

# مطالعه‌ی تجربی و شبیه‌سازی اجزای محدود خستگی در میله‌ی کششی بیرونی سیستم فرمان خودرو پژو ۴۰۵

عباس فدائی\* (استادیار)

رضا نادری قمی (کارشناس ارشد)

دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه بوعلی سینا همدان

مهندسی مکانیک شریف، بهار ۱۳۹۷ (ص. ۸۷-۹۶)  
دروزی ۳-۳۴، شماره ۱، ص. ۸۷-۹۶

در مطالعه‌ی حاضر، تحلیل خستگی با رویکرد تجربی و شبیه‌سازی اجزای محدود در خصوص میله‌ی کششی بیرونی سیستم فرمان خودروی پژو ۴۰۵ انجام شد. در این راستا، ابتدا ترکیب شیمیایی و خواص مکانیکی برای جنس میله‌ی کششی تعیین شد. سپس خستگی آن در شرایطی مشابه حالت‌کاری، توسط نرم‌افزار اجزای محدود آباکوس شبیه‌سازی شد. سه حالت مختلف بارگذاری با نیروهای ۲۳، ۲۸ و ۵۷ کیلو نیوتن در شرایط یکسان شبیه‌سازی شد و عمر خستگی در هرکدام از این سه حالت محاسبه شد. در مطالعه‌ی تجربی، پس از تهیه و آماده‌سازی نمونه‌ها، سه قطعه‌ی همسان تحت شرایط بارگذاری مشابه با حالت شبیه‌سازی شده قرار گرفتند و عمر خستگی آن‌ها تعیین شد. مقایسه‌ی نتایج به دست آمده از نرم‌افزار تحلیل اجزای محدود با نتایج حاصل از آزمون‌های خستگی، تطابق مناسبی را نشان دادند. در انتها به منظور تفسیر و توضیح برخی پدیده‌ها، فلزنگاری سطوح شکست تمام نمونه‌ها با استفاده از میکروسکوپ نوری انجام شد.

واژگان کلیدی: عمر خستگی، میله‌ی کششی بیرونی، مطالعه‌ی تجربی،

شبیه‌سازی اجزای محدود.

fadaei@basu.ac.ir  
rezanaderi66@gmail.com

## ۱. مقدمه

گرانس و نیروهای آیرودینامیکی -- با در نظر گرفتن سه مشخصه‌ی کارکرد، سواری و فرمان‌پذیری بررسی می‌شود. یک خودرو از زیر بخش‌های مختلفی تشکیل شده که از میان آن‌ها، سیستم‌های تعلیق و فرمان نقشی اساسی در دینامیک خودرو و نیز سواری و فرمان‌پذیری خودرو ایفا می‌کنند. پژوهش‌های محدودی در زمینه‌ی مطالعه‌ی میله‌ی کششی بیرونی سیستم فرمان در خودروها انجام شده است. به منظور تحلیل شکست در میله‌ی کششی بیرونی سیستم فرمان یک خودروی ورزشی<sup>[۱]</sup> بازرسی چشمی، مستندسازی تصویری، تحلیل شیمیایی، اندازه‌گیری سختی و بررسی فلزنگاری انجام شد. سطح شکست پیش‌تیمزکاری مافوق صوت شده و سپس با کمک میکروسکوپ تصویربرداری الکترونی مورد بررسی قرار گرفت. ویژگی‌های شکست‌نگاری نشان داد که عامل اصلی شکست میله، خستگی بوده و دلیل آن وجود عیوب و نواقص در ماده تعیین شد. در تحلیل خستگی با ترکیب مباحث مربوط به خواص مواد، تحلیل تنش و تخمین عمر، به منظور جلوگیری از شکست خستگی و تخمین عمر خستگی یک میله‌ی ارتباطی فرمان خودرو<sup>[۱]</sup> نمونه‌ها تحت آزمون کشش ساده و خستگی چرخه‌ی پایین با کرنش کنترل شده قرار گرفتند. در این پژوهش، برای تعیین تنش‌های محلی و توزیع کرنش در میله‌ی ارتباطی فرمان از روش اجزای محدود با اجزای سه‌بعدی مرتبه دو استفاده شد. همچنین در نواحی بحرانی، کرنش‌های تجربی با استفاده از کرنش‌سنج اندازه‌گیری شد. نتیجه‌ی این تحقیق نشان داد که کرنش‌های

