

تحلیل ترمو-مکانیکی پیستون موتور SI با استفاده از مدل ساده دمای دیواره

جواد قارلقی^۱*؛ امیر حسن کاکایی^۲

چکیده

تحلیل حرارتی و محاسبه توزیع دما در پیستون برای کنترل تنش‌های حرارتی و تغییر شکل‌ها در محدوده مجاز، اهمیت دارد. در این تحقیق ابتدا انتقال حرارت در پیستون موتور احتراق جرقه‌ای محاسبه شده، سپس با تعیین شرایط مرزی حرارتی و مکانیکی و اعمال آنها، تحلیل تنش پیستون با استفاده از روش اجزا محدود انجام شده است. برای محاسبه انتقال حرارت، از یک مدل مقاومتی ساده برای تعیین دمای دیواره‌ها استفاده شده، بدین ترتیب که برای هر یک از دیواره‌ها یعنی پیستون، سیلندر و سرسیلندر، یک دمای مجهول در نظر گرفته شده و معادلات انتقال حرارت مربوطه با مدل احتراق دو ناحیه‌ای به صورت همزمان حل شده است. مجموعه این عملیات به وسیله کدی که در نرم افزار MATLAB نوشته شده، انجام شده و درستی نتایج با داده‌های تجربی موتور EF7.TC مقایسه شده است. برای محاسبه تنش‌های حرارتی و مکانیکی و مقایسه آنها با هم، نتایج بدست آمده از قسمت قبل برآزش منحنی شده و توسط نرم‌افزار ANSYS فراخوانی و بر پیستون اعمال شده است. برای بررسی درستی نتایج، نتایج شبیه-سازی با نمونه‌های واقعی پیستون آسیب دیده مقایسه شده و نشان داده شده که نواحی بحرانی مشخص شده، برابری خوبی با نواحی شکست در نمونه‌های واقعی دارد.

کلمات کلیدی: پیستون موتور، مدل دو ناحیه‌ای احتراق، تحلیل تنش، خستگی حرارتی، خستگی مکانیکی.

Thermo-mechanical Analysis of SI Engine Piston using Concise Wall Temperature Model

J. Gharloghy, A. H. Kakaee

ABSTRACT

It is important to calculate the piston temperature distribution in order to control the thermal stresses and deformations within acceptable levels. In this study, the SI engine piston heat transfer is calculated and the piston is thermo-mechanically analyzed using finite element method. In order to calculate the heat transfer, a concise resistor model for wall temperature prediction is used. For each of the walls (piston, cylinder and cylinder head), the relevant heat transfer equations simultaneously with two zone combustion model is solved considering three unknown temperature. The simulations were done by a MATLAB code and the result validated with the experimental data of the EF7.TC engine. The above results have been curve fitted and imported by the commercial ANSYS code to loading the piston. To evaluate properly of results, stress analysis results is compared with real samples of damaged piston and it has been shown that Critical identified areas, match well with areas of failure in the real samples.

KEYWORDS Engine piston, two zone combustion model, Stress Analysis, Thermal fatigue, mechanical fatigue.

تاریخ دریافت مقاله: ۱۳۸۸/۱۲/۲۲

تاریخ اصلاحات مقاله: ۱۳۸۹/۱۱/۳

^۱ نویسنده مسئول و کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، کارشناس فنی شرکت ایران خودرو،

j.gharloghy@ikco.com

^۲ استادیار دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، Kakaee_ah@iust.ac.ir

باعث افزایش اتلاف حرارتی از آن می‌شود. بنابراین توصیه شده است که پیستون موتور احتراقی در محدوده بیشترین دمای کارکرد خود کار کند و نباید نرخ خنک‌کاری موتور طوری باشد که دمای پیستون را بیش از حد پایین آورد [۶و۵].

مدل متغیر کلوخه‌ای^۲، روشی مناسب برای شبیه‌سازی رفتار استاتیکی و دینامیکی سیستم‌های حرارتی است. انتقال حرارت از میان ظرفیت‌های کلوخه‌ای و مقاومت‌های حرارتی انجام می‌شود و به همین دلیل این روش شبیه‌سازی را مدل مقاومت-خازن می‌نامند [۷]. در روش متغیر کلوخه‌ای، قسمت‌های مختلف موتور به تعدادی گره^۳ تقسیم شده که هر گره همدمای^۴ فرض می‌شود. به طور کلی افزایش تعداد گره‌ها، دقت کار را بالا می‌برد اما بر پیچیدگی و طولانی شدن حل می‌افزاید. عدد بایو^۵ که عبارت است از نسبت مقاومت هدایتی به مقاومت جابجایی در یک ناحیه، مشخص کننده این است که کدام ناحیه را می‌توان همدمای در نظر گرفت و یا باید آن را به گره‌های مجزا تقسیم نمود [۸]. اگر عدد بایو مربوط به یک گره بسیار کمتر از یک باشد، آن گره را می‌توان با دقت قابل قبولی همدمای فرض نمود.

در کارهایی که تازگی در تحلیل حرارتی-مکانیکی پیستون انجام گرفته است، وائلی^۶ و یان^۷ با استفاده از روش اجزای محدود و تحلیل سه بعدی همزمان پیستون-روغن-لایر، به شبیه‌سازی حرارتی پیستون پرداخته‌اند. گسسته‌سازی سه بعدی با این فرضیه انجام شده است که فیلم روغن به صورت مقاومت حرارتی یک بعدی عمل می‌کند [۹]. در تحقیقی دیگر هاری گایا^۸ و تودا^۹ به بررسی اثر سرعت شعله بر شار حرارتی در محفظه احتراق پرداخته‌اند. آنها با استفاده از روش دو ناحیه‌ای، دمای گاز را محاسبه نموده و با استفاده از یک روش آزمایشگاهی، شار حرارتی در نقاط مختلف محفظه احتراق را محاسبه کرده‌اند. نتایج نشان می‌دهند که با افزایش سرعت شعله میزان بیشینه شار حرارتی کاهش می‌یابد. آنها همچنین یک رابطه تجربی بین عدد نوسلت (با مبنای ضریب انتقال حرارت محلی) و عدد رینولدز (بر مبنای سرعت شعله) بدست آورده‌اند [۱۰]. در تحقیقی که بوسیله والدز^{۱۱}، کاسانوا^{۱۲} و رویرا^{۱۳} انجام شده، تحلیل پیستون با استفاده از روش اجزای محدود^{۱۴} صورت گرفته است. در این مطالعه به بررسی تفاوت‌های بین پیستون آلومینیومی و پیستون ساخته شده از مواد کربنی، در رابطه با میزان انبساط حرارتی و هدایت حرارتی آنها پرداخته شده است. برای مقید کردن پیستون، چند گره بر روی دامن پیستون، مقید شده است [۱۱]. در بررسی انجام شده بوسیله سیلوا^{۱۴} در سال ۲۰۰۶، نقاط حساس که به دلیل

پیستون یکی از پرتنش‌ترین قطعات خودرو است (فشار گاز درون محفظه احتراق می‌تواند به حدود ۲۰۰bar_۱۸۰ برسد) [۱]. سرعت خطی پیستون به حدود ۲۵ m/s و دمای تاج پیستون ممکن است به ۴۰۰ °C برسد [۱]. بارهای حرارتی از جمله بارهای پیچیده و مهم تحلیل مسائل جامداتی هستند. شناسایی و تعیین مقدار دقیق این بارها، وابسته به تعیین توزیع دقیق میدان دمایی در جسم است. تعیین توزیع و محاسبه میدان دما در قطعات، همواره از بحث‌های مهم علم طراحی بوده است. در برخی از مسائل مهندسی، تنش‌های ناشی از بارهای حرارتی که در اثر توزیع دما ناشی می‌شوند، از بارهای مکانیکی بیشتر بوده و از اهمیت بالاتری برخوردار هستند.

