تحلیل حرارتی سمبهٔ ^۱موتور اشتعال جرقهای با استفاده از الگوهای حرارتی متفاوت

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

امير حسن کاکایی استاديار، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ايران kakaee_ah@iust.ac.ir

۸۸/۹/۲۹ پذیرش نهایی مقاله: ۸۸/۹/۲۹ پذیرش نهایی مقاله: ۸۸/۱۲/۵

چکیدہ

در این تحقیق، انتقال حرارت در سمبهٔ موتور احتراق جرقهای محاسبه شده است. سه روش متفاوت برای شبیهسازی انتقال حرارت بکار رفته است. در روش اول برای سمبه، استوانه^۲ و بستار^۳، دمایی ثابت و تقریبی در نظر گرفته شده است و بهوسیله الگوی دو ناحیهای احتراق شرایط میدان گاز درون استوانه (دما، فشار و ضرایب انتقال حرارت جابجایی) محاسبه می شود. 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 بهصورت همزمان حل می شود. در روش سوم که دقیقترین روش است، بهصورت همزمان بر اساس الگوی شبکهٔ حرارتی مقاومت-خازن، ۲۶ معادلهٔ انتقال حرارت با نرمافزار دو ناحیهای، حل می شود. نتایج بدست آمده از سه روش به منظور بررسی اثر آنها بر رفتار حرارتی سمبه با هم مقایسه می شود. نشان داده شده است که استفاده از الگوی مقاومت-خازن با تعداد معادلات کمتر و درنتیجه زمان حل کمتر، روشی مناسب برای حل مسائل حرارتی موتور محموعهٔ این عملیات به وسیلهٔ نرم افزاری که با MATLAB نوشته شده، انجام می شود و نتایج با داده های تجربی موتور

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

۱ – مقدمه

سمبه یکی از پرتنش ترین قطعات خودرو است (فشار گاز درون محفظه احتراق می تواند به حدود ۲۰۰_۱۸۰ بار برسد) [۱]. سرعت خطی سمبه به حدود ۲۵ ۲۵ ۲۵ و دمای تاج سمبه ممکن است به حدود C۰ ۴۰۰ برسد

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

Piston – ۱

Cylinder –۲ Cylinder Head –۳

نقطه از سمبه نباید از ۶۶٪ دمای ذوب همبستهٔ آن بیشتر شود. این محدودهٔ دمایی برای همبستهٔ سمبهٔ موتورهای امروزی حدود ۶۴۰ درجه كلوين است [٢]. تاج سمبه از جمله داغترين اعضاى موتور احتراق داخلى است. به همین علت در درجهٔ اول سامانهٔ خنک کاری 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 سمبهٔ موتور احتراقی در محدودهٔ دمای بیشینهٔ 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].

الگوى متغير كلوخهاى^٢، روشى مناسب براى شبيهسازى رفتار ايستايى و پویایی (دینامیکی) سامانههای حرارتی است. انتقال حرارت از میان ظرفیتهای کلوخهای و مقاومتهای حرارتی صورت می گیرد و به همین دلیل این روش شبیه سازی را الگوی مقاومت-خازن می نامند. اگرچه الگوی مقاومت-خازن بهصورت 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 بهصورت همدما فرض می شود. به طور کلی با افزایش تعداد گرهها، دقت کار افزایش مىيابد اما بر پيچيدگى و زمانبر بودن حل مى افزايد.

در کارهایی که اخیراً در تحلیل حرارتی سمبه صورت گرفته است، وانلی و یان با استفاده از روش اجزای محدود و تحلیل سه بعدی همزمان سمبه- روغن- استوانه، به شبیهسازی حرارتی سمبه پرداختهاند. گسستهسازی سه بعدی با این فرضیه صورت پذیرفته است که لایهٔ روغن بهصورت مقاومت حرارتی یک بعدی عمل میکند [۶]. در تحقیقی دیگر هاری گایا^ه و تودا^ع 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 كردهاند. نتايج نشان مىدهد كه با افزايش سرعت شعله میزان بیشینهٔ شار حرارتی کاهش می یابد. آنان همچنین یک معادلهٔ 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

