

# ارزیابی عمر خستگی حرارتی مکانیکی قطعات گرم موتور دیزل

مجیدرضا آیت‌اللهی

استاد دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران  
m.ayat@iust.ac.ir

حمیدرضا چمنی\*

دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران  
h\_chamani@iust.ac.ir

فائزه محمدی

دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران  
fmohammadi64@gmail.com

\* نویسنده مسئول / تاریخ دریافت: ۹۰/۰۵/۲۳ پذیرش نهایی مقاله: ۹۰/۰۷/۳۰

## چکیده

بسیاری از قطعات مکانیکی موتور خودرو و سازه‌هایی که در نیروگاه‌ها، صنایع پتروشیمی، هوایی و غیره به کار می‌روند، تحت بارگذاری‌های نوسانی مختلف مکانیکی و حرارتی قرار دارند. خستگی حرارتی- مکانیکی مهم‌ترین عامل شکست در این گونه قطعات است. بنابراین بررسی روش‌های مختلف ارزیابی عمر خستگی حرارتی مکانیکی از اهمیت زیادی برخوردار است. وقتی قطعات تحت چرخه‌های حرارتی دما داغ و بطور هم‌زمان تحت چرخه‌های کرنش مکانیکی قرار می‌گیرند، فرایند خستگی حرارتی مکانیکی منجر به ایجاد آسیب‌های ریز ساختاری و نهایتاً شکست قطعه می‌گردد. در این مقاله روند کامل ارزیابی عمر خستگی حرارتی مکانیکی در قطعات گرم موتور دیزل بررسی شده است. در بررسی خستگی پرچرخه، اثر تنش میانگین با استفاده از نمودار هیگ مورد توجه قرار گرفته است. در محاسبه عمر خستگی کم‌چرخه از نظریه‌های مختلف ارزیابی عمر خستگی کم‌چرخه استفاده شده است و نتایج بدست آمده از آن‌ها با یکدیگر مقایسه شده است. تقریباً تمام قطعات موتور تحت بارگذاری چند محوری قرار دارند که این بارگذاری‌ها می‌توانند به صورت تناسبی و یا غیر تناسبی باشند. در بارگذاری غیر تناسبی یک سخت‌شوندگی چرخه‌ای اضافی در ماده اتفاق می‌افتد. نظریه‌های خستگی کم‌چرخه مبتنی بر دیدگاه صفحه بحرانی، برای در نظر گرفتن اثرات این سخت‌شوندگی چرخه‌ای اضافی بر کاهش عمر قطعه مناسب هستند. همچنین اثر خستگی پرچرخه بر خستگی کم‌چرخه نیز مطالعه شده است. در نهایت از روند ارزیابی عمر ارائه شده برای بدست آوردن عمر خستگی حرارتی مکانیکی سببه یک موتور دیزل سنگین استفاده شده است.

**کلیدواژه‌ها:** خستگی حرارتی مکانیکی، قطعات گرم، موتور دیزل، صفحه بحرانی، خستگی کم‌چرخه

## ۱- مقدمه

عبارت خستگی حرارتی مکانیکی (TMF)، خستگی را تحت تغییرات هم‌زمان دما و کرنش مکانیکی توصیف می‌کند. کرنش مکانیکی بوسیله کم کردن کرنش کل از کرنش حرارتی تعریف می‌شود و از قیود یا

۱- Thermomechanical fatigue

بارهای اعمالی خارجی ایجاد می‌گردد [۱]. تحت شرایط خستگی حرارتی مکانیکی، بارگذاری تناوبی پیچیده می‌تواند باعث ایجاد آسیب ناشی از خستگی، تخریب محیطی (اکسایش) و خزش گردد (شکل ۱) [۲].

تاکنون روش‌های زیادی برای پیش بینی عمر خستگی حرارتی مکانیکی ارائه شده است و انتخاب یک روش مناسب از میان آن‌ها به شرایط بارگذاری، در دسترس بودن داده‌های آزمایشگاهی و قابلیت کاربرد عملی آن‌ها در حل مسائل مهندسی بستگی دارد.

الگوهای ارزیابی عمر خستگی حرارتی مکانیکی را می‌توان به این صورت دسته‌بندی کرد [۳]:

روش‌های تجربی

روش‌های مکانیک شکست

الگوهای مکانیک آسیب پیوسته

الگوهای بر اساس ریز ساختار ماده

به میزان نرخ کرنش، دامنه کرنش، دما و اختلاف فاز بین دما و کرنش اعمالی، می‌تواند سهم مشخصی از آسیب کل داشته باشد. آسیب کل از جمع این سه مولفه آسیب بدست می‌آید. مهمترین مشکل این الگوها نیاز به آزمایش‌های فراوان برای بدست آوردن متغیرهای الگو می‌باشد.

در الگوهای مکانیک آسیب پیوسته، آسیب در ماده از طریق یک متغیر آسیب توصیف می‌گردد. این الگوها در ابتدا توسط کاجانف<sup>۳</sup> و رابانف<sup>۴</sup> مطرح شدند [۷]. در الگوهای ریز ساختاری، متغیر آسیب به مشخصات ریزساختاری ماده مربوط می‌شود. جیانگ [۸] و همکارانش با در نظر گرفتن شعاع معادل حفره‌ی مرزدانه به عنوان یک متغیر آسیب، یک روش برای تخمین عمر در حالت برهم‌کنش خستگی-خزش ارائه کرده‌اند. روش‌های مکانیک شکست معمولاً جوانه‌زنی و رشد ترک تا واماندگی را مورد توجه قرار می‌دهند و بیشتر برای مواد ترد مناسب هستند [۲].

قطعات گرم موتور دیزل از قبیل سمبه، بستار، آستری، دریچه‌ها و منی‌فولد دود در شرایط کاری خود تحت دمای داغ و بارگذاری مکانیکی چند محوری قرار دارند. خستگی حرارتی مکانیکی مهم‌ترین عامل شکست در این قطعات است و لذا ارزیابی عمر خستگی حرارتی مکانیکی آن‌ها از اهمیت زیادی برخوردار است. روند ارزیابی عمر این قطعات باید تا حد امکان جامع باشد و دارای قابلیت کاربرد عملی برای قطعات با هندسه پیچیده و بارگذاری چند محوری غیر تناسبی باشد.

در این مقاله سعی شده است تا یک روند کامل برای ارزیابی عمر خستگی حرارتی مکانیکی قطعات گرم موتور دیزل ارائه گردد. مراحل این روند به صورت خلاصه می‌شود:

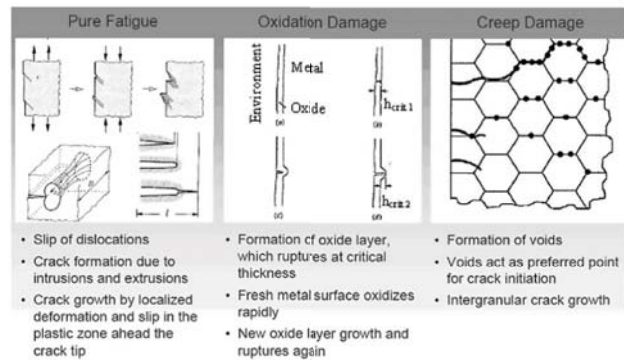
• بدست آوردن توزیع تنش-کرنش چرخه‌ای در قطعه تحت شرایط بارگذاری‌های اعمالی به آن.

• محاسبه عمر خستگی کم‌چرخه با استفاده از نظریه‌های مناسب.

• محاسبه ضریب اطمینان خستگی پرچرخه.

• بررسی اثر خستگی پرچرخه بر خستگی کم‌چرخه.

اثر تنش میانگین بر خستگی پرچرخه با استفاده از نمودار هیگ مورد توجه قرار داده شده است. برای در نظر گرفتن اثرات سخت‌شوندگی



شکل ۱ سازوکارهای آسیب تحت شرایط خستگی حرارتی مکانیکی [۲].

الگوهای تجربی، عمر خستگی حرارتی مکانیکی را به متغیرهای حلقه هیستریزس، مثل تنش، کرنش، کرنش پلاستیک، دما و غیره ارتباط می‌دهند. روش‌هایی بر مبنای انرژی وجود دارند که یک رابطه بین انرژی تلف شده در هر چرخه با تعداد چرخه‌ها تا شکست برقرار می‌کنند. گمز<sup>۱</sup> [۲] و همکارانش یک الگوی تجربی و بر اساس انرژی تلف شده در هر چرخه به عنوان عامل اصلی نشان دهنده آسیب ارائه کرده‌اند. در این الگو یک عبارت اضافی برای احتساب اثرات تنش و آسیب دما داغ در نظر گرفته شده است. چن [۴] و همکارانش از قانون بقای انرژی و مومنتوم خطی برای توصیف برهم‌کنش خزش-خستگی استفاده کرده‌اند.

