را از سطح تاج سمبه که از الگوی وشنی محاسبه شده است، نشان می‌دهد. همانگونه که از نمودار مشخص است، در ابتدا مقدار شار حرارتی منفی است بدین معنی که حرارت از سطح سمبه به گازهای درون استوانه منتقل می‌شود که در ادامه با افزایش دمای گازها جریان حرارتی معکوس می‌شود [۸ و ۲۱].

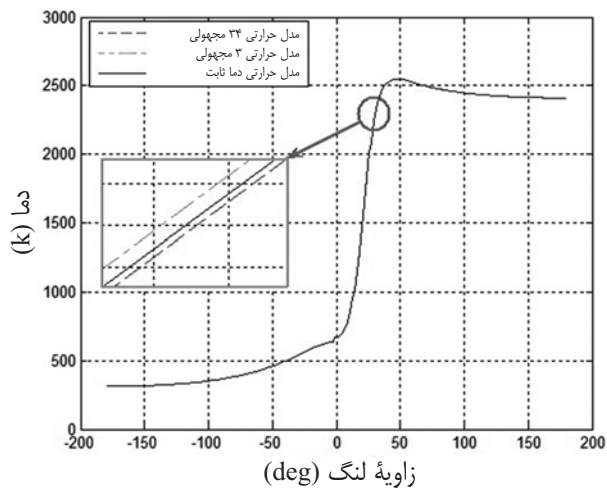


شکل ۶ فشار داخل استوانه بر حسب زاویه لنگ

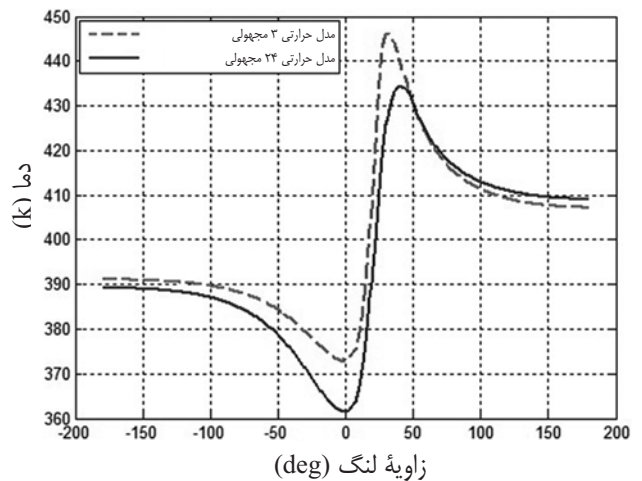


شکل ۷ شار حرارتی عبوری از سطح تاج سمبه بر حسب زاویه لنگ

در شکل (۸) دمای قسمت‌های مختلف سمبه بر حسب زاویه لنگ نشان داده شده است. دمای تاج سمبه در ابتدای مرحله تراکم به دلیل در تماس بودن با مخلوط سوخت و هوای سرد ورودی، کمتر از دیگر بخش‌ها است که در ادامه چرخه و شروع احتراق به دلیل انتقال حرارت بیشتر از گازهای داغ به تاج سمبه، دمای تاج از دیگر نقاط بیشتر می‌شود [۷].