- Harigaya ۵ Toda ۶

بررسی اثر شرایط مرزی بر رفتار حرارتی سمبه پرداختهاند. سه روش تحلیل آنها عبارتند از: استفاده از مقادیر متوسط سطحی و زمانی برای دمای تاج سمبه، مقادیر محلی متوسط زمانی برای دمای تاج سمبه و استفاده از مقادیر کاملاً گذرای محلی برای دمای تاج سمبه. آنها نشان دادهاند که استفاده از شرایط مرزی محلی و متوسط زمانی به عنوان شرایط مرزی سمت احتراق سمبه تقریبی مناسب و مهندسی است [۲]. در تحقیقی که به توسط چوی^۷ و همکاران در سال ۱۹۹۳ انجام شده است، برای بررسی هدایت حرارتی در سمبه، سه تحلیل به روش عناصر مرزی، ارائه شده است. به منظور مشخص کردن دمای گاز و ضریب انتقال حرارت جابجایی بر روی دیوارهٔ سمبه، شبیهسازیهای خطایاب عملکرد سمبه انجام شده است. بهمنظور تعیین تناسب عناصر مرزی در تحلیل سه بعدی هدایت حرارتی سمبه، دمای دیوارههای سمبه، با یک روش آزمایشگاهی اندازهگیری شده است [۸]. وشاق ٔ و چن ٔ در سال ۱۹۹۵، از الگوی سهبعدی عناصر محدود برای بدست آوردن دمای سمبه استفاده کردهاند. در این تحقیق از مقادیر ضرایب انتقال حرارت جابجایی و دمای گاز، در کل چرخهٔ موتور متوسط زمانی گرفته شده است [۹]. در کار حاضر شبيهسازي حرارتي سمبه با دقت زياد و محاسبة دقيق شرايط مرزى ناحية حلقه(رینگ)ها و تاج سمبه به روش تحلیل حرارتی شبکهٔ مقاومتی صورت گرفت و اثر تغییر برخی شرایط مرزی بر نتایج بررسی شده است. برای هر یک از متغیرهای الگو، عباراتی که تابع متغیرهایی مانند هندسهٔ موتور، متغیرهای عملکردی موتور و مشخصات مواد تشکیل دهندهٔ موتور است، ارائه می شود تا اینکه الگو برای موتورهای دیگر به راحتی قابل استفاده و مفيد باشد.

۲-الگوی احتراقی

احتراق در موتور، فرأیندی بسیار پیچیده میباشد که به طور کامل شناخته نشده است. الگوهای ساده شدهای برای تشریح این پدیده نه چندان ساده، استفاده می گردند. اگرچه این الگوها، همیشه جزئیات فرآیند را تشریح نمی کنند، با این حال متغیرهای اصلی و مهم کار کرد موتور را، شامل فشار، دما، سوخت، كوبش، سرعت موتور و غيره، نسبتاً دقيق به هم مىپيوندند.

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

۲ – Alloy ۲ – Lumped Parameter Wanli – ۳

Yan – ۴

Choi – v

Veshagh – A Chen – ۹

در چرخهٔ بسته صورت گرفته است، لذا با صرفنظر از دو مرحلهٔ 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 معادلهٔ حالت گاز، معادلات (۱ و ۲) برای محاسبهٔ فشار و دما بدست میآیند [۱۰]:

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

$$\frac{dT}{d\theta} = T\left(\frac{1}{V}\frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{P}\frac{dP}{d\theta}\right) \tag{7}$$

در معادلات (۱ و ۲)، Q_{ht} انتقال گرما به دیوارههای محفظه، θ زاویهٔ لنگ، P فشار گاز، T دمای گاز، V حجم محفظه احتراق و γ نسبت گرمای ویژه را نشان میدهد. با نوشتن قانون اول گرماپویایی برای هر یک از نواحی سوخته و نسوخته و دیفرانسیل گیری از معادلهٔ حالت گاز و ترکیب معادلات، در نهایت این معادلات برای محاسبهٔ فشار و دمای ناحیههای سوخته و نسوخته در مرحله احتراق، به دست میآید (فشار داخل استوانه را برای دو ناحیه یکنواخت فرض نمودیم) [۱۱]:

$$\frac{dT_u}{d\theta} = \frac{V_u}{m_u C_{pu}} \frac{dP}{d\theta} + \frac{1}{m_u C_{pu}} \frac{dQ_u}{d\theta} \tag{(7)}$$

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

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

در این معادلات، Vuحجم ویژهٔ ناحیهٔ نسوخته، نماد b نشانگر ناحیه سوخته و نماد u نشانگر ناحیه نسوخته است.

به منظور محاسبهٔ مجهولات دما و فشار، از روش عددی رانج–کوتا^۱ استفاده شده است.

• ۳ · فصلنامهٔ علمی- پژوهشی تحقیقات موتور/سال پنجم /شمارهٔ هفدهم /زمستان ۱۳۸۸

چنین فرض می کنیم که اشتعال زمانی آغاز می گردد که حجم هستهٔ اولیهٔ شعله از یک هزارم حجم کل استوانه در آن لحظه تجاوز نماید. همچنین فرض می کنیم فرآیند اشتعال به صورت بی دررو^۲ و حجم ثابت رخ می دهد. برای تخمین دمای هستهٔ اولیهٔ شعله معادلهٔ تجربی (۶) قابل استفاده می باشد [۱۲ و ۱۳]:

$$T_{Kernel} = T + (2500 \times \varphi \times x_f) \quad for \ \varphi \le 1$$

$$\begin{cases} T_{Kernel} = T + (2500 \times \varphi \times x_f) \\ - (700 \times x_f (\varphi - 1)) \end{cases} \quad for \ \varphi \ge 1$$
(\$\$

در معادلهٔ (۶)، x_f کسرجرمی مخلوط آماده سوختن و φ غنا (نسبت هم ارزی) می باشد.