آسیب ناشی از سازوکارهای خستگی، خزش و اکسایش می‌تواند به صورت مستقل از یکدیگر محاسبه شود و آسیب کل با استفاده از قوانین جمع خطی یا غیر خطی بدست بیاید. سنگ [۵] از قانون جمع آسیب خطی برای محاسبه عمر خزش-خستگی چند محوری نمونه‌هایی از جنس همبسته GH4169 و فولاد 2.25Cr1Mn استفاده کرده است. الگوی آسیب سه‌تقلو<sup>۲</sup> [۶] آسیب‌های خستگی، خزش و اکسایش را به طور جداگانه در نظر می‌گیرد. هر یک از این سازوکارهای آسیب با توجه

<sup>۳</sup>- Kachanov

<sup>۴</sup>- Rabotnov

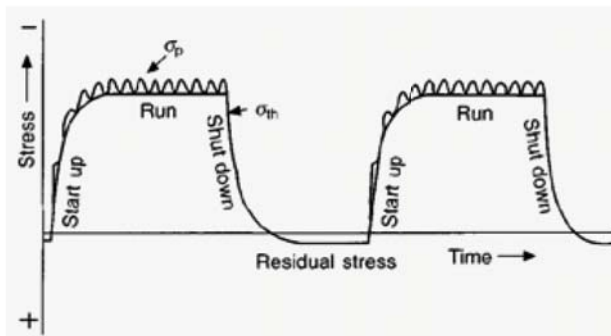
<sup>۱</sup>- Goemez

<sup>۲</sup>- Sehitoghlu

چرخه کامل روشن-خاموش شدن موتور باشد. سپس باید به منظور بررسی خستگی پرچرخه، تنش‌های ناشی از نیروهای اعمالی به قطعه در گام‌های بارگذاری مختلف، محاسبه گردد. در صورتی که از منحنی‌های تنش- کرنش ماده در حالت اشباع نوسانی استفاده شده باشد، پس از تحلیل سازه‌ای چرخه نخست روشن-خاموش شدن موتور، می‌توان چرخه اشباع تنش-کرنش در هر گره از الگوی سازه‌ای قطعه را بدست آورد. در این مرحله تمام داده‌های تنش و کرنش لازم برای محاسبه عمر خستگی حرارتی مکانیکی قطعه در هر گره از الگوی اجزاء محدود در دست می‌باشد.

### ۳- بررسی خستگی کم‌چرخه

در شکل ۲ چرخه بارگذاری یک قطعه گرم موتور دیزل به صورت نمادین نمایش داده شده است. ملاحظه می‌شود که تغییرات تنش در اثر بارگذاری حرارتی بسیار زیاد می‌باشد. این تنش‌های نوسانی در اثر گرم و سرد شدن موتور ایجاد می‌گردند. در کاربری‌های مختلف موتور، نحوه بارگذاری موتور متفاوت می‌باشد لذا با استفاده از تجمیع آسیب ناشی از بارگذاری‌های مختلف در یک کاربری مشخص، می‌توان بارگذاری حرارتی و مکانیکی اعمالی به قطعه را به بارگذاری معادل چرخه روشن شدن موتور تا بار کامل و خاموش شدن موتور تبدیل نمود.



شکل ۲ چرخه بارگذاری در قطعات گرم موتور دیزل [۱۰].

تاکنون الگوهای مختلفی برای آسیب خستگی چند محوری بر اساس عبارت‌های تنش و کرنش معادل، انرژی کار پلاستیک و روش‌های صفحه بحرانی ارائه شده است. روش‌های صفحه بحرانی دارای مبنای فیزیکی هستند و معمولاً صفحه‌ی بیشینه تنش/کرنش اصلی یا صفحه‌ی بیشینه تنش/کرنش برشی را به عنوان صفحه‌ی بحرانی یا صفحه‌ی

چرخه‌ای اضافی ناشی از بارگذاری غیر تناسبی از نظریه‌های خستگی کم‌چرخه صفحه بحرانی که متغیر آسیب در آن‌ها شامل عبارت‌هایی بر حسب تنش و کرنش می‌باشد، استفاده شده است. همچنین اثر خستگی پرچرخه بر خستگی کم‌چرخه نیز مطالعه شده است. در نهایت، روند ارزیابی عمر ارائه شده برای محاسبه عمر خستگی حرارتی مکانیکی سببه یک موتور دیزل سنگین مورد استفاده قرار گرفته است.

## ۲- تحلیل اجزاء محدود و بدست آوردن میدان تنش و کرنش در قطعات گرم موتور دیزل

برای تحلیل خستگی حرارتی مکانیکی در هر قطعه مکانیکی باید توزیع تنش-کرنش چرخه‌ای ماده در شرایط بارگذاری آن در دست باشد. چون قطعات گرم موتور دیزل دارای هندسه و بارگذاری پیچیده هستند، استفاده از روش‌های تحلیلی برای پیدا کردن توزیع تنش-کرنش در آن‌ها امکان‌پذیر نمی‌باشد. محققان زیادی از روش‌های عددی و تحلیل‌های اجزاء محدود برای بدست آوردن توزیع تنش-کرنش محلی در قطعات دارای هندسه پیچیده استفاده کرده‌اند [۹]. چون قطعات گرم موتور دیزل تحت بارهای حرارتی و مکانیکی چرخه‌ای قرار دارند، باید تحلیل‌های حرارتی و سازه‌ای برای آن‌ها صورت پذیرد. این امر از طریق روش‌های عددی، توسط نرم‌افزارهای اجزاء محدود (ANSYS, ABAQUS) با شبیه‌سازی درست بارگذاری چند محوری و رفتار پیچیده ماده امکان‌پذیر می‌باشد.

در قطعات گرم موتور دیزل، تنش‌های حرارتی تنش‌های غالب و حاکم می‌باشند که منجر به خستگی کم‌چرخه و همچنین ایجاد تنش‌های میانگین در خستگی پرچرخه می‌شوند. بنابراین، بارگذاری حرارتی مهمترین بارگذاری در تخمین عمر آن‌ها می‌باشد. هر چه توزیع دما در قطعه دقیق‌تر باشد، تنش‌های حرارتی حاصل از آن در نقاط مختلف آن دقیق‌تر خواهد بود. لذا لازم است تا در نرم‌افزارهای اجزاء محدود شرایط مرزی حرارتی به طور دقیق بر الگوی اجزاء محدود اعمال شود و میدان دما در قطعه بدست بیاید.

در تحلیل سازه‌ای قطعات، توزیع دمای بدست آمده از تحلیل حرارتی به همراه بارهای مکانیکی که قطعه در شرایط کاری خود تحمل می‌کند به عنوان بارگذاری سازه‌ای به الگوی اجزاء محدود اعمال می‌شود. بارگذاری‌های اعمالی باید طوری در نظر گرفته شوند که شامل یک

شکل پذیری خستگی می‌باشند.  $\dot{\epsilon}_f$  و  $\sigma'_f$  به ترتیب ضریب استحکام خستگی و شکل‌پذیری خستگی هستند. در این الگو، متغیر پایش کننده آسیب خستگی، دامنه کرنش برشی بیشینه  $\Delta\gamma_{\max}$  و تنش نرمال بیشینه بر  $\sigma_{n,\max}$  روی صفحه بیشینه کرنش برشی می‌باشد. عبارت تنش نرمال بیشینه اثر سخت‌شوندگی چرخه‌ای اضافی بر کاهش عمر خستگی را در بر می‌گیرد. در معادله (۱) ثابت  $k$  یک ثابت مادی است که می‌تواند برابر با یک در نظر گرفته شود.

لی<sup>۳</sup> [۱۶] و همکارانش بر اساس روش صفحه بحرانی یک متغیر آسیب جدید برای خستگی چند محوری ارائه کرده‌اند. در این متغیر آسیب از دامنه تنش نرمال بی‌بعد شده توسط تنش تسلیم استفاده شده است:

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} \left(1 + \frac{\Delta\sigma_n}{2\sigma_y}\right) = \frac{(1 + (1 - \Delta\sigma_n/2\sigma_y)v_e)\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \frac{\sigma'^2_f}{\sigma_y E} (2N_f)^{2b} + \frac{(1 + (1 - \Delta\sigma_n/2\sigma_y)0.5)\dot{\epsilon}'_f}{E} (2N_f)^c + \frac{\sigma'_f \dot{\epsilon}'_f}{\sigma_y} (2N_f)^{b+c} \quad (2)$$

در معادله (۲) نیز  $N_f$  تعداد چرخه‌ها تا واماندگی می‌باشد.  $\Delta\gamma_{\max}$  و  $\Delta\sigma_n$  به ترتیب دامنه کرنش برشی بیشینه و دامنه تنش نرمال هستند.  $\sigma_y$  تنش تسلیم ماده است.  $v_e$  و  $v_p$  به ترتیب ضریب پواسون الاستیک و پلاستیک هستند.  $b$  و  $c$  به ترتیب توان استحکام خستگی و شکل‌پذیری خستگی می‌باشند.  $\dot{\epsilon}'_f$  و  $\sigma'_f$  به ترتیب ضریب استحکام خستگی و شکل‌پذیری خستگی هستند و  $E$  مدول یانگ می‌باشد. این الگو از دامنه کرنش برشی بیشینه و دامنه تنش نرمال در تعیین متغیر آسیب استفاده می‌کند و برای شرایط بارگذاری چند محوری تناسبی و غیر تناسبی مناسب است.