اگر المان مکعب شکل از جسمی تحت تغییرات درجه حرارت قرار گیرد، ابعاد آن منبسط یا منقبض می‌شود. اگر در مقابل تغییر ابعاد محدودیتی اعمال نشود، شکل کلی المان همواره به صورت مکعبی خواهد ماند. در این صورت هرچند در جسم کرنش وجود دارد، ولی تنش‌ها برابر صفر هستند. اگر جسم طوری گرم شود که میدان درجه حرارت یکنواخت باشد ولی از تغییر طول یک یا چند بعد جسم جلوگیری شود و نیز اگر جسم رفتار غیر ایزوتروپیکی^۱ داشته باشد، تنش‌های حرارتی در جسم ایجاد می‌شوند. این تنش‌ها در بسیاری از مسائل مهندسی، مانند صنایع هوایی، نیروگاه‌های حرارتی و صنعت خودرو می‌توانند اثرات مهمی داشته باشند [۲].

به طور کلی عوامل ایجاد تنش‌های حرارتی عبارتند از [۳]:

- قیدهایی در مرز جسم که مانع انبساط و انقباض جسم می‌شوند.
- توزیع درجه حرارت در جسم یکنواخت نباشد (گرادیان دما وجود داشته باشد).
- جسم ایزوتروپ (همسانگرد) نباشد.

توزیع دمای پیستون، امکان بهینه‌سازی جنبه‌های حرارتی پیستون قبل از اینکه نمونه اولیه ساخته شود را با کمترین هزینه‌ها به دست می‌دهد. بیشترین دمای هر نقطه از پیستون نباید از ۶۶٪ دمای نوب آلیاژ مربوطه بیشتر شود. این محدوده دمایی برای آلیاژ پیستون موتورهای امروزی حدود ۶۴۰ کلوین است [۴]. تاج پیستون از جمله داغ‌ترین اعضای یک موتور احتراق داخلی است. به همین دلیل سیستم خنک کاری در درجه اول وظیفه دارد که دمای تاج پیستون را در حد مطلوب نگه دارد. زیرا اگر دمای تاج پیستون از حد بهینه خود بالاتر برود باعث افت کارایی و در نتیجه سوختگی پیستون خواهد شد. همچنین افت بیش از حد دمای پیستون

خستگی مکانیکی و حرارتی دچار شکست می‌شوند را ابتدا با مدل‌سازی پیستون و اعمال بار مجازی مکانیکی-حرارتی با نرم افزار cosmos works تحلیل نموده و نتایج خود را با نمونه‌های شکست خستگی در عمل مقایسه کرده‌اند[۱]. اصفهانیان، جواهری و غفارپور با استفاده از نرم افزارهای KIVA_3V و NASTRAN به بررسی اثر شرایط مرزی بر رفتار حرارتی پیستون پرداخته‌اند. سه روش تحلیل آنها عبارتند از: استفاده از مقادیر متوسط سطحی و زمانی برای دمای تاج پیستون، مقادیر محلی متوسط زمانی برای دمای تاج پیستون و استفاده از مقادیر به طور کامل گذرای محلی برای دمای تاج پیستون. آنها نشان دادند که استفاده از شرایط مرزی محلی و متوسط زمانی به عنوان شرایط مرزی سمت احتراق پیستون تقریبی مناسب و مهندسی است [۴].

در این تحقیق شبیه‌سازی حرارتی پیستون با دقت بالا و محاسبه دقیق شرایط مرزی ناحیه رینگ‌ها و تاج پیستون به روش تحلیل حرارتی شبکه مقاومتی و حل هم‌زمان معادلات با معادلات مدل احتراق دو ناحیه‌ای^{۱۰} انجام شده و پس از تعیین شرایط مرزی حرارتی-مکانیکی به تحلیل تنش و تعیین نقاط بحرانی پیستون پرداخته شده است. تنش‌های حرارتی و مکانیکی به طور مجزا محاسبه و نشان داده شده که تنش‌های حرارتی در کنار تنش‌های مکانیکی اهمیت بالاتری دارند. برای هر یک از متغیرهای مدل، عباراتی که تابع متغیرهایی مانند هندسه موتور، متغیرهای عملکردی موتور و مشخصات مواد تشکیل دهنده موتور است، ارائه شده تا اینکه مدل برای موتورهای دیگر مفید بوده و به راحتی قابل استفاده باشد.

۲- مدل حرارتی ظرفیت کلوخه‌ای

احتراق در موتور، فرایندی بسیار پیچیده است که بطور کامل شناخته نشده است. مدل‌های ساده شده‌ای برای توصیف این پدیده، استفاده می‌شود. گرچه این مدل‌ها، جزئیات فرآیند را شرح نمی‌دهند، اما متغیرهای اصلی و مهم کارکرد موتور شامل فشار، دما، کوبش، سرعت موتور و غیره را به نسبتی دقیق مرتبط می‌سازند. از آنجا که در این تحقیق، هدف تحلیل حرارتی پیستون است و نه بررسی آلاینده‌ها و کوبش در موتور، بنابراین برای شبیه‌سازی احتراق، از مدل شبه ابعادی احتراق دو ناحیه‌ای استفاده شده است.

بررسی انتقال حرارت، در یک سیکل بسته انجام شده، بنابراین با صرف‌نظر از دو مرحله مکش و تخلیه، مدل‌سازی در مراحل تراکم، احتراق و انبساط انجام شده است. با صرف‌نظر از نشستی در درزها و شکافها و استفاده از معادله حالت گاز، معادلات (۱) و (۲) برای محاسبه فشار و دما در مراحل تراکم و

انبساط بدست می‌آیند [۱۲ و ۱۳]:

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

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

در روابط فوق، Q_{ht} انتقال گرما به دیواره‌های محفظه، θ زاویه لنگ، P فشار گاز، T دمای گاز، V حجم محفظه احتراق و γ نسبت گرمای ویژه است.

با استفاده از قانون اول ترمودینامیک برای هر یک از نواحی سوخته و نسوخته و مشتق‌گیری از معادله حالت گاز و ترکیب معادلات، معادلات (۳) تا (۵) برای محاسبه فشار و دمای این نواحی در مرحله احتراق، بدست می‌آیند (فشار داخل سیلندر را برای دو ناحیه، یکنواخت فرض نموده‌ایم) [۱۴ و ۱۵]:

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

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

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

در روابط فوق، اندیس b نشانگر ناحیه سوخته و اندیس u برای ناحیه نسوخته است.

برای محاسبه مجهولات دما و فشار، از روش عددی رانج-کوتا^{۱۱} استفاده شده است. با مشخص شدن دما، فشار و ضریب انتقال حرارت گازها، دمای دیواره‌ها با استفاده از روش ظرفیت کلوخه‌ای، محاسبه می‌شود [۱۶ و ۱۷].

روش ظرفیت کلوخه‌ای با نوشتن معادله بقای انرژی برای هر گره بصورت رابطه (۶) بیان می‌شود.