در مراحل اولیه‌ی طراحی و محاسبات خودرو، درمورد قطعاتی که نقش مهمی در ایمنی خودرو ایفا می‌کنند، تحلیل و طراحی خستگی و بررسی دوام انجام می‌شود. هدف از این کار، کاهش زمان و هزینه‌های تولید محصول، پیشگیری از خرابی و بهینه‌سازی قطعات با هدف کاهش وزن و افزایش کارایی است. بنابراین درک بهتر و عمیق‌تری از عملکرد خستگی قطعات خودرو در شرایط کاری آنها مورد نیاز است. در گذشته در طراحی قطعات خودرو برای کاهش احتمال و اماندگی، ضرایب اطمینان بزرگی در نظر گرفته می‌شد، اما با رویکرد جدید طراحان صنعت خودرو، مبنی بر بهبود عملکرد ساختاری قطعات هم‌زمان با کاهش وزن، این روش طراحی دیگر قابل قبول نیست. به علاوه، برای کاهش هزینه‌های تولید، استفاده از شبیه‌سازی اجزای محدود می‌تواند آزمون‌های تجربی برای اعتبارسنجی طراحی قطعات را به میزان قابل ملاحظه‌ی کاهش دهد.

یکی از موارد مهم در طراحی خودرو، بررسی دینامیک خودرو است، که شامل بررسی واکنش میان راننده، خودرو و محیط به صورت یک سیستم وابسته به هم است؛ بدین منظور واکنش خودرو نسبت به نیروهای محرک -- نظیر نیروهای جاده،

\* نویسنده مسئول

تاریخ: دریافت ۱۳۹۵/۶/۹، اصلاحیه ۱۳۹۵/۱۰/۲۷، پذیرش ۱۳۹۵/۱۱/۱۷.

DOI:10.24200/J40.2018.6394

## ۲. توصیف مسئله

میله‌ی کششی بیرونی سیستم فرمان خودرو پژو ۴۰۵ مرکب از دو قسمت میله‌یی از جنس فولاد سخت‌کاری شده و رزوه شده در یک طرف، و اتصال کاسه ساچمه‌یی با پوسته‌ی فولادی است. این میله از یک سو به واسطه‌ی میله‌ی کششی داخلی به سیلندر هیدرولیک فرمان، و از سوی دیگر به سگ‌دست فرمان در خودرو پژو ۴۰۵ متصل است. اتصال کاسه ساچمه‌یی این میله دارای یک گردگیر برای محافظت از نفوذ مواد خارجی به داخل اتصال است. از این میله در سیستم فرمان خودروهای سواری و کامیون‌های سبک استفاده می‌شود. اتصال کاسه ساچمه‌یی که به سگ‌دست فرمان متصل می‌شود، نیروی اعمال شده توسط سیلندر هیدرولیکی فرمان را به چرخ منتقل می‌کند و باعث فرمان‌گیری چرخ و لذا چرخش خودرو می‌شود. اتصال پیچی میله‌ی کششی، امکان تغییر طول زنجیره‌ی اتصال سیستم‌های فرمان و تعلیق خودرو را فراهم کرده تا تنظیم زاویه‌ی هم‌گرایی چرخ‌های جلو خودرو انجام گیرد. در شکل ۱، قسمتی از سیستم فرمان هیدرولیک خودروی پژو ۴۰۵، از سیلندر هیدرولیکی فرمان تا میله‌ی کششی بیرونی، نشان داده شده است. در شکل‌های ۲ و ۳، به ترتیب ترکیب میله‌های کششی داخلی و بیرونی، و جانمایی آن‌ها در پشت چرخ خودرو مشاهده می‌شود.