لی و همکارانش اخیراً در یک نظریه صفحه بحرانی الگوی سنگ<sup>۴</sup> و ننگ<sup>۵</sup> را اصلاح کرده و برای احتساب اثر سخت‌شوندگی چرخه‌ای اضافی بر کاهش عمر خستگی از یک ضریب تصحیح تنش  $\left(1 + \frac{\Delta\sigma_n}{2\sigma_y}\right)$  استفاده کرده‌اند [۱۸]:

$$\left(\frac{\Delta\gamma_{\max}}{3} + \left(1 + \frac{\Delta\sigma_n}{2\sigma_y}\right)^2 \Delta\sigma_n^2\right)^2 = \frac{(1 + (1 - \Delta\sigma_n/2\sigma_y)v_e)\sigma'_f}{\sqrt{3}E} (2N_f)^b + \frac{\sigma'^2_f}{\sigma_y E} (2N_f)^{2b} + \frac{(1 + (1 + \Delta\sigma_n/2\sigma_y)0.5)\dot{\epsilon}'_f}{\sqrt{3}} (2N_f)^c + \frac{\sigma'_f \dot{\epsilon}'_f}{\sigma_y} (2N_f)^{b+c} \quad (3)$$

آغاز جوانه‌زنی ترک خستگی در نظر می‌گیرند. این الگوها عموماً از بقیه الگوها دقیق‌تر هستند و دارای قابلیت کاربرد برای هر دو حالت بارگذاری تناسبی و غیر تناسبی می‌باشند. الگوهای صفحه بحرانی به سه دسته تقسیم می‌شوند که هر یک آسیب را به صورت عبارت‌هایی بر حسب تنش، کرنش یا ترکیبی از عبارت‌های تنش و کرنش در نظر می‌گیرند [۱۱]. معیارهای صفحه بحرانی بر اساس تنش [۱۲] برای تحلیل مسائل خستگی پرچرخه مناسب هستند که در آن‌ها تغییر شکل عمدتاً کشسان است و کرنش پلاستیک اندکی بوجود می‌آید. روش‌های بر مبنای کرنش [۱۳] برای شرایطی که کرنش پلاستیک چشمگیری اتفاق می‌افتد قابل استفاده هستند. به نظر می‌رسد که روش‌های صفحه بحرانی که شامل هر دو عبارت تنش و کرنش هستند [۱۴، ۱۵، ۱۶]، مناسب‌ترین الگو برای ارزیابی عمر می‌باشند چون می‌توانند پاسخ ساختاری ماده به بارگذاری غیر تناسبی را منعکس کنند [۱۷].

تنش‌ها در قطعات گرم موتور دیزل عموماً به صورت تنش‌های چند محوره می‌باشند، لذا برای بررسی خستگی آن‌ها باید از نظریه‌های خستگی چند محوره استفاده نمود. همچنین بارگذاری خستگی در این قطعات، پیچیده و به صورت غیر تناسبی است. در بارگذاری غیر تناسبی به علت چرخش محورهای تنش و کرنش اصلی یک سخت‌شوندگی چرخه‌ای اضافی در ماده اتفاق می‌افتد و بر روی کاهش عمر خستگی تاثیر چشمگیری می‌گذارد. از آنجایی که نظریه‌های خستگی کم‌چرخه صفحه بحرانی شامل عبارت‌های تنش و کرنش است، برای در نظر گرفتن اثرات این سخت‌شوندگی چرخه‌ای اضافی بر کاهش عمر قطعات گرم موتور دیزل مناسب هستند، در اینجا به طور مختصر به معرفی برخی از این الگوها پرداخته شده است. فاطمی<sup>۱</sup> و سوشی<sup>۲</sup> معادله<sup>۱</sup> را برای محاسبه عمر خستگی کم‌چرخه ارائه کردند [۱۵]:

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} \left(1 + k \frac{\sigma_{n,\max}}{\sigma_y}\right) = \left[ (1 + v_e) \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + (1 + v_p) \dot{\epsilon}'_f (2N_f)^c \right] \times \left(1 + k \frac{\sigma'_f}{2\sigma_y} (2N_f)^b\right) \quad (1)$$

در این معادله  $N_f$  تعداد چرخه‌ها تا واماندگی می‌باشد.  $\sigma_y$  تنش تسلیم ماده است.  $v_e$  و  $v_p$  به ترتیب ضریب پواسون الاستیک و پلاستیک هستند.  $b$  و  $c$  به ترتیب توان استحکام خستگی و

۳- Li  
۴- Shang  
۵- Wang

۱- Fatemi  
۲- Socie

$$\sigma'_{ij} = M\sigma_{ij}M^T, \quad \varepsilon'_{ij} = M\varepsilon_{ij}M^T \quad (4)$$

که  $M^T$  ترانزپوز ماتریس  $M$  است. ماتریس  $M$  به این صورت تعریف می‌شود.

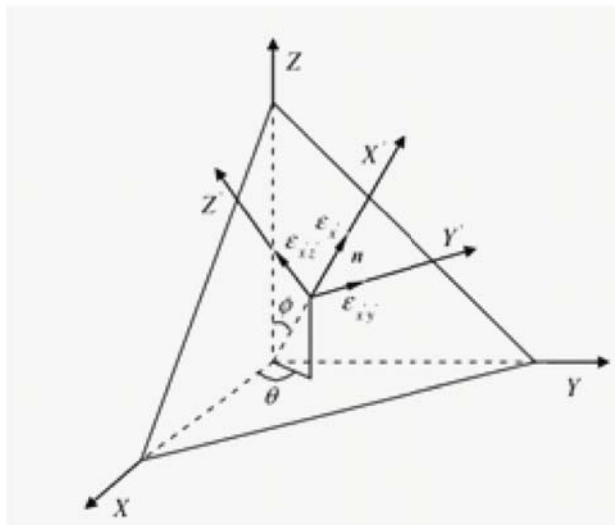
$$M = \begin{bmatrix} \cos\theta\sin\phi & \sin\theta\sin\phi & \cos\phi \\ -\sin\theta & \cos\theta & 0 \\ -\cos\theta\cos\phi & -\sin\theta\cos\phi & \sin\phi \end{bmatrix} \quad (5)$$

محاسبه دامنه کرنش برشی روی صفحه نماینده.

حل مراحل ۳ و ۴ برای تمامی صفحات گذرنده از گره مورد نظر برای تعیین دامنه کرنش برشی بیشینه و مکان تمامی صفحاتی که دارای این مقدار بیشینه هستند.

محاسبه دامنه کرنش عمودی روی تمام صفحات دارای دامنه کرنش برشی بیشینه.

مقایسه مقادیر دامنه کرنش عمودی موجود در صفحات کرنش برشی بیشینه برای تعیین محل صفحه بحرانی  $(\theta_{cr}, \phi_{cr})$ .



شکل ۳ صفحه نماینده در یک گره از الگوی اجزاء محدود یک قطعه [۱۱].

## ۵- محاسبه عمر خستگی کم‌چرخه در قطعات گرم موتور دیزل

به منظور محاسبه عمر خستگی حرارتی-مکانیکی قطعات گرم موتور دیزل لازم است که یک ماکروی خستگی در محیط برنامه نویسی یکی

این الگو قادر به پیش بینی عمر خستگی کم‌چرخه در شرایط مختلف بارگذاری از جمله خمش، پیچش و خمش، بارگذاری تناسبی و غیر تناسبی تحت ترکیب کشش و پیچش می‌باشد و ضریب تصحیح تنش استفاده شده در آن برای احتساب اثر سخت‌شوندگی چرخه‌ای اضافی بر کاهش عمر خستگی مناسب است. برای بدست آوردن عمر خستگی چند محوری غیر تناسبی توسط الگوهای صفحه بحرانی ابتدا باید صفحه بحرانی تعیین گردد. سپس با محاسبه متغیر آسیب و معادله عمر موجود، عمر خستگی کم‌چرخه بدست می‌آید.

## ۴- تعیین صفحه بحرانی

با توجه به مشاهدات آزمایشگاهی که توسط کانازاوا<sup>۱</sup>، برون<sup>۲</sup> و میلر<sup>۳</sup> صورت گرفته است، سیستم‌های لغزشی که بیشترین مقدار تغییر شکل را تجربه می‌کنند آن‌هایی هستند که دقیقاً در جهت برش بیشینه قرار دارند و بنابراین بیشترین ترک‌های خستگی در این جهت جوانه می‌زنند. اما در سیستم‌های لغزش دارای مقدار کمتری از برش نیز ترک‌ها با نرخ کندتری جوانه می‌زنند. بنابر نتایج آزمایشگاهی می‌توان فرض کرد که آسیب خستگی بر روی صفحه‌ای که بیشترین مقدار دامنه کرنش برشی را تجربه می‌کند، به بیشینه مقدار خود می‌رسد [۱۹]. اخیراً ساسمل<sup>۴</sup> [۲۰] یک الگوریتم عددی برای تعیین صفحه بحرانی در مسائل خستگی چند محوری ارائه کرده است. مراحل تعیین صفحه دارای دامنه کرنش برشی بیشینه بدین صورت می‌باشد [۱۱]:

تحلیل الاستیک-پلاستیک برای قطعه مورد نظر تحت شرایط بارگذاری اعمال شده به آن، برای تعیین تانسور تنش و کرنش در تمام نقاط قطعه.