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

در این رابطه T دمای گره، R مقاومت حرارتی، Q منبع انرژی، m جرم و C_v گرمای ویژه حجم ثابت است. اندیس‌های i و j بیانگر گره‌های i و j و بالانویس‌های p و p+1 نشان دهنده گام زمانی قبلی و جاری و Δt اندازه گام زمانی است. با توجه به اینکه روش تفاضل محدود ضمنی^{۱۲} با تفاضل پس رونده نسبت به روش صریح^{۱۳} بی قید و شرط پایدار است، استفاده از آن،

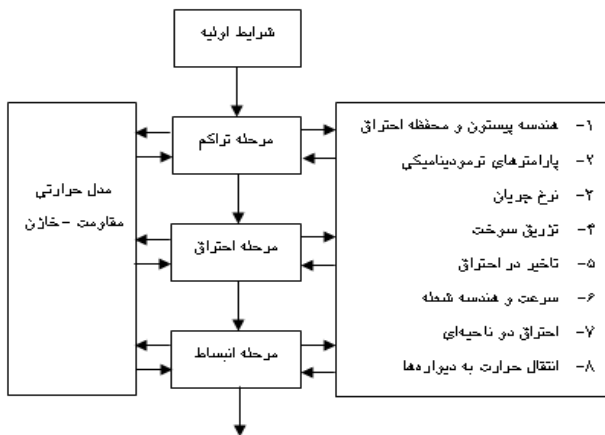
جز در موتورهای دیزل) کم است، از انتقال حرارت تابشی صرفنظر و مدل‌سازی در یک سیکل بسته انجام شده است، بنابراین در شبکه مقاومتی فقط از سه نوع مقاومت هدایت محوری، هدایت شعاعی و همرفتی استفاده می‌شود [۷ و ۱۸].

مرحله شروع بکار سرد^{۲۲} موتور تا گرم شدن^{۲۳} موتور در این بررسی مدل نشده و شبیه‌سازی در حالت تعادل حرارتی موتور انجام شده است. با توجه به فرضیات فوق، معادله (۶) به صورت ساده شده رابطه (۱۴) می‌شود [۷ و ۱۹]:

$$\sum_j^{cond} \frac{T_j^{p+1} - T_i^{p+1}}{R_{i,j}^p} = m_i C_{v,i} \frac{T_i^{p+1} - T_i^p}{\Delta t} \quad (14)$$

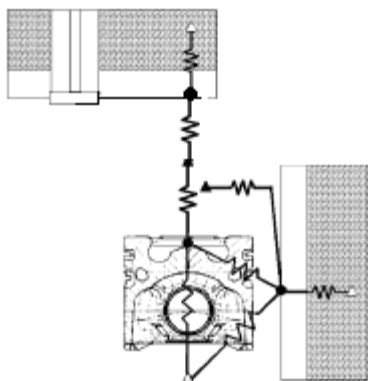
جمله Q_{gen} در معادله (۱۴) آورده نمی‌شود زیرا در این معادله که با مدل احتراق دو ناحیه‌ای هم‌زمان حل می‌شود، دمای گازهای داغ درون سیلندر به صورت یک دمای معلوم وارد می‌شود و جمله مربوط به انرژی حرارتی سوخت در مدل دو ناحیه‌ای دیده شده است. همچنین از حرارت ناشی از اصطکاک پیستون و رینگ‌ها با دیواره سیلندر، بدلیل ناچیز بودن نسبت به حرارت آزاد شده از سوخت صرف‌نظر شده است.

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



شکل (۱): ساختار برنامه شبیه‌سازی

شکل (۲) شبکه مقاومتی در نظر گرفته شده برای تحلیل حرارتی پیستون را نشان می‌دهد.



شکل (۲): مدل شبکه مقاومت حرارتی سه نقطه‌ای

شرط پایداری را برقرار می‌کند. با وجود پایداری روش ضمنی، اندازه گام زمانی از اهمیت بالایی برخوردار است. اگر اندازه گام زمانی بسیار بزرگ باشد، تخمین دمای گره‌ها تقریب زیادی خواهد داشت. اگر گام زمانی خیلی کوچک باشد زمان حل افزایش می‌یابد. در زمان شروع بکار موتور سرد با توجه به شرایط گذرای موتور باید از گام زمانی کوچک استفاده شود ولی در شرایط پایدار، گام زمانی می‌تواند بزرگ‌تر شود [۷].

در روش مقاومت-خازن از شش نوع مقاومت حرارتی به

شرح زیر استفاده می‌شود:

الف) مقاومت هدایتی محوری^{۱۹}

$$R = \frac{L}{KA} \quad (7)$$

ب) مقاومت هدایتی شعاعی^{۲۰}

$$R = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi HK} \quad (8)$$

پ) مقاومت همرفتی^{۲۱}

$$R = \frac{1}{hA_s} \quad (9)$$

ت) مقاومت تشعشعی خطی شده

$$R = \frac{T_2 - T_1}{\sigma F_{12} A_s (T_2^4 - T_1^4)} \quad (10)$$

ث) مقاومت جریان (گره ورودی)

$$R = \frac{1}{m_{in} C_{p,in}} \quad (11)$$

ج) مقاومت جریان (گره خروجی)

$$R = \frac{1}{m_{out} C_{p,out}} \quad (12)$$

در روابط فوق، K ضریب هدایت حرارتی، L فاصله بین دو گره، A سطح مقطع عبور شار حرارتی، T_1, T_2 شعاع داخلی و خارجی گره‌ها، H ارتفاع سیلندر، h ضریب انتقال حرارت همرفتی، A_s سطح مقطع در معرض انتقال حرارت همرفتی، ε قابلیت انتشار، σ ثابت استفان بولتزمن، F_{12} ضریب شکل، m جرم و C_p گرمای ویژه فشار ثابت است [۷].

پس از اینکه معادله (۶) برای هر گره به‌طور مجزا نوشته شود، دستگاه معادلات خطی (۱۳) بدست می‌آید:

$$\left([G] + \frac{[C]}{\Delta t} \right) \{T\} = \{F\} + \left(\frac{[C]}{\Delta t} \right) \{T_{old}\} \quad (13)$$

که در آن $[G]$ ماتریس هدایت، $G_{ij} = 1/R_{ij}$ ، $[C]$ ماتریس ظرفیت، $C_{ii} = m_i c_{p,i}$ و $\{F\}$ بردار نیرو است که برای تبدیل انرژی محاسبه می‌شود. دسته معادلات (۱۳) به صورت ضمنی برای تعیین بردار $\{T\}$ حل می‌شوند. در این تحقیق از آنجا که قابلیت انتشار گازهای درون سیلندر کم بوده و همچنین بدلیل اینکه انتقال حرارت تابشی نسبت به انتقال حرارت جابجایی (به

حرارت احتراق به سه سطح اصلی شامل پیستون، دیواره سیلندر و سرسیلندر انتقال می‌یابد. بنابراین با تعیین ۳ گره با دمای مجهول و سه گره با دمای معلوم (گازهای داغ، روغن و سیال خنک‌کاری)، مدل مقاومت حرارتی کامل می‌شود.

۳- شرایط مرزی حرارتی

شرایط مرزی حرارتی پیستون را می‌توان به سه ناحیه اصلی تقسیم نمود:

(الف) تاج پیستون در معرض احتراق

(ب) رینگ‌ها و دامن پیستون

(ج) نواحی درونی^{۲۴} پیستون

در ناحیه تاج پیستون طبق شکل (۱)، گره مربوط به پیستون با گازهای داغ محفظه احتراق تبادل حرارتی دارد. مقاومت حرارتی بین گره پیستون و گازهای داغ را با رابطه (۱۵) می‌توان نشان داد:

$$R_{piston_gas} = \frac{1}{h_b(\theta).C_3(\theta) + h_u(\theta).(A_p - C_3(\theta))} \quad (15)$$

در رابطه فوق، $h_b(\theta)$ ضریب انتقال حرارت همرفتی گازهای داغ سوخته در هر زاویه لنگ، $h_u(\theta)$ ضریب انتقال حرارت همرفتی گازهای نسوخته در هر زاویه لنگ، A_p مساحت کل تاج پیستون و $C_3(\theta)$ مساحت تاج پیستون در تماس با گازهای سوخته است.