دلایل مختلفی برای واماندگی میله‌ی کششی شناسایی شده است. از جمله دلایل شکست میله‌ی کششی می‌توان به مواردی چون طراحی ضعیف، نصب و مونتاژ نادرست، بار اضافی، نواقص درونی ماده در نواحی بحرانی، استفاده از مواد، عملیات



شکل ۱. سیستم فرمان هیدرولیک خودرو پژو ۴۰۵. [۱۰]



شکل ۲. میله‌های کششی داخلی و بیرونی. [۱۰]



شکل ۳. جانمایی میله کششی بیرونی در خودرو پژو ۴۰۵.

محاسبه شده برای ناحیه‌ی انحنا دار میله‌ی ارتباطی، با اختلاف ۸ درصد نزدیک به کرنش‌های تجربی بودند. همچنین استحکام تسلیم چرخه‌یی حدود ۲۵ درصد کم‌تر از استحکام تسلیم یکنواخت تعیین شد. طبق نتایج تجربی و نتایج حاصل از تحلیل اجزای محدود، در ناحیه‌ی منحنی شکل میله‌ی ارتباطی فرمان ترک خوردگی رخ داده و با انتشار شعاعی آن به سمت مقابل، باعث شکست نهایی می‌شود. در ادامه محققین یک روش طراحی ساختاری برای میله‌ی کششی بیرونی نصب شده در خودرو ارائه دادند. [۴] آنان با استفاده از فرایند بهینه‌سازی، حداقل وزن مورد نیاز برای پاسخ‌گویی به شرایط بحرانی را تعیین کردند. آلومینیوم استحکام بالا با خواص مکانیکی بهبود یافته، برای کاهش وزن میله‌ی کششی مد نظر قرار گرفت. همچنین استحکام استاتیکی ناشی از نیروی ایترسی، عملکردهای دوام و کماتش در طراحی ساختاری این قطعه بررسی شد. سپس آنها امکان تعیین شکل بهینه برای سایر عملکردها را بررسی کرده [۴] و در نهایت طراحی بهینه‌ی میله‌ی کششی را با در نظر گرفتن کارایی آن ارائه کردند و عملکرد آن را با استفاده از شبیه‌سازی و آزمایش بررسی کردند. به منظور بهینه‌سازی سازوکار صفحه‌یی برای سنتز مولد تابع، از این رویکرد برای طراحی سازوکارهای متفاوت سیستم فرمان در خودروهای سواری استفاده شد. این پژوهش نشان داد، روش استفاده شده برای شرایط کاری این سازوکارها، نتایج رضایت‌بخشی ارائه می‌دهد. درخصوص کاهش پدیده‌ی کشش در سیستم فرمان، از روش بهینه‌سازی طراحی توهمند<sup>۱</sup> استفاده شد. [۵] از آنجا که ارتباط سیستم تعلیق و سیستم فرمان در خودرو دارای ویژگی‌های غیرخطی است، در این پژوهش از فرایند بهینه‌سازی تقریبی پی در پی استفاده شد. محققین نشان دادند که نتایج اعمال این روش، مؤثر و مفید است. در پژوهش‌های بعدی [۶] ترکیب بهینه‌یی برای پارامترهای طراحی به منظور اصلاح ویژگی‌های سینماتیکی یک کامیون با اندازه متوسط در قالب طراحی تجربی ارائه شد، و یک مدل محاسباتی برای سیستم‌های تعلیق جلو و فرمان این کامیون برای تحلیل سینماتیکی و ویژگی‌های انطباقی توسعه داده شد. یک مدل شبیه‌سازی نیز برای تحلیل دینامیک خودرو و سیستم فرمان ارائه شد. [۷] نتایج این پژوهش نشان‌گر اهمیت ویژگی‌های سیستم فرمان و اثر آن‌ها بر کنترل‌پذیری خودرو است. با طراحی یک نمونه‌ی آزمایشی از یک خودرو الکتریکی، [۸] طراحی اجزای سیستم فرمان از جمله میله‌ی کششی بیرونی بررسی شد. معیارهای اصلی در این طراحی سادگی در ساخت، سبکی و ایمنی بودند. در تحقیقی دیگر و در بررسی قانونی درخصوص برخورد خودرو با درخت، [۹] نقص در عملکرد میله‌ی کششی سیستم فرمان عامل اصلی حادثه معرفی شد. در این تحقیق شرایط عملکرد و تحلیل فنی عملکرد میله‌ی کششی فرمان قبل و طی تصادف توصیف شده است. شرایط هم‌زمان سایش و خوردگی در پیچ و مهره میله‌ی کششی، عامل اصلی واماندگی میله و وقوع حادثه تشخیص داده شد.