در نظر گرفتن یک صفحه نماینده در محل گره مورد نظر (گره‌ای که قرار است عمر آن محاسبه شود). این صفحه با زوایای  $\theta$  و  $\phi$  تعریف می‌شود (شکل ۳).

محاسبه تانسور تنش و کرنش در روی صفحه نماینده بوسیله تانسور انتقال  $M$  برای زوایای  $\theta$  و  $\phi$  داده شده.

۱- Kanazawa  
۲- Brown  
۳- Miller  
۴- Susmel

می‌توان آن را از بانک مواد نرم‌افزار FEMFAT استخراج نمود. منحنی اثر تنش میانگین یا نمودار هیگ که در بررسی خستگی پرچرخه استفاده می‌شود شامل ۶ نقطه می‌باشد (شکل ۴):

استحکام نهایی ماده در حالت کششی  $S_{uc}$ .

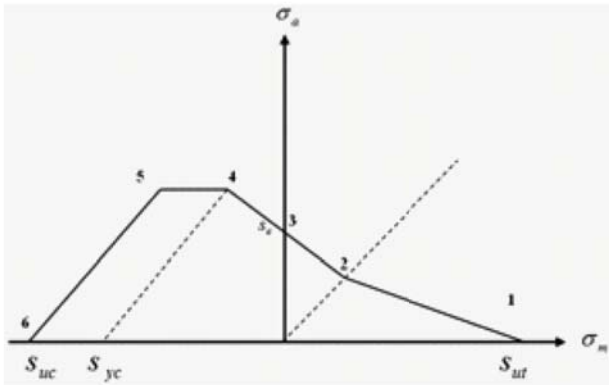
تقاطع خط تنش حداکثر برابر با تنش تسلیم کششی ماده با خطی که از حد دوام خستگی در  $R=-1$  به حد دوام ماده برای نسبت خستگی برابر با  $R=0$  وصل می‌شود.

حد دوام ماده برای نسبت خستگی برابر با  $R=-1$ .

تقاطع خط تنش حداقل برابر با تنش تسلیم فشاری ماده با خطی که از حد دوام خستگی در  $R=-1$  به حد دوام ماده برای نسبت خستگی برابر با  $R=0$  وصل می‌شود.

تقاطع خط با تنش نوسانی ثابت برابر با نقطه ۴ با خط تنش حداقل برابر با استحکام نهایی ماده در حالت فشاری  $S_{uc}$ .

استحکام نهایی ماده در حالت فشاری  $S_{uc}$ .



شکل ۴ نمودار هیگ به صورت شماتیک.

برای قطعات گرم موتور دیزل با در دست داشتن نمودار هیگ و محاسبه معادله خطوط آن و همچنین مشخص بودن مقدار تنش متوسط و نوسانی در هر گره از الگوی اجزاء محدود قطعه، ضریب اطمینان خستگی پرچرخه در هر گره محاسبه می‌شود. با توجه به این که این قطعات در دماهای داغ کار می‌کنند و توزیع دما در آن‌ها غیر یکنواخت است، باید ثابت‌های ماده (استحکام نهایی در کشش و فشار، حد تسلیم کششی و فشاری و حد دوام خستگی) در دماهای داغ در دست باشد و

از نرم‌افزارهای اجزاء محدود توسعه داده شود. با استفاده از چرخه تنش- کرنش در هر گره و بر اساس نظریه صفحه بحرانی، عمر خستگی در هر گره محاسبه می‌شود. این برنامه می‌تواند شامل این بخش‌ها باشد:

• خواندن داده‌ها و خواص مواد بر حسب دما برای ماده مورد نظر

• تعیین چرخه‌های بارگذاری

• انتخاب گروه‌های اجزای و گره‌هایی که در آنها محاسبات خستگی باید صورت گیرد (می‌توان تنها گره‌هایی که بر روی سطوح خارجی جسم می‌باشند را انتخاب نمود)

• خواندن اطلاعات راجع به گره‌ها شامل شماره گره و اجزاء، مختصات آنها و غیره

• خواندن نتایج تحلیل تنش در گره‌های مورد نظر (بسته به روش خستگی مورد نظر اطلاعات مورد نیاز شامل تنش و کرنش در گره‌ها خوانده و در آرایه‌هایی ذخیره می‌گردد)

• پیدا کردن صفحه بحرانی در هر گره

• محاسبه متغیر آسیب در صفحه بحرانی

• محاسبه عمر خستگی بر اساس روش مورد نظر (برای هر گره با توجه به دمای آن گره، خواص مادی از بین خواص مادی ورودی درون‌یابی می‌گردد)

• نمایش کانتور عمر برای گره‌های مورد نظر

## ۶- بررسی خستگی پرچرخه

خستگی پرچرخه عموماً شامل دامنه کرنش کم، فرکانس زیاد، رفتار چرخه‌ای عمدتاً الاستیک و تعداد چرخه‌های زیاد می‌باشد [۲۱]. بیش از یک قرن است که به منظور بررسی خستگی پرچرخه از نمودارهای عمر ثابت استفاده می‌شود. نمودار هیگ در واقع یک نمودار عمر ثابت است که نشان دهنده تغییرات تنش نوسانی در مقابل تنش متوسط می‌باشد. این نمودار اساساً بر مبنای معادله گودمن شکل گرفته است [۲۲]. تاکنون در این نمودار اصلاحاتی مختلفی صورت گرفته است تا اثر عوامل مختلف، مانند پلاستیسیته ایجاد شده در نواحی تمرکز تنش [۲۳]، بر عمر خستگی پرچرخه در نظر گرفته شود.

در بررسی خستگی پرچرخه نظریه‌های مختلفی برای اثر تنش میانگین ارائه شده است. یک روش استفاده از نمودار هیگ است که

دوام خستگی) باید در ضریب کاهش حد دوام خستگی ضرب شوند. بدین ترتیب اثر شیار در کاهش عمر خستگی پرچرخه لحاظ می‌گردد.

تاکنون مطالعات گوناگونی بر روی اثر گرادیان میدان تنش در اطراف شیار بر کاهش عمر خستگی کم‌چرخه صورت گرفته است [۲۳، ۲۵]. بیشتر این مطالعات بر این اساس هستند که برای اتفاق افتادن واماندگی خستگی، باید شدت میدان تنش در یک حجم بحرانی از ماده در اطراف عامل تمرکز تنش به یک مقدار بحرانی برسد [۱۳]. در محاسبات مربوط به عمر خستگی کم‌چرخه به جای استفاده از مقدار متوسط تنش و کرنش در یک حجم بحرانی در اطراف شیار می‌توان از تنش و کرنش تعیین شده در یک فاصله مشخص از نوک عامل تمرکز تنش استفاده کرد که به این فاصله "فاصله بحرانی"<sup>۲</sup> گفته می‌شود [۲۶].

برای در نظر گرفتن اثر شیار با استفاده از نظریه فواصل بحرانی<sup>۲</sup>، می‌توان از هر نظریه تخمین عمر صفحه بحرانی دلخواهی استفاده نمود. فقط لازم است تا مقدار تنش و کرنش مورد استفاده در نظریه تخمین عمر به جای ریشه شیار در یک فاصله بحرانی از آن بدست بیایند. در این جا مساله مهم تعیین صحیح این فاصله بحرانی است. اخیراً ساسمل و تیلور [۲۵] از نظریه فواصل بحرانی برای تخمین عمر خستگی قطعات شیاردار استفاده کرده‌اند. در این نظریه فرض شده است که اندازه فاصله بحرانی یک ثابت ماده است و به میزان تیزی شیار یا تعداد چرخه‌ها تا شکست بستگی ندارد. ساده‌ترین راه برای بدست آوردن مقدار این فاصله بحرانی برای هر ماده استفاده از آزمایش‌های انجام شده روی نمونه‌های دارای یک عامل تمرکز تنش معلوم است. مسلماً این نمونه‌ها باید از جنس ماده مورد نظر باشند [۲۵]. در نهایت با استفاده از مقادیر تنش و کرنش در این فاصله بحرانی از نوک عامل تمرکز تنش در معادله تخمین عمر، اثر شیار بر کاهش عمر خستگی کم‌چرخه در نظر گرفته خواهد شد.