به طور مشابه، مقاومت‌های حرارتی برای گره‌های مربوط به سیلندر و سرسیلندر در تماس با گازهای سوخته و نسوخته به صورت روابط (۱۶) و (۱۷) مدل می‌شود.

$$R_{CH_gas} = \frac{1}{h_b(\theta).C_1(\theta) + h_u(\theta).(A_{ch} - C_1(\theta))} \quad (16)$$

$$R_{C_gas} = \frac{1}{h_b(\theta).C_2(\theta) + h_u(\theta).(\pi b S(\theta) - C_2(\theta))} \quad (17)$$

در روابط فوق، 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 حرارتی بین گره‌های سیلندر و سرسیلندر با سیال خنک‌کن به صورت روابط (۱۸) و (۱۹) تعیین می‌گردد:

$$R_{Cylinder_coolant} = \frac{1}{h_{coolant} \times (\pi(b + 2t_{block}).S)} \quad (18)$$

$$R_{Cylinderhead_coolant} = \frac{1}{h_{coolant} \times A_{ch}} \quad (19)$$

که S کورس سیلندر، t_{block} ضخامت تقریبی دیواره سیلندر و

با فرض ثابت بودن دمای روغن، مقاومت حرارتی بین گره سیلندر و روغن به صورت رابطه (۲۰) تعیین می‌شود:

$$R_{Cylinder_oil} = \frac{1}{h_{oil_block} \times (\pi b.(S - S(\theta)))} \quad (20)$$

در رابطه فوق h_{oil_block} ضریب انتقال حرارت بین روغن و دیواره سیلندر است که در مرجع [۷] مقدار (W/m^2K) ۴۰۰ برای آن پیشنهاد شده است.

مقاومت حرارتی برای گره پیستون و روغن خنک‌کننده زیر پیستون، از رابطه (۲۱) محاسبه می‌شود:

$$R_{piston_oil} = 1/(h_{oil_ucp} \times (\pi/4.(b_p - 2t_s)^2) + h_{oil_us} \times (\pi(b_p - 2t_s).L_{skirt})) \quad (21)$$

که h_{oil_ucp} ضریب انتقال حرارت 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 می‌شود:

۱- پاشش روغن از طریق میل لنگ^{۲۵}

۲- پاشش روغن از پین پیستون^{۲۶}

۳- پاشش روغن از طریق ایجاد جریان جت روغن^{۲۷}

ضریب همرفتی برای هر یک از حالات فوق در مراجع [۲۰ و ۲۷] بصورت جدول (۱) پیشنهاد شده است:

جدول (۱): ضریب همرفتی روغن برای خنک‌کاری سطوح داخلی پیستون

روش خنک‌کاری توسط روغن	دامن پیستون	قسمت زیرین تاج پیستون
	ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی (W/m ² K)	
پاشش توسط میل‌لنگ	۲۴۰	۹۰۰-۱۰۰۰
پاشش توسط پیستون	۲۱۰۰-۲۸۰۰	
پاشش فواره روغن	۲۰۵۰-۲۲۲۰	

با توجه به اینکه دبی جریان روغن در کل موتور با افزایش سرعت بالا می‌رود، بنابراین ضریب انتقال حرارت همرفت بین روغن و پیستون با تغییر سرعت موتور تغییر می‌کند. رابطه وابستگی ضریب همرفتی روغن با سرعت موتور به صورت رابطه (۲۲) است [۷]:

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

در رابطه فوق، h_{ref} ضریب همرفت مرجع (قابل استخراج از جدول (۱))، N_{ref} دور موتور مرجع، N دور موتور مورد بررسی و b عدد ثابت تجربی است. در مرجع [۷] برای b مقدار ۰/۳۵ و برای دور موتور مرجع مقدار ۶۰۰ rpm پیشنهاد شده است.

با توجه به اینکه در موتور EF7.TC، خنککاری از راه ایجاد جت روغن انجام می‌شود، بنابراین مقادیر h_{oil_ucp} و h_{oil_us} در رابطه (۲۱) با انتخاب ضریب انتقال حرارت جابجایی مرجع برابر با ۳۰۰۰ در دور ۵۵۰۰ rpm محاسبه شده است. انتقال حرارت از ناحیه بین رینگ‌ها و فواصل بین آنها را با فرضیات زیر مدل می‌کنیم [۴]:

- ضخامت لایه روغن یکنواخت فرض شده است.
- رینگ‌ها به‌طور کامل صاف و بدون تاب فرض شده‌اند.
- وجود لقی پیستون در سیلندر باعث ایجاد حرکت ثانویه پیستون می‌شود که از آن صرف‌نظر کرده و فیلم روغن را پیوسته در نظر می‌گیریم.
- انتقال حرارت در لایه روغن، در ناحیه رینگ و دامن پیستون با توجه به کوچک بودن عدد بایو، به صورت هدایتی فرض می‌شود.

پیستون و لاینر با یک سری از مقاومت‌های حرارتی به هم متصل می‌شوند. انتقال حرارت هدایتی بین پیستون و شیار رینگ‌ها وجود دارد. حرارت به‌وسیله رینگ‌ها به لاینر منتقل می‌شود. بین لاینر و رینگ‌ها و همچنین بین رینگ‌ها و پیستون، لایه نازکی از روغن وجود دارد که باعث ایجاد مقاومت حرارتی بیشتری می‌شود. رابطه (۲۳) مقاومت حرارتی بین پیستون و لاینر را نشان می‌دهد [۱۹]:

$$R_{piston_Liner} = \frac{1}{\pi D_{piston} H_{piston} h_{piston_liner}} \quad (۲۳)$$

که D_{piston} قطر پیستون، H_{piston} ارتفاع تقریبی پیستون و h_{piston_liner} ضریب انتقال حرارت معادل بین پیستون و لاینر است که در مرجع [۱۹] مقدار $620 \text{ w/m}^2\text{K}$ برای آن پیشنهاد شده است. پس از تعیین کلیه مقاومت‌های حرارتی و قرار دادن آنها در رابطه (۱۴)، دستگاه معادلات کامل شده که با حل هم‌زمان آن با مدل احتراق دو ناحیه‌ای، مجهولات مورد نظر بدست می‌آیند.

۴- تحلیل تنش حرارتی و مکانیکی مدل

مراحل فرآیند تحلیل تنش پیستون عبارتند از [۱۱]:

- ۱- مدل‌سازی CAD پیستون.
- ۲- شبکه‌بندی اجزای محدود پیستون.
- ۳- تعیین شرایط مرزی مکانیکی و حرارتی.
- ۴- محاسبه تنش‌های حرارتی و مکانیکی با استفاده از روش اجزا محدود.

معادله مورد استفاده برای محاسبه تنش‌های دینامیکی به صورت رابطه (۲۴) است:

$$(S)_{\alpha\alpha} = j \begin{bmatrix} \sigma_{jx} & \tau_{jxy} & \tau_{jxz} \\ \tau_{jxy} & \sigma_{jy} & \tau_{jyz} \\ \tau_{jxz} & \tau_{jyz} & \sigma_{jz} \end{bmatrix} \quad (۲۴)$$

در رابطه فوق $(S)_{\alpha}$ ستون ماتریس‌های تنش در زاویه لنگ α ، n تعداد گره‌ها، اندیس j نشان دهنده زامین محاسبه و σ و τ به ترتیب تنش‌های نرمال و مماسی هستند. ماتریس تنش نهایی در هر گره به صورت تابعی از زاویه لنگ است. تنش‌های اصلی یعنی σ_1 ، σ_2 و σ_3 ریشه‌های معادله (۲۵) هستند:

$$\begin{vmatrix} \sigma_x - \sigma & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_y - \sigma & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z - \sigma \end{vmatrix} = 0 \quad (۲۵)$$

تنش معادل فون-میسز نیز از رابطه (۲۶) محاسبه می‌شود:

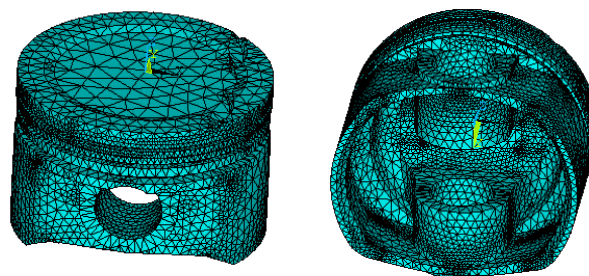
$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (۲۶)$$

برای محاسبه تنش‌های حرارتی ناشی از توزیع غیر یکنواخت دما، ابتدا توزیع دمای ایجاد شده در پیستون با استفاده از برازش منحنی نتایج بدست آمده از قسمت قبل و اعمال آن به‌وسیله نرم‌افزار تعیین می‌شود، سپس این توزیع دما به صورت یک بار خارجی در تحلیل سازه‌ای ANSYS بدون اعمال هر گونه قید، وارد شده و تنش‌های حرارتی محاسبه می‌شوند. واضح است که در شرایط واقعی برای پیستون چنین اتفاقی نمی‌افتد و تنها هدف از این نوع اعمال بار، نشان دادن میزان قابل توجه این تنش‌ها در مقایسه با تنش‌های مکانیکی است. در مرحله بعد فقط بارهای مکانیکی بر پیستون اعمال شده و تنش‌های بدست آمده با تنش‌های حرارتی مقایسه می‌شوند. در پایان بارگذاری پیستون به صورت کوپله (حرارتی-مکانیکی) مانند حالت واقعی انجام می‌شود.

از آنجا که مدل‌سازی در نرم‌افزار ANSYS مشکل است، بنابراین شکل هندسی پیستون در نرم‌افزار CATIA مدل شده و به‌وسیله ANSYS فراخوانی شده است. شکل (۳) مدل هندسی شبکه‌بندی شده پیستون را نشان می‌دهد.

جدول (۲): مشخصات کلی موتور EF7.TC

قطر سیلندر (mm)	۷۸/۶
طول مسیر پیستون (mm)	۸۵
طول دسته پیستون (mm)	۱۳۳/۵
تعداد سیلندر	۴
نسبت تراکم	۹/۹
قطر پیستون (mm)	۷۷/۵۹۲
ارتفاع پیستون (mm)	۵۱/۷
ارتفاع دامن پیستون (mm)	۳۳/۴
جرم پیستون (g)	۳۲۷
دمای روغن (K)	۴۰۳
دمای سیال خنک‌کننده (K)	۳۶۳
IVC (deg aBDC)	۲۶
EVO (deg bBDC)	۲۵
زمان جرقه‌زنی (deg bTDC)	۱۱/۵
$\lambda = 1/\phi$	۰/۷۳
دور موتور RPM	۵۵۰۰
فشار چندراه ورودی (kPa)	۱۷۳
دمای چندراه ورودی (K)	۳۱۲/۶



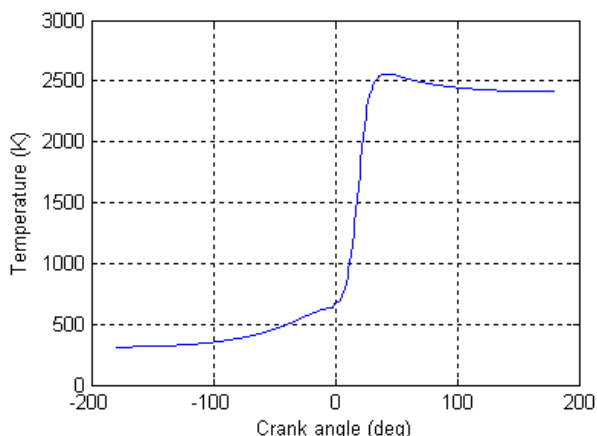
شکل (۳): مدل شبکه‌بندی شده پیستون

برای جلوگیری از ایجاد خطای حرکت جسم صلب^{۲۸} در نرم افزار ANSYS، باید پیستون مقید شود. برای ایجاد شرایط تعادل جسم، معمول است که در محاسبات اجزای محدود جابجایی برخی از گره‌های خاص جسم را محدود کنند. نیروی عکس‌العمل در این گره‌ها که معادلات تعادل را برقرار می‌کند، باعث ایجاد مقادیری تنش غیر معمول در محل اعمال قیدها می‌شود. در برخورد با این تنش‌ها باید به اندازه کافی دقت کرد زیرا در شرایط واقعی، چنین قیدهایی وجود ندارد [۱۱]. در انتخاب گره‌هایی که باید مقید شوند به دو عامل مهم باید توجه داشت؛ اول اینکه این گره‌ها باید تا حد امکان از محل اعمال بارهای مکانیکی فاصله داشته باشند. دوم اینکه این گره‌ها باید در نقاطی انتخاب شوند که تغییر مکان آنها در حالت واقعی مسئله کم‌ترین باشد. در این تحقیق برای مقید کردن پیستون در دو راستای x و y چند نقطه در موقعیت میانی ارتفاع پیستون که دارای کم‌ترین تغییر مکان در دو راستای x و y است، مقید شده‌اند. محل دقیق این نقاط را می‌توان پس از بارگذاری حرارتی و دیدن تغییر مکان ناشی از توزیع غیر یکنواخت دما مشخص نمود، بدین ترتیب که گره‌هایی که تغییر مکان نزدیک به صفر دارند به عنوان محل اعمال قید انتخاب می‌شوند. برای مقید کردن پیستون در راستای z، تعدادی گره در قسمت زیرین نیمه پایینی چشمی گژن پین که با استفاده از یک فرآیند سعی و خطا و بدست آمدن بهترین نتایج محل این نقاط تعیین شده است، مقید گردیده است.

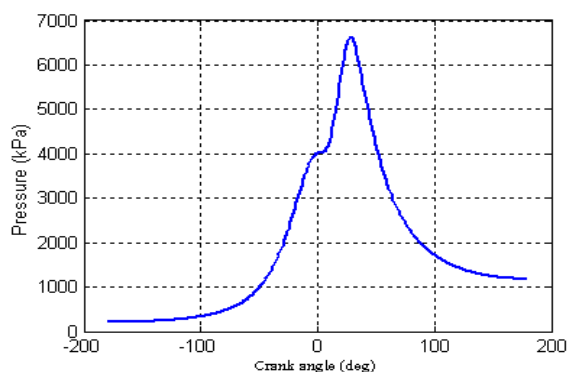
۵- نتایج شبیه‌سازی

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

شکل (۴)، دمای گذرای گازهای درون سیلندر و شکل (۵)، فشار گاز درون سیلندر بر حسب زاویه لنگ را نشان می‌دهد. در شکل (۵) شیب منحنی فشار پس از زدن جرقه کاهش و سپس افزایش می‌یابد که این دوره کاهش مربوط به تاخیر در احتراق است.