مقدار زاویهٔ لنگ برای آنکه حجم هستهٔ اولیهٔ شعله برابر یک هزارم حجم کل استوانه گردد، را زاویهٔ مهلت اشتعال مینامند. برای محاسبهٔ مهلت اشتعال الگوهای متعددی ارائه شده است. در این تحقیق از الگوی (۷) استفاده می کنیم [۱۲]:

$$V_{Kernel} = \frac{2}{3}\pi r_f^3 \tag{Y}$$

Ignition $delay = \frac{360 \times n \times r_f}{u_T}$ (A) c, as a value of the second delay of th

$$S_{L} = S_{L,0} \left(\frac{T_{u}}{T_{0}}\right)^{\alpha} \left(\frac{P}{P_{0}}\right)^{\beta}$$
(9)

که در معادلهٔ (۹)، $T_o \circ T_o$ دما و فشار مرجع و $S_{l,o} \circ S_{l,o}$ و Λ و غار مرجع و $S_{l,o} \circ S_{l,o}$ برای یک سوخت معین، غنا، ثابت میباشد. برای بنزین (بنزین مرجع با متوسط جرم مولکولی ۱۰۷ و نسبتH/C برابر ۱/۶۹)، این ثابتها می توانند به صورت (۱۰) نشان داده شوند:

$$\alpha_{g} = 2.4 - 0.271 \varphi^{3.51}$$

$$\beta_{g} = -0.357 + 0.14 \varphi^{2.77}$$

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

(1.)

در معادلهٔ (۱۰) نماد g نماد بنزین و φ_m غنا است که در آن $S_{l,o}$ بیشینه، (۱۰)

Adiabatic – ۲ Fresh mixture – ۳ جواد قارلقي/ اميرحسن كاكايي

به مقدار B_m باشد. متغیرهای φ_m ، φ_m ، φ_m برای بنزین به ترتیب برابر به مقدار B_m ۱۲۱/۰۱ و ۰/۳۰۵ متر بر ثانیه و ۰/۵۴۹ متر بر ثانیه میباشند [۱۴].

برای تبدیل سرعت آرام به آشفته، از ضریبی بهعنوان ضریب شعله استفاده می کنیم، که این ضریب تابعی از چندین کمیت می باشد که به پیشنهاد کوهل 0.002_ff = 0.0017 تخمین زده شده است [۱۴].

$$u_T = (1 + (ff \times n)) \times S_L \tag{(1)}$$

مشخصات هندسی و نرخ پیشروی شعله در محفظهٔ احتراق با استفاده از سرعت شعلة أشفته (معادلة ١١) و الكوى أناند بدست آمده است [١٥].

انتقال حرارت گاز به دیوارهها به ویژه در چرخهٔ احتراق از لحاظ بازده سوخت، یک مورد منفی و از لحاظ خنک کاری قطعات از جمله سمبه، مفید است. در الگوهای ترمودینامیکی از معادلات نیمه تجربی با توجه به شرایط کاری موتور، نرخ انتقال حرارت محاسبه می شود. در این تحقیق بهمنظور محاسبة ضريب انتقال حرارت، از الكوى وشنى استفاده شده است [۱۶].

۳-الگوی حرارتی ظرفیت کلوخهای

روش ظرفیت کلوخهای با نوشتن معادلهٔ بقای انرژی برای هر گره به صورت معادلهٔ (۱۲) بیان می شود. در این معادله T دمای گره، R مقاومت حرارتی، Q منبع انرژی، m جرم و Cv گرمای ویژهٔ حجم ثابت است. نمادهای $i \in p+1$ و p+1 نشان $j \in j$ نشان p+1 نمادهای $i \in p+1$ نشان دهنده گام زمانی قبلی و جاری هستند. Δt اندازه گام زمانی است.

$$\sum_{j=1}^{conv} \frac{T_{j}^{p+1} - T_{i}^{p+1}}{R_{i,j}^{p}} + \sum_{j=1}^{flow,in} \frac{T_{j}^{p+1}}{R_{i,j}^{p}} - \sum_{j=1}^{flow,out} \frac{T_{j}^{p+1} - T_{i}^{p+1}}{R_{i,j}^{p}} + \sum_{gen} Q_{gen}^{p} = m_{i}C_{v,i} \frac{T_{i}^{p+1} - T_{i}^{p}}{\Delta t}$$

$$(117)$$

با توجه به اینکه روش تفاضل محدود ضمنی ۲ با تفاضل پس رونده، نسبت به روش صریح ۲ بی قید و شرط پایدار است، استفاده از آن شرط پایداری را ارضا می کند. 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

خیلی کوچک باشد زمان حل مسئله افزایش می یابد. در زمان شروع به کار سرد موتور با توجه به شرایط گذرای موتور باید از گام زمانی کوچک استفاده شود، ولي در شرايط پايدار گام زماني مي تواند بزرگتر شود [۵].