## ۸- اثر خستگی پرچرخه بر خستگی کم‌چرخه

در صورتی که ضریب اطمینان خستگی پرچرخه قطعات موتور بیشتر از ۱ باشد عمر آن قطعه در اثر خستگی پرچرخه بیشتر از چندین میلیارد چرخه خواهد بود. لذا آسیب ناشی از خستگی پرچرخه نسبت به آسیب ناشی از خستگی کم‌چرخه قابل نظر کردن است. تنها نکته‌ای که حائز اهمیت است اثر خستگی پرچرخه بر رشد ترک خستگی ایجاد شده

۲- Critical distance

۳- Theory of critical distances

برای هر گره با توجه به دمای آن، خواص مادی از بین خواص مادی ورودی درون‌یابی گردد.

## ۷- اثر شیار در خستگی کم‌چرخه و پرچرخه

قطعات موتور دارای هندسه پیچیده و عوامل تمرکز تنش می‌باشند. عمر خستگی قطعات شیاردار به علت ایجاد تنش‌های زیاد در محل شیار، به میزان چشمگیری کاهش می‌یابد. اثر شیار بر عمر خستگی قطعات شیاردار به خوبی مورد مطالعه قرار گرفته است. برای در نظر گرفتن اثر تنش زیاد و گرادیان تنش در محل شیار بر کاهش عمر خستگی پرچرخه از ضریب کاهش عمر خستگی و ضریب حساسیت به شیار استفاده می‌شود [۲۳].

یک روش مناسب برای احتساب اثر شیار در خستگی پرچرخه استفاده از مفهوم گرادیان نسبی تنش است. ایخلسیدر<sup>۱</sup> روشی بر اساس گرادیان تنش پیشنهاد داده است که با استفاده از نتایج تحلیل اجزاء محدود به سادگی می‌توان گرادیان تنش را محاسبه نمود و با استفاده از روش پیشنهادی وی می‌توان حد دوام اصلاح شده را محاسبه نمود. معادله حد دوام خستگی با گرادیان تنش بدین صورت می‌باشد [۲۴]:

$$\sigma_f = \sigma_{yf} \left( 1 + \left( \frac{\sigma_{bf}}{\sigma_{yf}} - 1 \right) \left( \frac{X}{2/b} \right)^{k_p} \right) \quad (7)$$

در معادله ۷ عبارت داخل پرانتز ضریب کاهش حد دوام خستگی می‌باشد. که  $\sigma_{bf}$ ،  $\sigma_{yf}$  به ترتیب حد خستگی در خمش و کشش می‌باشند،  $b$  قطر نمونه‌ای است که حد خستگی خمش از آن بدست آمده است.  $k_p$  متغیر ماده است که برای فلزات مهندسی بین ۰/۵ تا ۰/۸ می‌باشد. گرادیان نسبی تنش بدین شکل تعریف می‌شود:

$$X = \frac{1}{\sigma_{max}} (\partial \sigma / \partial x) \quad (8)$$

$\sigma_{max}$  تنش در شیار است که توسط تحلیل اجزاء محدود تعیین می‌گردد. بنابراین در محاسبه عمر خستگی پرچرخه قطعات گرم موتور دیزل لازم است تا مقدار گرادیان نسبی تنش در هر گره محاسبه شود. سپس با توجه به معادله ۷، ضریب کاهش حد دوام خستگی بدست می‌آید. برای محاسبه ضریب اطمینان خستگی پرچرخه تمام ثابت‌های ماده (استحکام نهایی در کشش و فشار، حد تسلیم کششی و فشاری، حد

۱- Eichlseder

توسط خستگی کم‌چرخه می‌باشد.

## ۱۰- خواص حرارتی-مکانیکی ماده سمبه

در این مطالعه سمبه به صورت یکپارچه و از جنس همبسته ریخته‌گری AISi12CuMgNi با ساختار یوتکتیک می‌باشد. از آنجا که قطعات در نزدیکی محفظه احتراق دماهای داغ و تغییرات دمایی شدیدی را تجربه می‌کنند، خواص حرارتی و مکانیکی ماده سمبه به صورت وابسته به دما تعریف شده است و در تمام مراحل این مطالعه مورد استفاده قرار گرفته است. ضریب هدایت حرارتی، استحکام کششی و همچنین مدول یانگ بر حسب دما در جدول ۱ نشان داده شده است.

**جدول ۱** خواص وابسته به دمای همبسته ریخته‌گری AISi12CuMgNi [۳۱].

مدول الاستیک GPa	استحکام-کششی GPa	ضریب حرارتی	هدایت دما W/mk
۸۰	۰٫۲	۱۵۵	۲۰
۷۷	۰٫۱۸	۱۵۶	۱۵۰
۷۲	۰٫۰۹	۱۵۹	۲۵۰
۶۹	۰٫۰۳۵	۱۶۴	۳۵۰

بر اساس تحلیل حرارتی، بیشینه دما در سمبه به ۳۴۰ درجه سانتی‌گراد می‌رسد. بنابراین رفتار تنش کرنش ماده در دماهای ۲۰، ۱۵۰، ۲۵۰ و ۳۵۰ درجه سانتی‌گراد مورد توجه قرار گرفته است. معادله منحنی تنش-کرنش چرخه‌ای بدین صورت توصیف می‌شود:

$$\varepsilon_a = \sigma_a / E + (\sigma_a / K')^{1/n'} \quad (9)$$

که در معادله (۹)  $\varepsilon_a$  دامنه کرنش و  $\sigma_a$  دامنه تنش است.  $K'$  ضریب استحکام چرخه‌ای و  $n'$  توان کرنش سختی چرخه‌ای است. مقادیر  $K'$  و  $n'$  در دماهای مختلف در جدول ۲ آورده شده است.

**جدول ۲** مقادیر  $K'$  و  $n'$  برای همبسته AISi12CuMgNi در دماهای مختلف [۳۱].

دما °C	توان کرنش سختی چرخه‌ای $n'$	ضریب استحکام چرخه‌ای $K' (N/mm^2)$
۲۰	۰٫۱۱	۴۰۲
۱۵۰	۰٫۱۱	۳۷۰
۲۵۰	۰٫۱۱	۲۴۱
۳۵۰	۰٫۱۱	۱۰۴

لانگ [۲۷] و همکارانش در یک مطالعه بر روی همبسته CoCr22Ni22W14 به کاهش چشم‌گیر عمر خستگی کم‌چرخه در اثر بارگذاری پرچرخه پی‌بردند. بک<sup>۲</sup> و همکارانش [۲۸، ۲۹] این موضوع را برای چند نوع همبسته ریخته‌گری آلومینیوم-سیلیسیم که در ساخت بعضی قطعات موتور دیزل مثل بستار استفاده می‌شوند، مورد بررسی قرار دادند. نتایج تحقیقات آن‌ها نشان داد که وقتی دامنه بارگذاری پرچرخه از یک حد آستانه کمتر باشد بارگذاری پرچرخه روی عمر خستگی کم‌چرخه اثر نمی‌گذارد ولی وقتی دامنه بارگذاری پرچرخه از یک حد آستانه بیشتر شود عمر خستگی کم‌چرخه به طور چشم‌گیری کاهش می‌یابد. مقدار این حد آستانه برای همبسته‌های مورد مطالعه ۰/۰۲ درصد می‌باشد. چمنی و ملک ایزدی [۳۰] با استفاده از منحنی کیتاگوا<sup>۳</sup>، دامنه بارگذاری نوسانی برای رشد ترک در هر طول ترک مشخص برای ماده چدن نشکن را تعیین نمودند. ایشان نتیجه گرفتند که در شرایط کارکردی بستار موتور دیزل، دامنه بارگذاری نوسانی در خستگی پرچرخه کمتر از حد لازم برای رشد ترک خستگی کم‌چرخه می‌باشد و لذا ترک ایجاد شده در اثر خستگی کم‌چرخه، در حین بارگذاری خستگی پرچرخه رشد نخواهد کرد.

بنابراین اگر دامنه‌ها تنش‌های پرچرخه که از تحلیل اجزاء محدود بدست آمده است کمتر از حد آستانه برای رشد ترک باشد می‌توان نتیجه گیری کرد که از اثر خستگی پرچرخه در رشد ترک خستگی می‌توان صرف نظر نمود.

## ۹- ارزیابی عمر خستگی حرارتی مکانیکی سمبه یک موتور دیزل

به منظور پیاده سازی روند ارزیابی عمر خستگی حرارتی-مکانیکی قطعات گرم موتور دیزل، در این بخش به ارزیابی خستگی حرارتی و مکانیکی سمبه یک موتور دیزل توسط نرم‌افزار اجزاء محدود ANSYS پرداخته شده است. در ابتدا سمبه به صورت سه بعدی شبیه‌سازی شده و سپس تحلیل‌های حرارتی و سازه‌ای برای سمبه صورت گرفته است.

۱- Lang  
۲- Beck  
۳- Kitagawa

**جدول ۵** توزیع دمای بدست آمده توسط تحلیل حرارتی برای نقاط مشخص شده در شکل ۵ و نتایج توزیع دمای ارائه شده توسط شرکت سازنده سمبه.