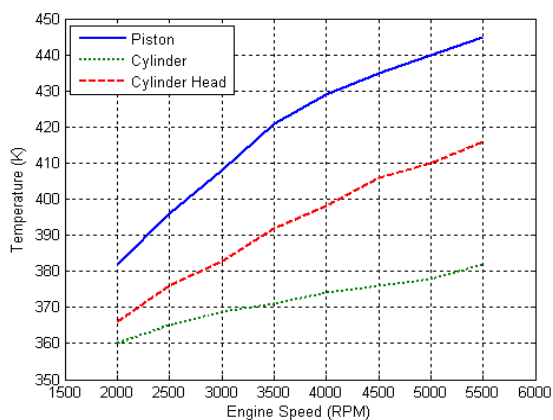
شکل (۴): دمای گاز داخل سیلندر بر حسب زاویه لنگ



شکل (۵): فشار داخل سیلندر بر حسب زاویه لنگ

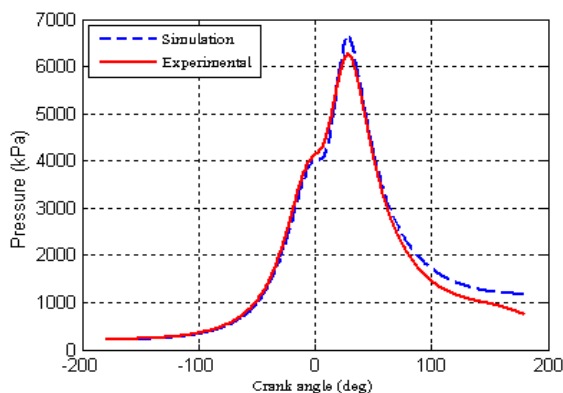
شکل (۶) شار حرارتی عبوری از تاج پیستون را نشان می‌دهد. همان‌طور که از نمودار مشخص است، در ابتدا مقدار شار حرارتی منفی است به این معنی که حرارت از سطح

سیلندر با افزایش دور موتور کمتر از تغییرات دمای پیستون و سرسیلندر است. دلیل آن است که در مرحله احتراق سطح پیستون و سرسیلندر همواره در معرض احتراق بوده در حالی که در رابطه با سیلندر چنین نیست.



شکل (۸): تغییرات دمای دیواره‌ها بر حسب دور موتور

شکل (۹) نمودار مقایسه‌ای فشار تجربی و فشار شبیه‌سازی را نشان می‌دهد. از آنجا که داده تجربی در موتور مورد بررسی در این تحقیق، فقط اطلاعات فشار درون سیلندر است بنابراین به ناچار یگانه مرجع اعتباردهی به نتایج مدلسازی این اطلاعات است (اطلاعات تجربی فشار از مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو (ایپکو) گرفته شده است).



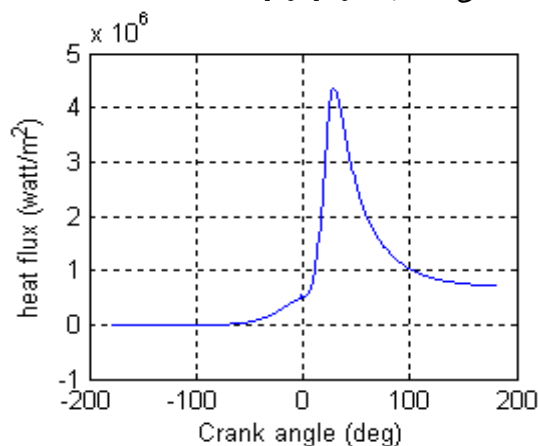
شکل (۹): مقایسه فشار تجربی و شبیه‌سازی درون سیلندر

منحنی‌های تجربی و مدل در سیکل تراکم با وجود فرضیات ساده کننده، همگرایی خوبی داشته و روی هم منطبق هستند. این موضوع نشان دهنده قابل قبول بودن این فرض‌ها است. حدود ۶٪ اختلاف بین بیشینه فشار دو منحنی وجود دارد. این اختلاف ناشی از بسیاری از افت‌ها در حالت واقعی نسبت به شرایط مدل‌سازی است.

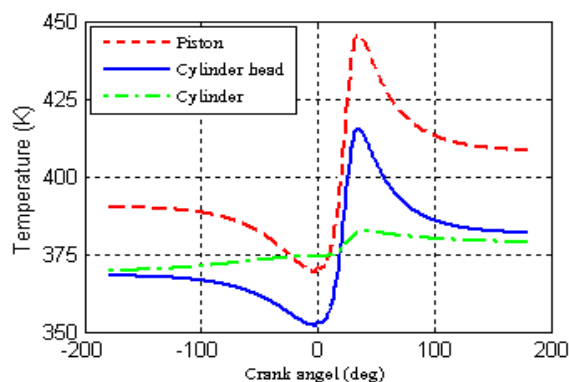
شکل (۱۰) همه نیروهای وارد بر پیستون را نشان می‌دهد، در این شکل F_g نیروی گازی، F_c نیروی شاتون، F_w نیروی دیواره، F_i نیروی اینرسی و F_p برآیند نیروهای اینرسی و گازی است.

پیستون به گازهای درون سیلندر منتقل می‌شود. در ادامه با بالا رفتن دمای گازها جریان حرارتی معکوس می‌شود [۱۰ و ۱۱].

در شکل (۷) دمای پیستون، سرسیلندر و سیلندر بر حسب زاویه لنگ نشان داده شده است. دیده می‌شود پیستون و سرسیلندر که داغ‌ترین قسمت‌های موتور هستند، دما و تغییرات دمایی بیشتری نسبت به سیلندر دارند که می‌تواند باعث ایجاد خستگی حرارتی در آنها شود [۹ و ۲].



شکل (۶): شار حرارتی عبوری از سطح تاج پیستون

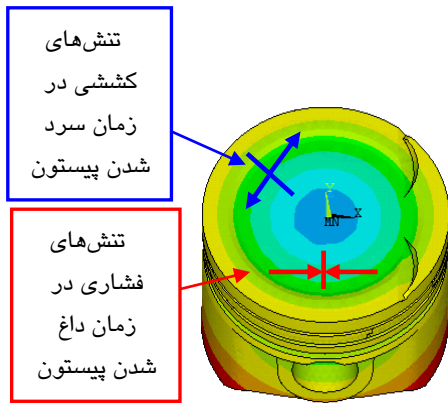


شکل (۷): مقایسه بین دمای پیستون، سیلندر و سرسیلندر

از آنجا که داده آزمایشگاهی در رابطه با دمای پیستون، سیلندر و سرسیلندر موتور EF7.TC وجود ندارد، بنابراین امکان مقایسه نتایج شبیه‌سازی با نتایج تجربی و آزمایشگاهی وجود ندارد. به همین دلیل از نتایج بدست آمده در مرجع [۱۹] برای بررسی درستی نتایج شبیه‌سازی دمای دیواره‌ها استفاده می‌نماییم. در مرجع [۱۹] از روش مقاومت-خازنی مشابه روش بکار رفته در این تحقیق برای محاسبه دمای دیواره‌ها استفاده شده و مقایسه نتایج شبیه‌سازی با نتایج آزمایشگاهی در این مرجع، نشان دهنده دقت بالای روش مقاومت-خازن در محاسبه دمای دیواره‌ها است.

شکل (۸) منحنی بیش‌ترین دمای پیستون، سیلندر و سرسیلندر را بر حسب دور موتور نشان می‌دهد. تغییرات دمای

پیستون است.



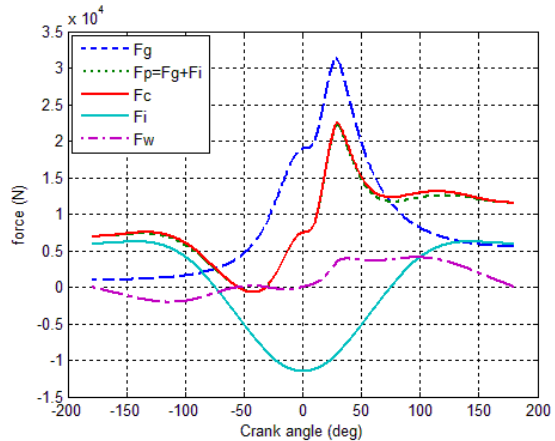
شکل (۱۲): منحنی‌های تغییر شکل حرارتی و چگونگی ایجاد خستگی حرارتی در ناحیه تاج پیستون