شکل ۱۲ نمودار مقایسه‌ای دمای گاز بر حسب زاویه لنگ برای سه الگو

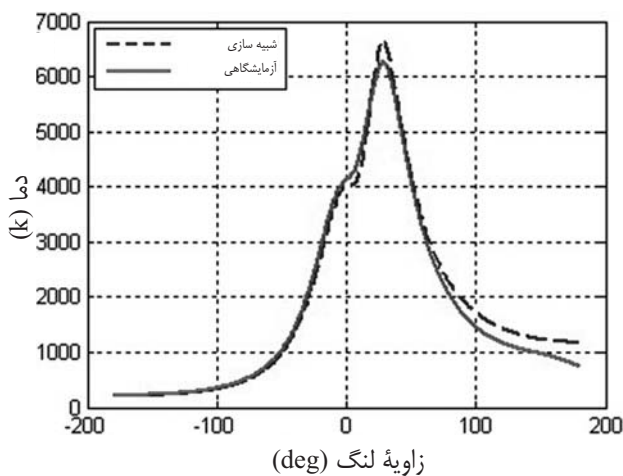


شکل ۱۰ نمودار مقایسه‌ای دمای سمیه در الگوی اصلی و الگوی انتقال حرارت سه

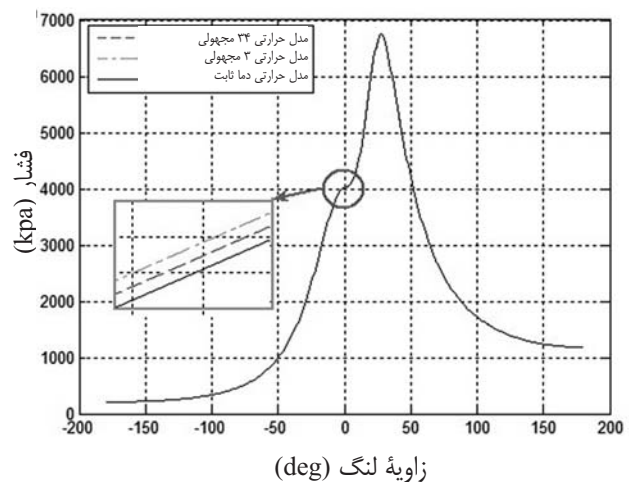
معادله‌ای

شکل (۱۳) نمودار مقایسه‌ای فشار تجربی و فشار شبیه‌سازی را نشان می‌دهد. تنها داده تجربی در موتور مورد بررسی در این تحقیق، اطلاعات فشار درون استوانه است لذا به ناچار تنها مرجع اعتباردهی به نتایج شبیه‌سازی این اطلاعات می‌باشند. منحنی‌های تجربی و شبیه‌سازی در مرحله تراکم با وجود فرضیات ساده‌کننده‌ای که در نظر گرفتیم، همگرایی خوبی دارد و برهم منطبق هستند. این امر نشان دهنده قابل قبول بودن این فرض‌ها می‌باشد. حدود ۶٪ اختلاف بین فشار بیشینه دو منحنی وجود دارد. این میزان اختلاف ناشی از بسیاری از افت‌ها در حالت واقعی نسبت به شرایط شبیه‌سازی است. در مرحله انبساط نیز به پیروی از مرحله احتراق اختلاف محدودی بین نمودار تجربی و شبیه‌سازی وجود دارد.

در شکل‌های (۱۱) و (۱۲) نمودارهای فشار و دمای گاز بدست آمده از سه الگو با هم مقایسه شده‌اند. مشاهده می‌کنیم که نتایج فشار و دمای هر سه الگو بسیار به هم نزدیک هستند. از نتایج این سه الگو می‌توان نتیجه گرفت که به‌منظور حل میدان گاز درون استوانه (تعیین فشار، دما و ...) نیازی به شبیه‌سازی حرارتی محفظه احتراق که کاری زمانبر و پیچیده می‌باشد؛ نیست و با دانستن دمای تقریبی سطوح محفظه احتراق، می‌توان مسئله را حل کرد (در این تحقیق از دمای متوسط بدست آمده از شبیه‌سازی حرارتی استفاده شده است). اما چون در این تحقیق هدف تحلیل حرارتی سمیه است و تنش‌های حرارتی ناشی از توزیع غیر یکنواخت دما در سمیه از اهمیت زیادی برخوردارند لذا هر چه دمای نقاط مختلف سمیه دقیقتر محاسبه شود، نتایج بهتری حاصل می‌شود.