درصد اختلاف (%)	دمای ارائه شده توسط شرکت سازنده سمبه (°C) [۳۲]	دمای بدست آمده از تحلیل حرارتی (°C)	نقطه
۱	۳۳۴	۳۳۷	A
۳	۳۱۵	۳۲۵	B
۳	۲۴۱	۲۵۰	C
۱	۲۳۰	۲۳۴	D
۱	۱۷۲	۱۷۴	E

در جدول ۵ توزیع دمای بدست آمده توسط تحلیل حرارتی برای نقاط مشخص شده در شکل ۵ با نتایج توزیع دمای ارائه شده توسط شرکت سازنده سمبه (شرکت Mahle) مقایسه شده است. شرکت Mahle یکی از بزرگ‌ترین شرکت‌های طراح و سازنده سمبه‌های موتورهای دیزلی و بنزینی می‌باشد. توزیع دمای سمبه توسط این شرکت به صورت تجربی صحت‌گذاری شده است [۳۲]. از مقایسه توزیع دمای بدست آمده توسط تحلیل حرارتی با نتایج توزیع دمای ارائه شده توسط شرکت سازنده سمبه، مشاهده می‌شود که بیشترین درصد اختلاف بین این دو کمتر از ۵ درصد است و می‌توان نتیجه گرفت که تحلیل حرارتی به درستی صورت گرفته است.

در تحلیل سازه‌ای سمبه، توزیع دمای بدست آمده از تحلیل حرارتی به همراه بارهای مکانیکی شامل نیروهای ناشی از اینرسی، فشار گاز احتراق و نیروی جانبی وارد بر سمبه در گام‌های بارگذاری مختلف به سمبه اعمال شده است. بارگذاری‌های اعمالی به سمبه شامل یک چرخه کامل روشن-خاموش شدن موتور خواهد بود. گام‌های بارگذاری مجموعه سمبه عبارتند از:

- اعمال بارگذاری حرارتی (دما)
- دما+ بارگذاری اینرسی (شتاب خطی مجموعه سمبه)
- دما+ بیشینه فشار گازهای احتراق داخل محفظه احتراق
- دما+ + بارگذاری اینرسی+ بیشینه فشار گازهای احتراق+ نیروی جانبی سمبه
- دما+ بارگذاری اینرسی+ فشار گازهای احتراق+ بیشینه نیروی جانبی سمبه

ثابت‌های خستگی کم‌چرخه همبسته  $AlSi12CuMgNi$  در دماهای مختلف در جدول ۳ آورده شده است. حد خستگی این همبسته در دماهای مختلف در جدول ۴ بیان شده است.

**جدول ۳** ثابت‌های خستگی کم‌چرخه همبسته  $AlSi12CuMgNi$  در دماهای مختلف [۳۱].

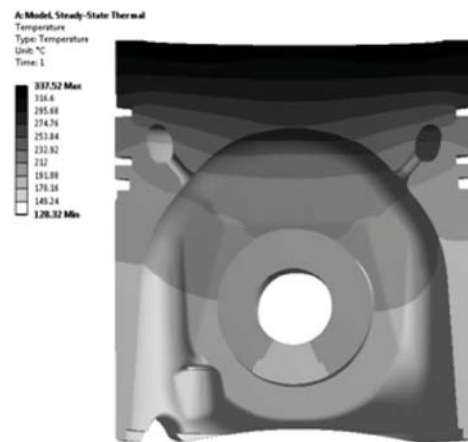
دما °C	$\sigma'_f (MPa)$	b	$\epsilon'_f$	c
20	211	-0.0539	0.013	-0.49
150	194	-0.0539	0.013	-0.49
250	118	-0.0539	0.0347	-0.49
350	44.7	-0.0539	0.13	-0.49

**جدول ۴** حد خستگی همبسته  $AlSi12CuMgNi$  در دماهای مختلف [۳۰].

دما °C	حد خستگی $N/mm^2$
۲۰	۸۱
۱۵۰	۷۴
۲۵۰	۴۷
۳۵۰	۲۰

## ۱۱- تحلیل حرارتی و سازه‌ای سمبه

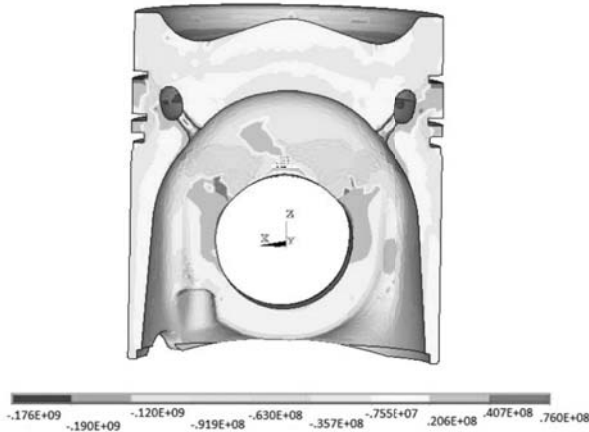
در نرم‌افزار ANSYS، شرایط مرزی حرارتی دقیق بر الگوی اجزاء محدود اعمال شده و میدان دما در سمبه بدست آمده است (شکل ۵). بیشترین دما در قسمت تاج سمبه اتفاق می‌افتد که ناشی از تبادل حرارت با گازهای داغ احتراق است.



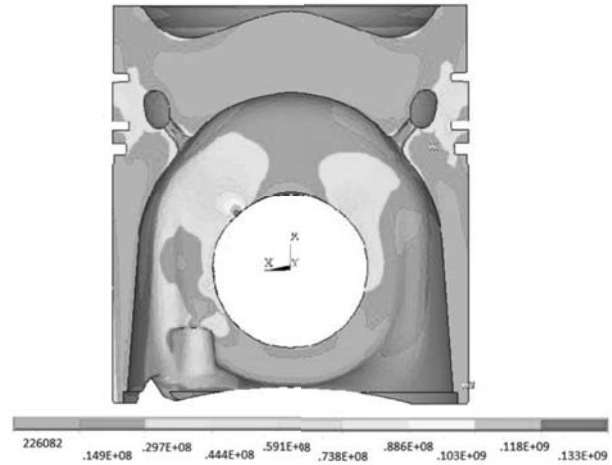
**شکل ۵** توزیع دمای سمبه.

## • خاموش شدن موتور (رسیدن به دمای محیط)

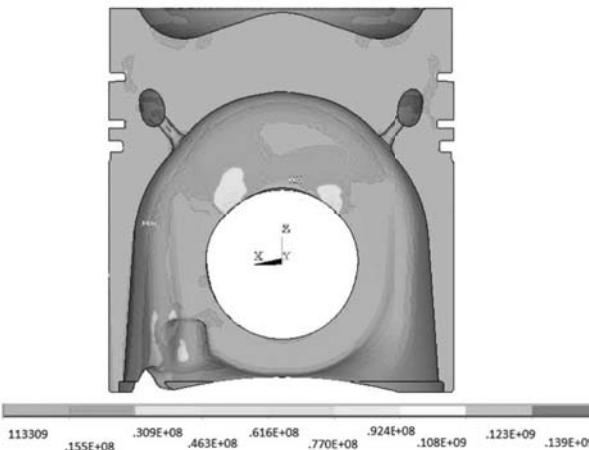
۸ نشان داده شده است، بیشترین دامنه تنش‌های نوسانی در سطح تماس سمبه و محور آن رخ داده است.



شکل ۷ توزیع تنش‌های متوسط در سمبه در اثر بارگذاری خستگی.



شکل ۶ توزیع تنش معادل وان-مایسز بنست آمده از تحلیل سازه‌ای نصف الگوی سمبه در گام پنجم بارگذاری (بارگذاری حرارتی، فشار گازهای احتراق، نیروهای اینرسی و بیشینه نیروی جانبی وارده بر دامن سمبه).



شکل ۸ توزیع دامنه تنش‌های نوسانی در سمبه در اثر بارگذاری خستگی.

در شکل ۶ توزیع تنش معادل وان مایز در سمبه در اثر بارگذاری حرارتی، فشار گازهای احتراق، نیروهای اینرسی و بیشینه نیروی جانبی وارده بر دامن سمبه نشان داده شده است. بیشترین تنش‌ها در سوراخ محور در محل تماس سمبه و محور دیده می‌شود. در عمل، به دلیل وجود لایه روغن بین محور و سمبه، یک توزیع فشار الاستو-هیدرودینامیک وجود خواهد داشت که سبب گستردگی توزیع فشار در محل تماس شده و لذا مقدار تنش‌های تماسی کاهش خواهد یافت. در حلقه‌های فشار و روغن به علت تمرکز تنش هندسی، تنش‌های زیادی ایجاد شده است.