در پژوهش حاضر، به منظور بررسی شرایط خستگی میله‌ی کششی بیرونی سیستم فرمان خودرو پژو ۴۰۵، تحلیل خستگی با استفاده از روش اجزای محدود انجام، و نتایج حاصله با نتایج به دست آمده از آزمون‌های تجربی مقایسه و اعتبارسنجی شد. در ضمن به منظور بررسی مراحل واماندگی فلزنگاری از سطوح شکست به عمل آمد. مطالعه‌ی خستگی قطعه‌یی از سیستم فرمان خودرو پژو ۴۰۵، نحوه‌ی مدل‌سازی اجزای محدود با استفاده از مدل ابرنقاط با تصویربرداری سه‌بعدی و اصلاح آن با نرم‌افزار، طراحی گیره‌بندی مناسب برای ایجاد شرایط بارگذاری محوری بدون اعمال خمش در آزمون‌های خستگی، و شبیه‌سازی اجزای محدود برای شرایط شروع و رشد خستگی و ترکیب نتایج حاصل، از نکات شاخص این پژوهش است که بعضی از این موارد را می‌توان نوآورانه تلقی کرد.

جعبه فرمان هیدرولیک بر میله کششی درونی ۶۰ کیلو نیوتن، برای بیشترین فشار روغن هیدرولیک برابر ۱۰۰ بار در کل دوره حرکت بوده و تغییرات نیرو در حرکت به چپ و به راست باید کم تر از ۴۰ نیوتن باشد.<sup>[۱۱]</sup>

### ۳. معیارهای شکست

برای بررسی عمر خستگی قطعات مهندسی معیارهای مختلفی وجود دارد. در ادامه معیار کرنش - عمر برای تخمین عمر شروع ترک و معیار مکانیک شکست ارتجاعی خطی برای تخمین عمر رشد ترک -- که از آنها در این پژوهش استفاده شده است -- توصیف می شود.

از آنجا که در محل رزوه میله کششی تمرکز تنش بالایی وجود دارد، از روش تخمین عمر بر پایه کرنش استفاده شد. در این روش، عمر خستگی برای ایجاد ترک های کوچک تعیین می شود. معادله ۱ توسط مارو برای معیار کرنش - عمر پیشنهاد شده است:<sup>[۱۲]</sup>

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_f'}{E} \left( 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_f'} \right) (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (1)$$

که در آن  $\varepsilon_a$  دامنه کرنش،  $\sigma_f'$  ضریب مادی استحکام خستگی،  $E$  ضریب یانگ،  $\sigma_m$  تنش متوسط،  $N_f$  عمر خستگی،  $\varepsilon_f'$  ضریب مادی شکل پذیری خستگی، و  $b$  و  $c$  ثابت های مادی اند. در روش مکانیک شکست، با بررسی شرایط بارگذاری بر ترک، داده ها به کمک یک معادله دیفرانسیل که ضریب شدت تنش را به اندازه ای ترک مرتبط می سازد، توصیف می شود؛ این معادله دیفرانسیل را «رابطه رشد ترک خستگی» می نامند. با استفاده از این معادله، طبق یکی از قوانین رشد ترک خستگی، متحنی طول ترک برحسب تعداد چرخه های بارگذاری تعیین می شود که منجر می شود به تخمین تعداد چرخه های لازم برای رشد ترک از لحظه ای رشد تا رسیدن به طول بحرانی؛ یعنی رشد ناگهانی ترک و وقوع شکست ترد.