در روش مقاومت-خازن از شش نوع مقاومت حرارتی بدین شرح استفاده می شود:

$$R = \frac{L}{KA}$$
(۱۳) $R = \frac{Ln(\frac{r_2}{r_1})}{2\pi HK}$ مقاومت هدایتی شعاعی (۱۴)

$$\varphi$$
) مقاومت همرفتی $^{?}$ (۱۵) $R = \frac{1}{hA_s}$

ت) مقاومت تشعشعی خطی شده

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

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

(N)

(N)

(N)

$$R = \frac{1}{m_{out}C_{p,out}} \tag{1A}$$

در معادلات (۱۷ و ۱۸) ، K ضریب هدایت حرارتی، \hat{L} فاصله بین دو گره، A سطح مقطع عبور شار حرارتی، r_{2} , r_{3} شعاع داخلی و خارجی Aگرهها، H ارتفاع استوانه، h ضریب انتقال حرارت همرفتی، As سطح مقطع در معرض انتقال حرارت همرفتی، \mathfrak{s} قابلیت انتشار، σ ثابت استفان بولتتزمن، $F_{,x}$ ، ضریب شکل، m جرم و Cp گرمای ویژهٔ فشار ثابت می باشد [۵].

پس از اینکه معادلهٔ (۱۲) برای هر گره بهصورت مجزا نوشته شود، دستگاه معادلات خطی (۱۹) که به صورت ضمنی حل می شوند، حاصل مے شود:

$$\left(\left[G\right] + \frac{\left[C\right]}{\Delta t}\right) \{T\} = \{F\} + \left(\frac{\left[C\right]}{\Delta t}\right) \{T_{old}\}$$
(19)

که در آن [G] ماتریس هدایت، $G_{ii} = 1/R_{ii}$ ، ماتریس قطری [G]ظرفیت، $C_{ii} = m_i c_{ni}$ و $\{F\}$ بردار نیرو است که برای تبدیل انرژی محاسبه می شود. دستهٔ معادلات (۱۹) به صورت ضمنی برای تعیین بردار حل می شود. $\{T\}$

در این تحقیق چون قابلیت انتشار گازهای درون استوانه کوچک است

Woschni- 1

Implicit finite-difference – ۲ Explicit – ۳

Axial Conduction Resistor

Radial Conduction Resistor – ۵

Convection Resistor - 8

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 چرخهٔ بسته صورت گرفته است بنابراین در شبکهٔ مقاومتی تنها از سه نوع مقاومت هدایت محوری، هدایت شعاعی و همرفتی استفاده می شود [۵ و ۱۶].

مرحلهٔ 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، معادلهٔ (۱۲) بدین صورت ساده می شود [۵و۱۷]:

$$\sum_{j}^{cond} \frac{T_{j}^{p+1} - T_{i}^{p+1}}{R_{i,j}^{p}} = m_{i} C_{v,i} \frac{T_{i}^{p+1} - T_{i}^{p}}{\Delta t}$$
(Y•)

جملهٔ Q_{gen} در معادلهٔ (۲۰) آورده نمی شود زیرا در این معادله که با الگوی احتراق دو ناحیه ی مزدوج (کوپل) می شود، دمای گازهای داغ درون استوانه به صورت یک دمای معلوم وارد می شود و جملهٔ انرژی حرارتی سوخت در الگوی دو ناحیه ای دیده شده است. علاوه بر این از حرارت ناشی از اصطکاک سمبه و حلقه ها با دیوارهٔ 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 شبیه سازی

٤-پیکربندی شبکه حرارتی

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

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 ناحیهٔ در تماس با گازهای سوخته، و گرههای ۱۴، ۱۸، ۵۱، ۹۱، ۱۷، ۱۸، ۱۹، ۲۰ و ۲۱ متعلق به ناحیهٔ در تماس با گازهای نسوخته میباشند. در استوانه گرههای ۹ و ۱۰ متعلق به ناحیهٔ در تماس با گازهای سوخته، و گرههای ۲۲ و ۲۳ متعلق به ناحیهٔ 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 دیوارهٔ بیرونی بستار، به دلیل ضریب انتقال حرارت جابجایی بزرگ و شرایط خاص هندسی، برای کل سطوح به صورت منفرد در نظر گرفته شدهاند.



گرادیان دما در ناحیه تاج سمبه و حلقهها ۲ بزرگ است ولی در ناحیه دامن ۲ سمبه تغییرات دما کاهش مییابد. به همین دلیل در ناحیهٔ تاج سمبه و حلقه ها از تعداد گرههای بیشتری نسبت به دامن سمبه استفاده شده است.

- Piston Crown 1
 - Ring Land ۲ Skirt – ۳

جواد قارلقی/ امیرحسن کاکایی

٥-شرایط مرزی حرارتی

شرایط مرزی حرارتی سمبه را میتوان به چهار ناحیه اصلی تقسیم بندی نمود: الف) تاج سمبه در معرض احتراق

در ناحیهٔ 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 ناحیهٔ گازها را با معادلات (۲۱) و (۲۲) میتوان نشان داد.

$$R_{1_{bgas}} = \frac{1}{h_{b(\theta)} A_{Pb}(\theta)} \tag{(Y1)}$$

$$R_{14_ugas} = \frac{1}{h_u(\theta).(Ap - A_{Pb}(\theta))}$$
(YY)

در این معادلات، $h_{-}b(\theta)$ ضریب انتقال حرارت همرفتی گازهای داغ سوخته در هر زاویهٔ لنگ، $h_{-}u(\theta)$ ضریب انتقال حرارت همرفتی گازهای نسوخته در هر زاویهٔ لنگ، Ap مساحت کل تاج سمبه و (θ) 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 می شود.

$$R_{12_bgas} = \frac{1}{h_b(\theta).A_{Chb}(\theta)}$$
(٢٣)

$$R_{24_ugas} = \frac{1}{h_u(\theta).(A_{ch} - A_{Chb}(\theta))}$$
(YF)

$$R_{9_{bgas}} = \frac{1}{h_{b(\theta)} A_{Cb}(\theta)}$$
(Ya)

$$R_{22_ugas} = \frac{1}{h_u(\theta).(\pi bS(\theta) - A_{Cb}(\theta))}$$
(YP)

در این معادلات، $A_{ch}(\theta)$ 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.