شکل ۱۳ مقایسه فشار تجربی و شبیه‌سازی درون استوانه



شکل ۱۱ نمودار مقایسه‌ای فشار گاز بر حسب زاویه لنگ برای سه الگو

## ۸- نتیجه گیری

نتایج بدست آمده از این تحقیق را می توان بدین صورت خلاصه کرد:  
 ۱- روش تحلیل حرارتی شبکه مقاومتی، روشی ساده و مناسب برای تحلیل حرارتی اجزای مختلف موتور است.

۲- روش احتراق دو ناحیه ای روشی دقیق و مناسب برای تعیین شرایط میدان گاز (مانند فشار، دما و ...) و شرایط مرزی درون محفظه احتراق است.

۳- خنک کاری سمبه از طریق برخورد فواره روغن به زیر سمبه، مقدار زیادی از گرمای سمبه را انتقال می دهد. در موتور EF7.TC ضریب انتقال حرارت جابجایی روغن به دور موتور به صورت  $h_{oil} \propto N^{0.35}$  وابسته است.

۴- در روش تحلیل حرارتی شبکه مقاومت گرمایی هر چه تعداد گره ها بیشتر باشد، دقت محاسبات بیشتر است و همچنین زمان حل افزایش می یابد.

۵- با دانستن دمای متوسط و تقریبی سمبه، استوانه و بستار و استفاده از الگوی انتقال حرارت و شنی در شبیه سازی احتراقی دو ناحیه ای، می توان نتایج قابل قبولی برای شرایط میدان گاز درون استوانه، بدون نیاز به تحلیل حرارتی محفظه احتراق، بدست آورد.

## ۹- تشکر و قدردانی

بر خود لازم می دانیم که از آقایان مهندس احمدی، مؤمنی و اسدزاده از مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو (ایپکو) که در تهیه اطلاعات مربوط به موتور EF7.TC ما را یاری نمودند، کمال تشکر و قدردانی را داشته باشیم.

## ۱۰- فهرست علائم و نشانه ها

$A_{Chb}(\theta)$	سطح مشترک بین بستار و پیشانی شعله ( $m^2$ )
$A_{Cb}(\theta)$	سطح مشترک بین استوانه و پیشانی شعله ( $m^2$ )
$A_{pb}(\theta)$	سطح مشترک بین سمبه و پیشانی شعله ( $m^2$ )
$A_p$	مساحت تاج سمبه ( $m^2$ )
$A_s$	سطح دیواره در تماس با سیال خنک کن ( $m^2$ )
$b_p$	قطر سمبه (m)
$C_{pb}$	ظرفیت حرارتی ویژه فشار ثابت گازهای سوخته (J/kg.K)
$C_{pu}$	ظرفیت حرارتی ویژه فشار ثابت گازهای نسوخته (J/kg.K)
$C_{vb}$	ظرفیت حرارتی ویژه حجم ثابت گازهای سوخته (J/kg.K)
$C_{vu}$	ظرفیت حرارتی ویژه حجم ثابت گازهای نسوخته (J/kg.K)
$ff$	ضریب شعله
$F_{12}$	ضریب شکل
$h$	ضریب انتقال حرارت جابجایی ( $W/m^2K$ )
$h_b$	ضریب انتقال حرارت جابجایی گازهای سوخته ( $W/m^2K$ )
$h_u$	ضریب انتقال حرارت جابجایی گازهای نسوخته ( $W/m^2K$ )
$h_{coolant}$	ضریب انتقال حرارت جابجایی سیال خنک کننده ( $W/m^2K$ )
$h_{oil\_block}$	ضریب انتقال حرارت جابجایی روغن در تماس با بلوک استوانه ( $W/m^2K$ )
$h_{oil\_upc}$	ضریب انتقال حرارت جابجایی روغن در ناحیه زیر سمبه ( $W/m^2K$ )
$h_{oil\_us}$	ضریب انتقال حرارت جابجایی روغن در ناحیه زیرین دامن سمبه ( $W/m^2K$ )
$h_{ref}$	ضریب انتقال حرارت جابجایی مرجع ( $W/m^2K$ )
$Y_1$	ارتفاع شکاف بین تاج سمبه و استوانه (m)
$Y_2$	ارتفاع ناحیه بین شیار حلقه (m)
$K$	ضریب انتقال حرارت هدایتی ( $W/mK$ )
$k_{block}$	ضریب انتقال حرارت هدایتی بلوک استوانه ( $W/mK$ )
$k_{oil}$	ضریب انتقال حرارت هدایتی روغن ( $W/mK$ )
$k_{ring}$	ضریب انتقال حرارت هدایتی حلقه سمبه ( $W/mK$ )
$L$	فاصله بین دو گره در الگوی مقاومت-خازن (m)
$L_{skirt}$	ارتفاع دامن سمبه (m)