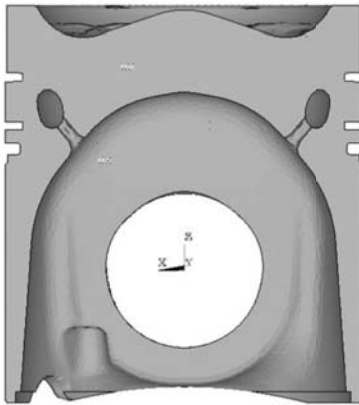
پس از تحلیل‌های سازه‌ای، با استفاده از برنامه خستگی توسعه داده شده در محیط نرم‌افزار ANSYS، در هر گام بارگذاری مقدار تنش معادل با استفاده از روش صفحه بحرانی در تمامی صفحات فضایی در هر گره از جسم محاسبه شده است و صفحه با بیشترین مقدار دامنه کرنش برشی در هر گره از جسم تعیین شده است. در شکل ۷ توزیع تنش‌های میانگین در سمبه در اثر بارگذاری خستگی را می‌توان مشاهده کرد. در نواحی مختلف سمبه تنش‌های متوسط کششی و فشاری بوجود آمده است. بیشترین تنش متوسط کششی در سمبه در سوراخ محور دیده می‌شود که در اثر بارگذاری نیروهای اینرسی ایجاد می‌گردد و در حلقه‌های فشار و روغن نیز تنش متوسط کششی زیادی ایجاد شده است. توزیع دامنه تنش‌های نوسانی در سمبه در اثر بارگذاری خستگی در شکل

## ۱۲- خستگی پرچرخه

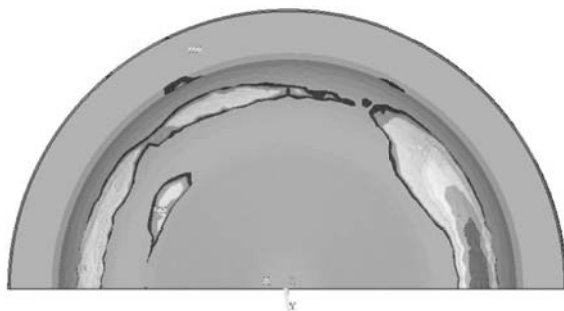
در بررسی خستگی پرچرخه از نمودار هیگ برای ماده سمبه (AISI12CuMgNi) استفاده شده است. این نمودار از از بانک مواد نرم‌افزار FEMFAT استخراج شده است (شکل ۹).

### ۱۳- خستگی کم‌چرخه

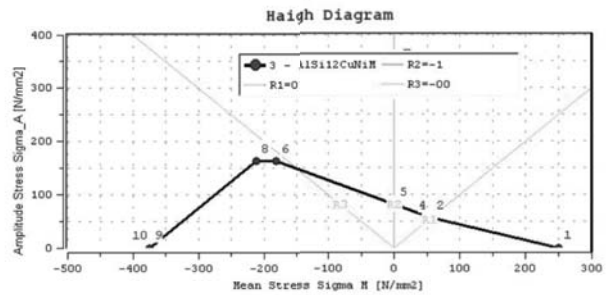
عمر خستگی کم‌چرخه سمبه با استفاده از الگوی صفحه بحرانی فاطمی-سوسای و الگوهای ارائه شده توسط لی و همکارانش در سال‌های ۲۰۰۹ و ۲۰۱۰ محاسبه شده است. مقادیر عمر بدست آمده توسط این سه الگو بسیار نزدیک می‌باشد. کانتور عمر خستگی محاسبه شده توسط نظریه فاطمی-سوسای در شکل‌های ۱۱ و ۱۲ نشان داده شده است. همان‌طور که در این شکل‌ها مشاهده می‌شود نواحی بحرانی از نظر عمر در قسمت تاج سمبه است. مقدار عمر خستگی کم‌چرخه محاسبه شده توسط الگوی صفحه بحرانی فاطمی-سوسای ۱۷۰۰۰ چرخه روشن-خاموش شدن موتور می‌باشد.



شکل ۱۱ کانتور عمر خستگی کم‌چرخه توسط الگوی فاطمی-سوسای.



شکل ۱۲ کانتور عمر خستگی کم‌چرخه توسط نظریه الگوی فاطمی-سوسای در تاج سمبه.

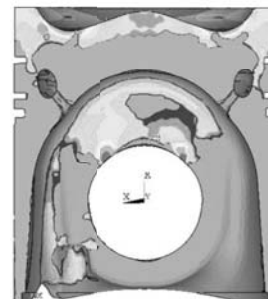


شکل ۹ منحنی Haigh برای ماده AISi12CuMgNi.

توزیع ضریب اطمینان خستگی پرچرخه در مجموعه سمبه در شکل ۱۰ نشان داده شده است.

همان‌طور که مشاهده می‌شود نواحی بحرانی از منظر ضریب اطمینان خستگی پرچرخه محل تماس سمبه با محور آن (به دلیل ایجاد تماس موضعی در این ناحیه است)

همان‌طور که در شکل ۱۰ مشاهده می‌شود، محل تماس سمبه با محور آن، به دلیل ایجاد تماس موضعی در این ناحیه، از منظر ضریب اطمینان خستگی پرچرخه بحرانی است. این در حالی است که در عمل، به دلیل ایجاد توزیع فشار الاستو-هیدرودینامیک فیلم روغن بین سمبه و محور آن، توزیع فشار به صورت گسترده خواهد بود و لذا ضریب اطمینان خستگی پرچرخه در این ناحیه افزایش خواهد یافت. در محل تاج سمبه، به دلیل افت شدید خواص خستگی ماده در دماهای داغ، ضریب اطمینان خستگی پرچرخه کاهش یافته است اما با این حال، بیشتر از حد مجاز طراحی سمبه می‌باشد. نواحی دیگر از قبیل داخل مجاری خنک‌کاری سمبه و نیز اطراف سوراخ ورودی روغن به سمبه، نیز به دلیل تمرکز تنش هندسی تا حدی بحرانی و چشمگیر می‌باشند.



شکل ۱۰ توزیع ضریب اطمینان خستگی پرچرخه در مجموعه سمبه.

## فهرست علائم

توان استحکام خستگی	$b$
توان شکل پذیری خستگی	$c$
مدول الاستیک	$E$
ضریب تمرکز تنش	$K_t$
تعداد چرخه‌ها تا شکست	$N_f$
ضریب شکل پذیری خستگی	$\dot{\epsilon}_f$
دامنه کرنش اصلی بیشینه	$\epsilon_a$
تنش اصلی ( $i=1,2,3$ )	$\sigma_i$
حد دوام خستگی خمشی	$\sigma_{fb}$
حد دوام خستگی کششی	$\sigma_{ft}$
ضریب استحکام خستگی	$\sigma'_f$
بیشینه تنش اصلی	$\sigma_{max}$
حد دوام خستگی برشی	$\tau_{ft}$
گرادیان نسبی تنش	$\lambda$
ضریب پواسون الاستیک	$\nu_e$
ضریب پواسون پلاستیک	$\nu_p$

## References:

- [1] Asm Metals Handbook Volume 19 – Fatigue and Fracture.
- [2] Gocmez, T., Awarke, A., Pischinger, S., 2010, "A New Low Cycle Fatigue Criterion for Isothermal and Out-of-Phase Thermomechanical Loading", Int. J. Fatigue, 32, 769-779.
- [3] Minichmayr, R., Riedler, M., Winter, G., Leitner, H., Eichlseder, W., 2008, "Thermo-Mechanical Fatigue Life Assessment Of Aluminium Components Using The Damage Rate Model Of Sehitoglu", Int. J. Fatigue, 30, 298-304.
- [4] Chen, L., Jiang, J., Fan, Z., Chen, X., Yan, T., 2007, "A new model for life prediction of fatigue-creep interaction", Int. J. Fatigue, 29, 615-619.
- [5] Shang, D., Sun, G., Yan, C., Chen, J., 2007, "Creep-fatigue life prediction under fully-reversed multiaxial loading at high temperatures", International Journal of Fatigue, 29, 705-712.
- [6] Halászi, C., Gaier, G., Dannbauer, H., "Fatigue life prediction of thermo-mechanically loaded engine components", MAGNA Powertrain, Engineering Center Steyr GmbH & Co, Steyrer str. 32, A-4300 St. Valentin, Austria.
- [7] Volume Editor: Saxena, A., 2003, "Comprehensive

همچنین روش ارزیابی عمر خستگی حرارتی-مکانیکی ارائه شده در این مقاله، در ارزیابی عمر خستگی بستار موتور دیزل سنگین نیز استفاده شده است و با نتایج تجربی عمر ترک خوردگی بستار صحنه گذاری شده است [۳۳].

## ۱۴- نتیجه گیری

در این مقاله روند کامل ارزیابی عمر خستگی حرارتی مکانیکی در قطعات گرم موتور دیزل بررسی شده است. در بررسی خستگی پرچرخه، اثر تنش میانگین با استفاده از نمودار هیگ مورد توجه قرار گرفته است. در محاسبه عمر خستگی کم چرخه از نظریه‌های صفحه بحرانی مختلف مناسب برای ارزیابی عمر کم چرخه استفاده شده است. همچنین اثر خستگی پرچرخه بر خستگی کم چرخه مطالعه شده است. در نهایت از روند ارزیابی عمر ارائه شده برای بدست آوردن عمر خستگی حرارتی مکانیکی سمبه یک موتور دیزل استفاده شده است.