Underside Piston - 1

با فرض ثابت بودن دمای سیال خنککن، مقاومتهای حرارتی گرههای ۱۰ و ۲۳ از استوانه و گره ۱۳ از بستار بهصورت معادلات (۲۹و۲۸و۲۹) تعیین میگردد:

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

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

$$R_{13_coolant} = \frac{1}{h_{coolant} \times A_{ch}}$$
(Y9)

در این معادلات، S طول مسیر سمبه، t_{block} ضخامت تقریبی دیوارهٔ استوانه و $h_{coolant}$ ضریب انتقال حرارت جابجایی از سیال خنک کن به دیوارهها است که در مرجع [۲] مقدار $\binom{w}{m^2k}$ ۱۴۸۱ پیشنهاد شده است.

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

$$R_{9_oil} = R_{22_oil} = \frac{2}{h_{oil_block} \times (\pi b.(S - S(\theta)))}$$
(\mathcal{r})

در این معادله h_{oil_block} ضریب انتقال حرارت بین روغن و دیوارهٔ استوانه است که در مرجع [۵] مقدار $\binom{w}{m^2k}$ مقدار 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.

$$R_{11_{oil}} = \frac{1}{h_{oil_{ucp}} \times (\pi/_{4} (b_{p} - 2t_{s})^{2})}$$
(71)

$$R_{8_{oil}} = R_{21_{oil}} = \frac{2}{h_{oil_{us}} \times (\pi(b_p - 2t_s).L_{Skirt})}$$
(YY)

در این معادلات h_{oil_ucp} ضریب انتقال حرارت همرفتی روغن در h_{oil_ucp} ناحیهٔ زیر تاج سمبه، h_{oil_us} ضریب انتقال همرفتی روغن در ناحیهٔ L_{skirt} ناحیهٔ دامن سمبه، t_s فخامت تقریبی دامن سمبه و است. ارتفاع تقریبی دامن سمبه است.

جدول ۱ ضریب همرفتی روغن برای خنککاری سطوح داخلی سمبه

روش خنک کاری توسط روغن	قسمت زیرین تاج سمبه ی (W/m [*] K)	دامن سمبه ضریب هداین
پاشش به وسیله)	74.
میللنگ		
اجبارى	7821	
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 می گردد. وابستگی ضریب همرفتی روغن با سرعت موتور به صورت معادلهٔ (۳۳) است [۵]:

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

در معادلهٔ (۳۳) h_{ref} ضریب همرفت مرجع (قابل استخراج از جدول N_{ref} (۳۳) دور موتور مرجع، N دور موتور مورد بررسی و d یک ثابت N_{ref} ((۲))، N_{ref} در مرجع [۵] برای d مقدار ۰/۳۵ و برای دور موتور مرجع مقدار ۴۶۰۰ و

با توجه به اینکه در موتور EF7.TC، خنککاری از طریق ایجاد فوارهٔ روغن صورت می گیرد، لذا مقادیر _{doil_ucp} و h_{oil_us} در معادلات (۳۱) و ۵۵۰۰ 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 می شود. در این ناحیه چون فاصله بسیار کم است و در واقع تنها یک شکاف^۴ 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 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 می گیریم. این انتقال حرارت را با یک انتقال حرارت جابجایی بدین صورت ارائه می کنیم:

$$q'' = k \frac{T_{piston} - T_{wall}}{\delta} = h(T_{piston} - T_{wall}) \Longrightarrow h = \frac{k}{\delta}$$
(374)

$$\delta = \frac{b - b_{piston}}{2} \approx 0.5mm \tag{Va}$$

در این معادلات k ضریب انتقال حرارت هدایتی گاز در دمای متوسط دیواره و سمبه، δ 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:

$$R_{2_{2}9} = R_{15_{2}22} = \frac{\ln(\frac{b}{b_{piston}})}{k_{gas}(2Y_{1})}$$
(75)

در معادلهٔ (۳۶) _۲ ارتفاع ناحیه شکاف است.

انتقال حرارت از ناحیه بین حلقهها و فواصل بین آنها را با این فرضیات ارائه می کنیم [۲]:

- ضخامت لايه روغن يكنواخت فرض شده است.
- حلقهها كاملا صاف و بدون تاب فرض شدهاند.

 وجود لقى سمبه در استوانه باعث ايجاد حركت ثانويه سمبه و در نتيجه حفرهزايى (كاويتاسيون) در روغن مى شود كه به علت پيچيدگى از آن صرف نظر مى كنيم و لايه روغن را پيوسته در نظر مى گيريم.