$T_{kernel}$	دمای هسته اولیه شعله (K)	$m_b$	جرم گازهای سوخته (kg)
$t_{block}$	ضخامت تقریبی استوانه (m)	$m_u$	جرم گازهای نسوخته (kg)
$t_{ring}$	ضخامت حلقه سمبه (m)	$n$	سرعت موتور (rpm)
$t_s$	ضخامت دامن سمبه (m)	$N_{ref}$	سرعت مرجع موتور (rpm)
$u_b$	انرژی درونی گازهای سوخته (J/kg)	$P$	فشار گاز (Pa)
$u_u$	انرژی درونی گازهای نسوخته (J/kg)	$Q_{ht}$	گرمای منتقل شده به دیواره‌ها (W)
$u_T$	سرعت شعله آشفته (m/s)	$Q_u$	گرمای انتقالی از ناحیه نسوخته (W)
$V$	حجم محفظه احتراق ( $m^3$ )	$Q_{gen}$	منبع ایجاد انرژی حرارتی (W)
$V_b$	حجم گازهای سوخته ( $m^3$ )	$R$	ثابت گازها (J/kg.K)
$V_u$	حجم گازهای نسوخته ( $m^3$ )	$R_b$	ثابت گازهای سوخته (J/kg.K)
$x_f$	کسر جرمی مخلوط آماده سوختن	$R_u$	ثابت گازهای نسوخته (J/kg.K)
$\Delta t$	گام زمانی (s)	$r_f$	شعاع شعله (m)
$\delta$	لقی بین سمبه و استوانه (m)	$r_{in}$	شعاع داخلی حلقه سمبه (m)
$\varepsilon$	قابلیت انتشار	$r_{out}$	شعاع خارجی حلقه سمبه (m)
$s$	ثابت استفان بولتزمن ( $W/m^2.K^4$ )	$S$	خیز سمبه (m)
$\theta$	زاویه لنگ (deg)	$S_L$	سرعت شعله آرام (m/s)
$\gamma$	نسبت ظرفیت‌های حرارتی	$T$	دمای گاز (K)
$\varphi$	غنا (نسبت هم ارزی)	$T_b$	دمای گازهای سوخته (K)
		$T_u$	دمای گازهای نسوخته (K)