زمانی که دامنه بارگذاری پرچرخه از یک حد آستانه کمتر باشد بارگذاری پرچرخه روی عمر خستگی کم چرخه اثر نمی‌گذارد ولی وقتی دامنه بارگذاری پرچرخه از یک حد آستانه بیشتر شود عمر خستگی کم چرخه به طور چشم‌گیری کاهش می‌یابد.

در اثر بارگذاری خستگی حرارتی مکانیکی، در نواحی مختلف سمبه تنش‌های متوسط کششی و فشاری بوجود می‌آید. بیشترین تنش متوسط کششی در سمبه در محل سوراخ محور سمبه دیده می‌شود و در حلقه‌های فشاری و روغن نیز تنش متوسط کششی زیادی می‌گردد. توزیع دامنه تنش‌های نوسانی در سمبه در اثر بارگذاری خستگی نشان می‌دهد که بیشترین دامنه تنش‌های نوسانی در سطح تماس محور و سمبه رخ داده است. عمر خستگی کم چرخه سمبه با استفاده از الگوی صفحه بحرانی فاطمی-سوسای و الگوهای ارائه شده توسط لی در سال‌های ۲۰۰۹ و ۲۰۱۰ محاسبه شده است. مقادیر عمر بدست آمده توسط این سه الگو بسیار نزدیک می‌باشد. نواحی بحرانی از نظر عمر خستگی کم چرخه در قسمت تاج سمبه است.

Structural Integrity, Volume 5: Creep and High-Temperature Failure", Elsevier.

[8] Jiang, H., Chen, X., Fan Z., Dong, J., Lu, S., 2008, "A new empirical life prediction method for stress controlled fatigue-creep interaction", *Materials Letters*, 62, 3951–3953.

[9] Sun, G. Q., Shang, D. G., 2010, "Prediction Of Fatigue Lifetime Under Multiaxial Cyclic Loading Using Finite Element Analysis", *Materials And Design*, 31, 126–133.

[10] Challen, B., Baranescu, R., 1999, "Diesel Engine Reference Book", 2nd ed., Butterworth-Heinemann press.

[11] Li, J., Zhang, Ping, Z., Sun, Q., Li, Ch. W., 2011, "Multiaxial fatigue life prediction for various metallic materials based on the critical plane approach", *International Journal of Fatigue*, 33, 90–101.

[12] Susmel, L., 2011, "On The Overall Accuracy Of The Modified Wöhler Curve Method In Estimating High-Cycle Multi axial Fatigue Strength", *Frattura Ed Integrità Strutturale*, 16, 5-17;

[13] Borodii, M.V., Adamchuk, M.P., 2009, "Life assessment for metallic materials with the use of the strain criterion for low cycle fatigue", *International Journal of Fatigue*, 31, 1579–1587.

[14] Varvani-Farahani, A., Kodric, T., Ghahramani, A., 2005, "A method of fatigue life prediction in notched and un-notched components", *Journal of Materials Processing Technology*, 169, 94–102.

[15] Fatemi, A., Socie, D. F., 1988, "A critical plane to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading", *Fatigue Fract Eng Mater Struct*, 11, 149-165.

[16] Li, J., Zhang, Z. P., Sun, Q., Li C. W., Qiao, Y. J., 2009, "A new multiaxial fatigue damage model for various metallic materials under the combination of tension and torsion loadings". *I. J. Fatigue*, 31, 776–781.

[17] Fatemi, A., Shamsaei, N., 2011, "Multiaxial fatigue: An overview and some approximation models for life estimation", *Int. J. Fatigue*, 33, 948–958.

[18] Li, J., Zhang, Z. P., Sun, Q., Li C. W., Qiao, Y. J., 2010, "A modification of Shang–Wang fatigue damage parameter to account for additional hardening". *Int. J. Fatigue*, 32, 1675–1682.

[19] Susmel, L., Atzori, B., Meneghetti, G., Taylor, D., 2011, "Notch and Mean Stress Effect in Fatigue as Phenomena of Elasto-Plastic Inherent Multiaxiality". *Engineering Fracture Mechanics*, Article in Press.

[20] Susmel, L., 2010, "A Simple and Efficient Numerical Algorithm to Determine the Orientation of the Critical Plane in Multiaxial Fatigue Problems". *Int. J. Fatigue*, 32, 875–1883.

[21] Nicholas, T., 2006, "High Cycle Fatigue, A Mechanics of Materials Perspective", 1st edition, Elsevier.

[22] Lanning, D. B., Nicholas, T., 2007, "Constant-life diagram modified for notch plasticity". *Int. J. of Fatigue*, 29, 2163–2169.

[23] Sakane, M., Zhang, S., Kim, T., 2011, "Notch effect on multiaxial low cycle fatigue". *International Journal of Fatigue*, 33, 959–968.

[24] Eichseder, w., 2002, "Fatigue analysis by local stress concept based on finite element results". *J Computers and Structures*, 80, 2109–2113.

[25] Susmel, L., 2010, "An Elasto-Plastic Reformulation of the Theory of Critical Distances to Estimate Lifetime of Notched Components Failing in the Low/Medium-Cycle Fatigue Regime". *J Engineering Materials and Technology*, 132, 021002-1.

[26] Taylor, D., 2007, "The theory of critical distances: a new perspective in fracture mechanics", Oxford, UK: Elsevier Science.

[27] Moalla, M., Lang, K. H., Lohe, D., 2001, "Effect of Superimposed High Cycle Fatigue Loadings on the Out-Of-Phase Thermal-Mechanical Fatigue Behaviour of Cocr22ni22w14", *Materials Science and Engineering*, 647–651.

[28] Beck, T., Lohe, D., Luft, J., Henne, I., 2007, "Damage mechanisms of cast Al–Si–Mg alloys under superimposed thermal–mechanical fatigue and high-cycle fatigue loading", *Materials Science and Engineering*, A 468–470, 184–192.

[29] Beck, T., Henne, I., Lohe, D., 2008, "Lifetime of cast AlSi6Cu4 under superimposed thermal–mechanical fatigue and high-cycle fatigue loading", *Materials Science and Engineering*, A 483–484, 382–386.

[30] Chamani, H., Malakizadi, A., "High Cycle Fatigue Life Assessment of a Heavy Duty Diesel Engine Cylinder Head", *Proceedings of the ASME Internal Combustion Engine Division 2009 Fall Technical Conference, ASME-ICEF*, 2009, Lucerne, Switzerland.

[31] Mollenhauer, K., Tschoeke, H., "Handbook of Diesel Engines", Springer Heidelberg Dordrecht London New York.

[32] D87 Technical documents, DESA Mfg. Co., "MAHLE technical report, Projekt 6500-01595-01, Nr. PDE08-0070-65".

[۳۳] میرسلیم، سید مصطفی، چمنی، حمیدرضا، رضالو، یوسف، کشاورز، مجتبی، "تحلیل واماندگی ترک خوردگی بستار موتور دیزل سنگین در اثر خستگی کم چرخه و اصلاح طراحی آن"، ششمین همایش بین‌المللی موتورهای درونسوز، آبان ۱۳۸۸،

ایران، تهران.

# Thermo-Mechanical Fatigue Life Assessment of Diesel Engine Hot Components

**Majidreza Ayatollahi**

Professor, IUST  
m.ayat@iust.ac.ir

**Faeze Mohammadi**

M.Sc, IUST  
fmohammadi64@gmail.com

**Hamidreza Chamani\***

Ph.D. candidate, IUST  
h\_chamani@iust.ac.ir

\*Corresponding Authors

Received: Aug. 14, 2011

Accepted in Revised Form: Oct. 22, 2011

## Abstract

Most of mechanical components of automobile engine and structures applied in powerhouses, petrochemical and aviation industries are subjected to different kinds of cyclic loadings, such as low cycle fatigue (LCF) stresses at high temperatures. Thermo-mechanical fatigue is the dominant cause of fracture in these components. Therefore, investigation of different thermo-mechanical fatigue life assessment methods of these components is very necessary. When a component is subjected to high temperature thermal cycles and mechanical strain cycles simultaneously, the thermo-mechanical fatigue process leads to micromechanical damage and final fracture of the component.

In this study a precise procedure for the Thermo-mechanical fatigue life assessment of hot diesel engine components is investigated. In high cycle fatigue assessment, the effect of mean stress is considered using Haigh diagram. Different LCF life assessment methods have been used to investigate LCF life and their results are compared to each other. Almost all of the engine components are subjected to proportional or non-proportional multiaxial loadings. The non-proportional loading leads to an additional cyclic hardening in the material. Critical plane LCF theories are appropriate for consideration of the additional cyclic hardening effect on the fatigue life reduction of the component. Effect of high cycle fatigue on low cycle fatigue life reduction is also studied. Finally, the discussed thermo-mechanical fatigue life assessment process is used to estimate thermo-mechanical fatigue life of a diesel engine piston.

**Keywords:** *Thermo-mechanical fatigue, Diesel engine hot components, Critical plane approach, Low cycle fatigue*