انتقال حرارت در لایه روغن، در ناحیهٔ حلقه و دامن سمبه با توجه به
 کوچک بودن عدد بایو، هدایتی فرض می گردد.

شکل (۳) مسیر انتقال حرارت را از شیار حلقه به سیال خنک کن نشان میدهد. در این شکل $R_1 \ e_1 \ A$ مقاومت روغن در بالا و پایین شیار حلقه، $R_2 \ a$ مقاومت روغن در بالا و پایین شیار حلقه، $R_2 \ a$ مقاومت مقاومت روغن مین حلقه و استوانه، $R_3 \ a$ مقاومت استوانه و $R_3 \ a$ مقاومت معاونه استوانه و روغ مقاومت معاونه استوانه و روغ مقاومت معاونه استوانه و روغ مقاومت معاونه است. در مرجع [N] برای مجموع این مقاومت ها معادیری مطابق با معادلات (۳۷) و (۳۸) که با استفاده از روش های آزمایشگاهی بدست آمده اند، در نظر گرفته شده است.

Splash Cooling – N

Forced Cooling - Y

Jet Cooling – ۳ Crevice – ۴

فصلنامهٔ علمی- پژوهشی تحقیقات موتور/سال پنجم /شمارهٔ هفدهم /زمستان ۱۳۸۸ _

جواد قارلقى/ اميرحسن كاكايي

اکنون می توانیم مقادیر مقاومت های R_i و \dot{R}_i را بدین صورت محاسبه کنیم:

$$R_1 = \frac{1}{1200} - (R_2 + R_3 + R_4 + R_5) \tag{47}$$

$$R_{1} = \frac{1}{1000} - (R_{2} + R_{3} + R_{4} + R_{5})$$
(44)

برای شیار حلقه یک گره در نظر گرفته شده است لذا می توان با استفاده از قانون مقاومتهای موازی، مقاومت معادل $R_1 = R_1$ را به صورت معادلهٔ (۴۵) محاسبه نمود.

$$R_{e} = \frac{R_{1} \cdot R_{1}}{R_{1} + R_{1}}$$
(۴۵)

اکنون می توانیم مقاومت حرارتی R_{3-9} را بدین صورت محاسبه کنیم:

$$R_{3_{-9}} = R_e + R_2 + R_3 \tag{(45)}$$

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

در ناحیهٔ دامن سمبه و فواصل بین حلقهها نیز بنابه دلایل ذکر شده در فرضیات و معادلهٔ (۲۰)، انتقال حرارت از روغن بهصورت هدایت فرض میشود. مقاومت حرارتی گره ۴ و به طور مشابه گرههای ۶۰ ۱۷ و ۱۹ از معادلهٔ (۴۷) محاسبه میشود:

$$R_{4_{-9}} = \frac{\ln(\frac{b}{b_{piston}})}{k_{oil}(2\pi h Y_2)}$$
(YY)

در معادلهٔ (۴۷) ، $Y_{_{
m v}}$ ارتفاع ناحیهٔ بین شیار حلقه است.

به طور مشابه در ناحیهٔ دامن سمبه نیز مقاومت حرارتی از معادلهٔ (۴۸) محاسبه می شود.

$$R_{8_{9}} = R_{21_{9}} = \frac{\ln(\frac{b}{b_{piston}})}{k_{oil}(2\pi L_{skirr})}$$
(FA)

در این معادله L_{skrit} ارتفاع تقریبی دامن سمبه است. ضریب انتقال حرارت همرفت در دمای مرجع روغن، در ناحیهٔ محور سمبه $\frac{w}{m^2k}$ ۱۰۰۰ پیشنهاد شده است [۲]. کلیهٔ مقاومتهای حرارتی داخلی سمبه، استوانه و بستار از نوع هدایتی

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

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



شکل ۳ مسیر انتقال حرارت از شیار حلقه به سیال خنک کن

مقادیر R_2 تا R_5 از معادلات (۳۹و ۴۰و ۴۱ و۴۲) محاسبه می شوند [۲]:

$$R_2 = R_{ring} = \frac{\ln(\frac{r_{out}}{r_{in}})}{k_{ring} (2\pi t_{ring})}$$
(٣٩)

$$R_{3} = R_{oil} = \frac{\ln(\frac{b}{r_{out}})}{k_{oil} (2\pi t_{ring})}$$
(**)

$$R_{4} = R_{block} = \frac{\ln(\frac{b + 2t_{block}}{b})}{k_{block} (2\pi t_{ring})}$$
((*))

$$R_5 = R_{coolant} = \frac{1}{h_{coolant}A_s} \tag{47}$$

 k_{ring} در این معادلات p_{out} و r_{in} به ترتیب شعاع خارجی و داخلی حلقه، k_{ring} نصریب انتقال حرارت هدایتی حلقه، t_{ring} ضخامت حلقه، k_{out} ضریب انتقال خرارت هدایتی روغن، t_{block} ضخامت تقریبی استوانه، k_{block} ضریب انتقال حرارت هدایتی استوانه، k_{block} نصریب انتقال حرارت هدایتی استوانه، k_{block} من با سیال خنک کن است خنک کن و $h_{coolant}$ ضریب انتقال حرارت جابجایی سیال خنک کن است کن پیشتر مقدار آن توضیح داده شد.