با توجه به این شکل و با توجه به توضیحات قبل، برای مقید کردن پیستون در راستای x و y سه گره در مرکز تاج پیستون مقید شده‌اند، زیرا در این ناحیه کم‌ترین تغییر مکان در راستای x و y است. در مرجع [۱۱] برای مقید کردن پیستون در راستای z چند گره در ناحیه پایینی دامن پیستون مقید شده است. در این تحقیق نیز پیستون در راستای z از طریق تعداد بیشتری گره در سطح پایینی چشمی گژن پین، با توجه به دور بودن از محل اعمال بار و همچنین تغییر مکان کم، مقید شده است. علت انتخاب تعداد بیشتر گره، جلوگیری از ایجاد تمرکز تنش شدید در گره‌ها است. این نکته مهم است که انتخاب این گره‌ها با یک فرایند سعی و خطا و بدست آمدن بهترین نتایج (کم‌ترین تمرکز تنش) بدست آمده است. همچنین در شکل (۱۲) به طور شماتیک، تنش‌های ناشی از تغییر شکل‌های حرارتی در تاج پیستون نشان داده شده است. در زمان انجام احتراق و داغ شدن پیستون، در اثر وجود گرادیان دما و انبساط پیستون، تنش‌های فشاری در تاج پیستون بوجود می‌آیند. در زمان سرد شدن پیستون نیز (بویژه در مرحله مکش)، ناحیه تاج در برابر تنش‌های کششی قرار می‌گیرد. شکل (۱۳) پیستون یک موتور بنزینی را نشان می‌دهد که در اثر تنش‌های حرارتی و انبساط و انقباض‌های گفته شده در مورد شکل (۱۲) که موجب خستگی پیستون می‌شود، در قسمت تاج دچار ترک خوردگی شده است.



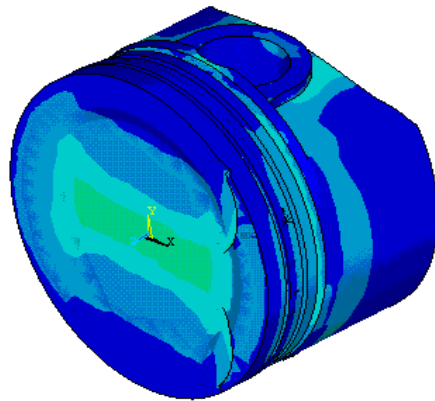
شکل (۱۳): پیستون آسیب دیده موتور بنزینی در اثر خستگی حرارتی-مکانیکی در ناحیه تاج [۱]

با توجه به اینکه برای بررسی درستی نتایج تحلیل تنش پیستون EF7.TC نمونه واقعی پیستون آسیب دیده این موتور وجود ندارد، بنابراین برای بررسی درستی نتایج، منحنی‌های هم‌تنش بدست آمده را با نمونه‌های واقعی پیستون آسیب دیده که در مرجع [۱] مورد بررسی قرار گرفته است، از نظر کیفی مورد بررسی قرار می‌دهیم.



شکل (۱۰): نمودار کلیه نیروهای وارد بر پیستون

شکل (۱۱) منحنی‌های هم‌تنش حرارتی فون میسر پیستون را در زاویه لنگ ۲۰۰ درجه نشان می‌دهد. در این شکل دیده می‌شود که در ناحیه دامن پیستون که گرادیان دما کمتر است، تنش‌های حرارتی کم‌ترین مقدار را دارند. همچنین بیش‌ترین میزان تنش در ناحیه تاج پیستون و رینگ‌ها که گرادیان دما شدیدتر است، رخ می‌دهد.



شکل (۱۱): منحنی‌های هم‌تنش حرارتی فون میسر پیستون در زاویه لنگ ۲۰۰ درجه

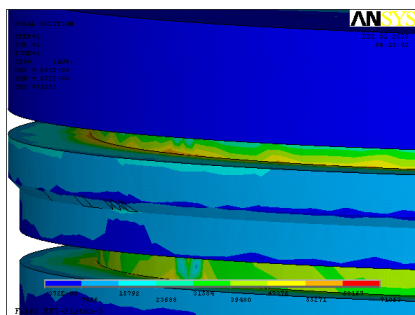
در شکل (۱۲) منحنی‌های تغییر شکل ناشی از انبساط حرارتی پیستون در زاویه لنگ ۲۰۰ درجه نشان داده شده است. همان‌طور که از شکل مشخص است، با توجه به وجود نداشتن قید هندسی در پیستون و انبساط حرارتی پیستون به صورت شعاعی، کم‌ترین مقدار تغییر شکل در ناحیه مرکزی تاج پیستون و بیش‌ترین مقدار تغییر شکل در ناحیه لبه پایینی دامن

حساسیت محل اعمال نیرو، ناحیه شیار رینگ‌های تراکمی یکی از بحرانی‌ترین مناطق پیستون است که به طور معمول دچار شکست (خستگی) می‌شود. این موضوع زمانی شدیدتر می‌شود که در اثر سایش بین رینگ و لاینر، لقی بین پیستون و لاینر بیشتر شده و رینگ از درون شیار خود مقداری بیرون آمده و در میانه نشیمنگاه رینگ قرار می‌گیرد [۱].

ترک ایجاد شده در دامن پیستون
بعلت نیروی تناوبی دیواره سیلندر



شکل (۱۵): پیستون آسیب دیده یک موتور بنزینی در ناحیه دامن پیستون [۱]

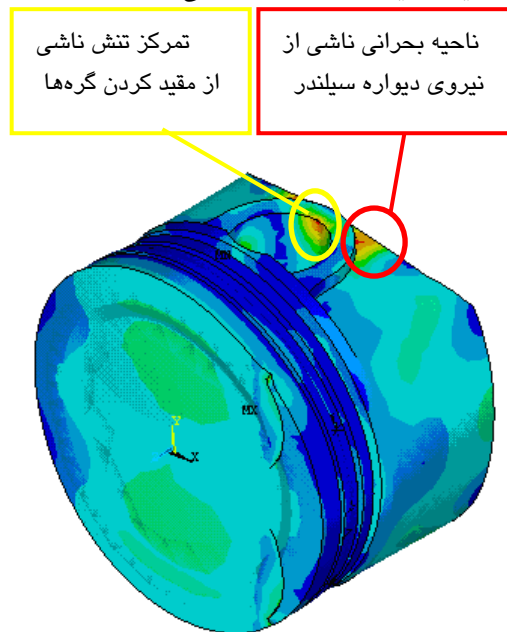


شکل (۱۶): منحنی‌های هم‌تنش فون میسز ناشی از اعمال بار اصطکاکی توسط رینگ‌های تراکمی در ناحیه نشیمنگاه این رینگها

شکل (۱۷) پیستون یک موتور بنزینی را که در ناحیه شیار رینگ‌های تراکمی دچار شکست شده است، نشان می‌دهد. با مقایسه این شکل با شکل (۱۶)، دیده می‌شود که نتایج با نمونه‌های واقعی برابری خوبی دارند.

شکل (۱۸) منحنی‌های هم‌تنش معادل فون میسز مکانیکی-حرارتی پیستون را نشان می‌دهد. در این بارگذاری، بار حرارتی و مکانیکی مشابه حالت واقعی، با هم بر پیستون اعمال شده‌اند. همان‌طور که از شکل مشخص است ناحیه تاج پیستون که محل اعمال فشار گاز بوده و همچنین گرا دیان دما در این ناحیه بیشتر از دیگر نقاط است، دارای شرایط بحرانی‌تری است. در این شکل محل تمرکز تنش ایجاد شده در ناحیه گره‌های مقید، مشخص شده است.

شکل (۱۴) منحنی‌های هم‌تنش مکانیکی فون میسز پیستون را در زاویه لنگ ۱۹۵ درجه که بارهای مکانیکی بیش‌ترین مقدار خود را در این زاویه لنگ دارند، نشان می‌دهد.