**Reference:**

- [1] Silva. F.S., "Fatigue on Engine Pistons—A Compendium of Case Studies", *Journal of Engineering Failure Analysis*, NO. 13 (2006): 480-492.
- [2] Esfahanian. V., Javaheri A., Ghaffarpour. M., "Thermal Analysis of an SI Engine Piston Using Different Combustion Boundary Condition Treatments", *Applied Thermal Engineering Journal*, NO. 26 (2006): 277-287.
- [3] Mohammadi. A., Yaghoubi. M. and Rashidi. M., "Analysis of Local Convective Heat Transfer in a Spark Egnition Engine", *Journal of Engineering Failure Analysis*, NO. 13 (2006): 480-492.
- [4] Hywood. J. B., "Internal Combustion Engine Fundamentals", Mc Grow-Hill, New York, 1988.
- [5] 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, February 26-29, 1996.
- [6] 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, March 3-6, 2003.
- [7] Harigaya. Y., Toda. F., and Suzuki. M., "Local Heat Transfer on a Combustion Chamber Wall of a Spark-Ignition Engine", *SAE Paper*, NO. 931130, March 29 - April 1, 1993.
- [8] Y. D. Choi, P. S. Jeong, D. S. Kim, and J. K. Hong, "Analysis of Thermal Conduction in Piston of Gasoline Engine by Boundary Element Method", *SAE Paper*, NO. 931907, November 15-19, 1993.
- [9] A. Veshagh and C. Chen, "Stress Analysis And Design Optimization of Carbon Piston", *SAE Paper*, NO. 950935, February 27- March 2, 1995.
- [10] Annand W.J.D , "Geometry of Spherical Flame Propagation in a Disc-Shaped Combustion Chamber" , *Journal of mechanical engineering science*, NO. 12 (1970):146-149.
- [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*, July 1-4, 2001, Nagoya.
- [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. Pergamon Press.*, NO.17 (1975) 97-124.
- [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*, NO. 18(1) (2005):103-114 .
- [14] Stone. R. "Introduction to Internal Combustion Engines", Third edition, Mc Millan, New York,1999.
- [15] Maher A. R. Sadigh Al-Baghdadi, "A Simulation Model for a Single Cylinder Four-Stroke Spark Ignition Engine Fueled with Alternative Fuels", *Mechanical and Energy Department, Higher Institute of Mechanical Engineering, Turkish J. Eng.Env.Sci*, NO. 30 (2006): 331-350.
- [16] Ferguson. C. R. and Kirkparrick. A. T., "Internal Combustion Engine, Applied Thermo sciences" Second Edition, John Wiley & Sons, Inc, New York, 1986.
- [17] Torregrosa. A., Olmeda. P., Degraeuwe. B. and Reyes. M., "A Concise Wall Temperature Model for DI Diesel Engines", *Journal of Applied Thermal Engineering*, NO. 26 (2006): 1320-1327.
- [18] Buyukkaya. E., "Thermal Analysis of Functionally Graded Coating AlSi Alloy and Steel Pistons", *Journal of Surface & Coatings Technology*, NO. 202 (2008): 3856-3865.
- [19] Chin. Hsiu Li, "Piston Thermal Deformation and Friction Consideration", *SAE Paper*, No. 820086.Booklet, A., 1994.
- [20] H. W. Wu and C. P. Chiu, "A Study On The Characteristics Of Heat Transfer In an Engine Piston", *KSME Journal*, Vol. 2, No.1 (1994): 19-27.
- [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, February 1992.

# Thermal Analysis of an SI Engine Piston Using Different Thermal Model

**J. Gharloghy\***

MS in mechanical engineering, expert of Iran Khodro Company  
J.Gharloghy@ikco.com

**A. H. Kakaee**

Assistant professor of automotive engineering faculty, Iran University of science and technology  
Kakaee\_ah@iust.ac.ir

---

\*Corresponding Authors

Received: Dec. 20, 2009

Accepted in Revised Form: Dec. 24, 2010

## Abstract

In this study, the SI engine piston heat transfer is calculated applying three different models for the heat transfer modeling. In the first model, three approximate and constant temperatures are selected for piston, cylinder and cylinder head and determined the in-cylinder gas temperature, pressure and convection coefficients 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 solved considering three unknown temperature. In third model that is the most accurate method, 24 heat transfer equations coupled with the two zone model were solved simultaneously based on resistor-capacitor thermal network model. Eventually, the three model results compared to study their effect on the piston thermal behavior. It has been shown that using of resistor-capacitor model with less number of equations and consequently less time solution is an appropriate method for solving problems of engine heat transfer. The simulations were done by a MATLAB code and the results have been validated with the experimental data of the EF7.TC engine.

*Keywords: Boundary Condition, Piston, Internal Combustion Engine, Heat Transfer, Two Zone Combustion*