چون مقاومت لایهٔ روغن نسبت به دیگر مقاومتها کمتر است، از تغییرات ضخامت روغن و همچنین اثرات حرکت سمبه بر انتقال حرارت از لایهٔ روغن صرف نظر شده است [۲ و ۲۰].

و از هر دو نوع هدایت محوری و هدایت شعایی میباشد. کلیهٔ این مقاومتها از معادلات (۱۳) و (۱۴) و بر اساس مشخصات هندسی سمبه، محاسبه شده اند.

۲-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، شبیه سازی 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 معادلهٔ انتقال حرارت با سه مجهول به روش شبکه حرارتی مقاومت-خازنی، به صورت همزمان با الگوی احتراقی دو ناحیهای حل می شود [۱۷]. در الگوی ساده شده دیگر برای سمبه دمای ثابت ۴۰۰ درجه کلوین، برای بستار دمای ثابت ۲۸۰ درجه کلوین و برای استوانه دمای ثابت ۲۵۰ درجه کلوین در نظر گرفته شده و الگوی دو ناحیهای با این فرض حل شده است.



۷-نتايج

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

فصلنامهٔ علمی- پژوهشی تحقیقات موتور/سال پنجم /شمارهٔ هفدهم /زمستان ۱۳۸۸ _

مشخصات	عنوان
۷۸/۶ میلیمتر	قطر استوانه
۸۵ میلیمتر	طول مسير سمبه
۱۳۳/۵ میلیمتر	طول دسته سمبه
۴	تعداد استوانه
٩/٩	نسبت تراكم
۷۷/۵۹۲ میلیمتر	قطر سمبه
۵۱/۷ میلیمتر	طول سمبه
۳۳/۴ میلیمتر	طول دامن سمبه
۳۲۷ گرم	جرم سمبه
۴۰۳ درجهٔ کلوین	دماي روغن
۳۶۳ درجهٔ کلوین	دمای خنک کن
۲۶ درجهٔ بعد از نطقهٔ مرگ پایین	IVC
۲۵ درجهٔ قبل از نطقهٔ مرگ پایین	EVO
۱۱/۵ درجهٔ قبل از نطقهٔ مرگ بالا	زمان جرقه
• /٧٣	$\lambda = 1/arphi$
۵۵۰۰ دور بر دقیقه	دور موتور
۱۷۳ کیلو پاسکال	فشار چندراهه ورودي
۳۱۲/۶ درجهٔ کلوین	دمای چندراهه ورودی

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



۳۶

جواد قارلقی/ امیرحسن کاکایی

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].



شكل ع فشار داخل استوانه برحسب زاوية لنگ



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



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 می تواند باعث افزایش خستگی حرارتی بستار گردد.



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 بیشینهٔ سمبه حدود ۳٪ بیشتر از دمای سمبه بدست آمده از الگوی دقیق است. اینگونه میتوان استنباط نمود که در الگوی سه مجهولی بهدلیل 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 ۱۰ نمودار مقایسهای دمای سمبه در الگوی اصلی و الگوی انتقال حرارت سه معادلهای

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





شکل (۱۳) نمودار مقایسهای فشار تجربی و فشار شبیه سازی را نشان می دهد. تنها دادهٔ تجربی در موتور مورد بررسی در این تحقیق، اطلاعات فشار درون استوانه است لذا به ناچار تنها مرجع اعتباردهی به نتایج شبیه سازی این اطلاعات می باشند. منحنی های تجربی و شبیه سازی در مرحلهٔ تراکم با وجود فرضیات ساده کننده ای که در نظر گرفتیم، همگرائی خوبی دارد و برهم منطبق هستند. این امر نشان دهنده قابل قبول بودن این فرض ها می باشد. حدود ۶٪ اختلاف بین فشار بیشینهٔ دو منحنی وجود دارد. این میزان اختلاف ناشی از بسیاری از افتها در حالت واقعی نسبت به شرایط شبیه سازی است. در مرحلهٔ انبساط نیز به پیروی از مرحلهٔ احتراق اختلاف محدودی بین نمودار تجربی و شبیه سازی وجود دارد.



۳۸ فصلنامهٔ علمی- پژوهشی تحقیقات موتور /سال پنجم /شمارهٔ هفدهم /زمستان ۱۳۸۸

جواد قارلقي/ اميرحسن كاكايي

۸- نتیجه گیری

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

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

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

۴- در روش تحلیل حرارتی شبکه مقاومت گرمایی هر چه تعداد گرهها بیشتر باشد، دقت محاسبات بیشتر است و همچنین زمان حل افزایش مى يابد.

۵- با دانستن دمای متوسط و تقریبی سمبه، استوانه و بستار و استفاده از الگوی انتقال حرارت وشنی در شبیهسازی احتراقی دو ناحیهای، میتوان نتايج قابل قبولى براى شرايط ميدان گاز درون استوانه، بدون نياز به تحليل حرارتي محفظة احتراق، بدست آورد.