شکل (۱۴): منحنی‌های هم‌تنش مکانیکی فون میسز در زاویه لنگ ۱۹۵ درجه

همان‌طور که در شکل مشخص است، در محل گره‌های مقید شده، مقداری تمرکز تنش وجود دارد که دلیل اعمال قیدها در این ناحیه، کمی خطا دارد. نکته مهم دیگری که می‌توان اشاره نمود آن است که، نیروی وارد از طرف دیواره سیلندر اگر چه نسبت به نیروهای دیگر کوچکتر است، اما با توجه به شکل باعث ایجاد تنش زیادی در دامن پیستون و زیر چشمی گزن بین شده است. این موضوع زمانی شدیدتر می‌شود که در اثر سایش، لقی بین پیستون و لاینر بیشتر شده و باعث افزایش حرکت ثانویه پیستون شود. در این شرایط پیستون در دو نقطه واقع بر دامن و قسمت بالایی با لاینر تماس داشته که باعث افزایش میزان بارهای تناوبی در ناحیه مشخص شده در شکل (۱۴) و در پایان شکست خستگی می‌شود [۱]. مقایسه این نتایج با شکل (۱۵) که شکست در ناحیه اشاره شده در پیستون یک موتور بنزینی را نشان می‌دهد، درستی نتایج را تایید می‌کند.

شکل (۱۶) منحنی‌های هم‌تنش فون میسز ناشی از اعمال بار اصطکاکی به وسیله رینگ‌های تراکمی در ناحیه نشیمنگاه این رینگها را نشان می‌دهد. همان‌طور که از شکل مشخص است در ناحیه انتهایی نشیمنگاه رینگها، میزان تنش در اثر نیروی اصطکاک بین رینگ و دیواره سیلندر، بیشتر از قسمت‌های دیگر است. اگرچه این نیروی اصطکاکی در مقایسه با نیروهای دیگر کوچک است، اما با توجه به ماهیت تناوبی این نیرو و همچنین

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

۳- خنک‌کاری پیستون از طریق برخورد جت روغن به زیر پیستون، مقدار زیادی از گرمای پیستون را انتقال می‌دهد. در موتور EF7.TC ضریب انتقال حرارت جابجایی روغن با دور موتور به صورت $h_{oil} \propto N^{0.35}$ رابطه دارد.

۴- در روش تحلیل حرارتی شبکه مقاومت گرمایی هر چه تعداد گره‌ها بیشتر باشد دقت محاسبات بالاتر بوده و همچنین زمان حل افزایش می‌یابد.

۵- در ناحیه دامن پیستون که گرادیان دما کمتر است، تنش‌های حرارتی کم‌ترین مقدار را دارند. همچنین بیش‌ترین میزان تنش در ناحیه تاج پیستون و رینگ‌ها که گرادیان دما شدیدتر است، رخ می‌دهد.

۶- چهار منطقه بحرانی شکست خستگی تحت تنش تناوبی شامل: محدوده اطراف سوراخ پین، محدوده مرکزی تاج پیستون، شیارهای محل قرارگیری رینگ پیستون و سطوح داخلی و خارجی دامن پیستون نزدیک به سوراخ پین هستند.

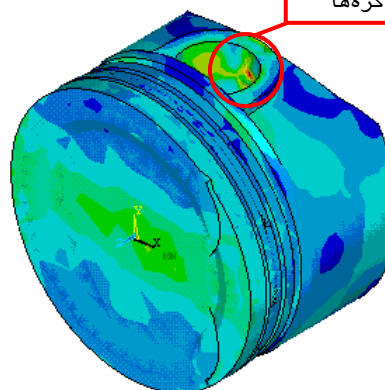
۷- اگر چه برای تعیین تنش‌های حرارتی هیچ قید هندسی بر پیستون اعمال نشد و این تنش‌ها فقط ناشی از توزیع غیر یکنواخت دما در پیستون هستند، اما باز هم دیده می‌شود که میزان تنش‌های حرارتی نیز قابل توجه است. این موضوع اهمیت تنش‌های حرارتی و ضرورت تحلیل حرارتی دقیق پیستون برای طراحی بهینه‌تر را نشان می‌دهد.



شکل (۱۷): پیستون آسیب دیده یک موتور بنزینی در ناحیه شیار

رینگ‌ها

تمرکز تنش ناشی از
مقید کردن گره‌ها



شکل (۱۸): منحنی‌های هم‌تنش مکانیکی-حرارتی فون میسز در زاویه لنگ ۲۰۰ درجه

۶- نتیجه‌گیری

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

۱- روش تحلیل حرارتی شبکه مقاومتی، روشی ساده و مناسب برای تحلیل حرارتی اجزای مختلف موتور است.

۷- مراجع

- | | | | |
|------|---|-----|---|
| [۶] | Hywood. J. B., "Internal Combustion Engine Fundamentals", Mc Grow-Hill, New York, 1988. | [۱] | Silva. F.S., "Fatigue on Engine Pistons-A Compendium of Case Studies", Journal of Engineering Failure Analysis, No, 13, pp. 480-492, 2006. |
| [۷] | 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. | [۲] | B. A. Boley and J. Weiner, "Theory of Thermal Stresses", Stanford University, August, 1960. |
| [۸] | Kreith. F., "Principle of Heat Transfer", International Text Book Co. Scranton, Pennsylvania, 2nd Printing, 1959. | [۳] | A. P. Boresi and Chong, "Elasticity in Engineering Mechanics", Elsevier Science Publishing Co., 1974. |
| [۹] | 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. | [۴] | Esfahanian. V., Javaheri A., Ghaffarpour. M., "Thermal Analysis of an SI Engine Piston Using Different Combustion Boundary Condition Treatments", Applied thermal engineering, No. 26, pp. 277-287, 2006. |
| [۱۰] | 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. | [۵] | Mohammadi. A., Yaghoubi. M. and Rashidi. M., "Analysis of Local Convective Heat Transfer in a Spark Ignition Engine", Journal of Engineering Failure Analysis, No. 13, pp. 480-492, 2006. |

- Stone. R. "Introduction to Internal Combustion Engines", Third edition, Mc Millan, 1999. [۱۶]
- 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, pp.331-350, 2006. [۱۷]
- Ferguson. C. R. and Kirkparrick. A. T., "Internal Combustion Engine, Applied Thermosciences" Second Edition, John Wiley & Sons, Inc, New York, 1986. [۱۸]
- 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, pp. 1320-1327, 2006. [۱۹]
- Buyukkaya. E., "Thermal Analysis of Functionally Graded Coating AlSi Alloy and Steel Pistons", Journal of Surface & Coatings Technology, No. 202, pp. 3856-3865, 2008. [۲۰]
- M.Valdes, J. Casanova and A. Rovira, "Design of Carbon Pistons Using Transient Heat Transfer and Stress Analyses", SAE Paper, No. 01-3217, 2001. [۱۱]
- Annand W. J. D, "Geometry of Spherical Flame Propagation in a Disc-Shaped Combustion Chamber", Journal of mechanical engineering science, No. 12(2), pp.146-149, 1970. [۱۲]
- 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. [۱۳]
- 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., vol.17, pp. 97-124, 1975. [۱۴]
- 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), pp. 103-114, 2005. [۱۵]

۸- زیر نویس ها

- ˆ Anisotropic
- ˆ Lumped Parameter
- ˆ node
- ˆ Isothermal
- ˆ Biot Number
- ˆ Wanli
- ˆ Yan
- ˆ Harigaya
- ˆ Toda
- ˆ Valdes
- ˆ Casanova
- ˆ Rovira
- ˆ Finite Element Method
- ˆ Silva
- ˆ Two Zone Combustion
- ˆ Runge-kutta
- ˆ Implicit finite-difference
- ˆ Explicit
- ˆ Axial Conduction Resistor
- ˆ Radial Conduction Resistor
- ˆ Convection Resistor
- ˆ Cold Start
- ˆ Warm up
- ˆ Underside Piston
- ˆ Splash Cooling
- ˆ Forced Cooling
- ˆ Jet Cooling
- ˆ Rigid body motion