۹- تشکر و قدردانی

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

۱- فهرست علایم و نشانهها

- $A_{Chb}(\theta)$ سطح مشترک بین بستار و پیشانی شعله (m²)
- $A_{Cb}(\theta)$ سطح مشترک بین استوانه و پیشانی شعله (m²)
 - $A_{Pb}(\theta)$ (m²) سطح مشترک بین سمبه و پیشانی شعله
 - مساحت تاج سمبه (m²) A_{n}
 - A_c سطح دیواره در تماس با سیال خنک کن (m²)
 - b_{p} قطر سمبه (m)
- C_{pb} ظرفیت حرارتی ویژهٔ فشار ثابت گازهای سوخته (J/kg.K)
- ظرفیت حرارتی ویژهٔ فشار ثابت گازهای نسوخته (J/kg.K) C_{mu}
- C_{vh} ظرفیت حرارتی ویژهٔ حجم ثابت گازهای سوخته (J/kg.K
- C_{vu} ظرفیت حرارتی ویژهٔ حجم ثابت گازهای نسوخته (J/kg.K
 - ff ضريب شعله
 - ضريب شكل $F_{_{12}}$
 - h ضريب انتقال حرارت جابجايي (W/m²K)
- h_b (W/m^2K) ضریب انتقال حرارت جابجایی گازهای سوخته
- h_u ضریب انتقال حرارت جابجایی گازهای نسوخته (W/m²K)
- ضریب انتقال حرارت جابجایی سیال خنک کننده (W/m²K) h_{coolant}
- $h_{_{oil_block}}$ 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/m²K)
- $h_{oil\ us}$ ضريب انتقال حرارت جابجايي روغن در ناحيه زيرين دامن سمبه (W/m^2K)
 - $h_{\rm ref}$ ضریب انتقال حرارت جابجایی مرجع (W/m²K)
 - Y_{i} ارتفاع شكاف بين تاج سمبه و استوانه (m)
 - Υ, (m) ارتفاع ناحيه بين شيار حلقه
 - K ضریب انتقال حرارت هدایتی (W/mK)
 - k_{block} ضریب انتقال حرارت هدایتی بلوک استوانه (W/mK)
 - k_{oil} ضريب انتقال حرارت هدايتي روغن (W/mK)
 - k_{ring} ضریب انتقال حرارت هدایتی حلقهٔ سمبه (W/mK)
 - L فاصله بین دو گره در الگوی مقاومت-خازن (m)
 - (m) ارتفاع دامن سمبه L_{skirt}

- (kg) جرم گازهای سوخته $m_{_b}$
- (kg) جرم گازهای نسوخته $m_{_{\! u}}$
 - n سرعت موتور (rpm)
- (rpm) سرعت مرجع موتور (N_{ref}
 - P فشار گاز (Pa)
- (W) گرمای منتقل شده به دیوارهها Q_{ht}
- (W) گرمای انتقالی از ناحیه نسوخته Q_u
 - (W) منبع ایجاد انرژی حرارتی $Q_{_{gen}}$
 - R ثابت گازها (J/kg.K)
 - $(J/\mathrm{kg.K})$ ثابت گازهای سوخته R_b
 - $({
 m J/kg.K})$ ثابت گازهای نسوخته $R_{_{u}}$
 - (m) شعاع شعله $r_{_f}$
 - $({
 m m})$ شعاع داخلی حلقهٔ سمبه $r_{_{in}}$
 - $({
 m m})$ شعاع خارجی حلقهٔ سمبه $r_{_{out}}$
 - (m) خيز سمبه S
 - m (m/s) سرعت شعلهٔ آرام S_L
 - (K) دمای گاز (K)
 - $({
 m K})$ دمای گازهای سوخته T_b
 - (K) دمای گازهای نسوخته $T_{_{u}}$

- (K) دمای هستهٔ اولیهٔ شعله $T_{kerenel}$
- $({
 m m})$ ضخامت تقریبی استوانه t_{block}
 - $({
 m m})$ ضخامت حلقهٔ سمبه $t_{
 m ring}$
- (m) ضخامت دامن سمبه t_s
- $({
 m J/kg})$ انرژی درونی گازهای سوخته u_b
- $({
 m J/kg})$ انرژی درونی گازهای نسوخته u_u
 - $({
 m m/s})$ سرعت شعلهٔ آشفته $u_{_T}$
 - (m^3) حجم محفظة احتراق V
 - $({
 m m}^3)$ حجم گازهای سوخته $V_{_b}$

 - کسر جرمی مخلوط آمادهٔ سوختن x_f
 - (s) گام زمانی Δt
 - $({
 m m})$ لقى بين سمبه و استوانه δ
 - ^ع قابليت انتشار
- (W/m².K⁴) ثابت استفان بولتزمن S
 - (deg) زاوية لنگheta
 - ۷ نسبت ظرفیتهای حرارتی
 - (نسبت هم ارزی arphi

جواد قارلقي/ اميرحسن كاكايي

Refrence:

[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.