برای تحلیل رشد ترک خستگی یک قطعه که تحت بارگذاری با دامنه ای ثابت قرار دارد، تعداد زیادی قوانین رشد ترک خستگی موجود است. یکی از قوانین رشد ترک خستگی، معروف به «قانون پاریس»، که کاربرد گسترده بی دارد، در معادله ۲ نشان داده شده است:<sup>[۱۳]</sup>

$$\frac{da}{dN} = C (K_{\max} - K_{\min})^m \quad (2)$$

که در آن  $\frac{da}{dN}$  نرخ رشد نیم طول ترک در بارگذاری چرخه بی،  $K_{\max}$  بیشینه ضریب شدت تنش،  $K_{\min}$  کمینه ضریب شدت تنش، و  $C$  و  $m$  ثوابت مادی هستند. مقدار  $\Delta K$  در شرایط بارگذاری در ناحیه ای رشد ترک، از معادله ۳ تعیین می شود:<sup>[۱۴]</sup>

$$K_{\max} - K_{\min} = \alpha (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) \sqrt{\pi a} \quad (3)$$

که در آن  $\alpha$  ضریب شکلی،  $\sigma_{\max}$  و  $\sigma_{\min}$  به ترتیب بیشینه و کمینه تنش هستند. همچنین مقدار بحرانی طول ترک را می توان از معادله ۴ محاسبه کرد:<sup>[۱۴]</sup>

$$a_{cr} = \frac{1}{\pi} \left( \frac{K_{Ic}}{\alpha \sigma_{\max}} \right)^2 \quad (4)$$

که در آن  $K_{Ic}$  سفتی شکست است.



شکل ۴. واماندگی میله کششی بیرونی.<sup>[۲]</sup>



شکل ۵. میله کششی بیرونی خودرو پژو ۴۰۵.<sup>[۱۱]</sup>

جدول ۱. تعدادی از مشخصات میله کششی بیرونی خودروی پژو ۴۰۵.<sup>[۱۱]</sup>

مشخصه	نوع یا مقدار
جنس میله	CK ۴۵
سختی میله	۲۱۷ - ۲۵۵ HB
قطر میله	۱۷.۵ ± ۰.۳ mm
شعاع گلوبی شروع رزوه میله	R۵ ± ۰.۵ mm
رزوه میله	M۱۴ * ۱.۵
ضخامت پوشش میله	Min ۸ μm
نوع پوشش میله	کرومات زرد
گشتاور اعمال شده بر میله	۱.۵ - ۳.۵ Nm
زاویه ی نوسان	Min ۲۵°
جنس اتصال کاسه ساچمه بی	۴۲CrMo۴
سختی اتصال کاسه ساچمه بی	۲۶ - ۳۳ HRC

تولیدی و عملیات حرارتی نامناسب و غیره اشاره کرد. این شکست معمولاً تحت حالتی چون خستگی، شکست ناشی از ضربه، گسستگی ناشی از تنش و سایش رخ می دهد. متأسفانه به دلیل عدم مستندسازی موارد واماندگی در بخش های مختلف خودروهای موجود در کشور، آمار و اطلاعاتی درخصوص واماندگی در میله کششی بیرونی سیستم فرمان خودرو پژو ۴۰۵ در دسترس نیست و تنها اخباری از این موارد در مطبوعات کشور به چاپ رسیده است. اما نمونه بی از واماندگی حاصل از خستگی در میله کششی از ناحیه ای رزوه میله، در شکل ۴ نشان داده شده است.<sup>[۲]</sup>

میله کششی بیرونی سیستم فرمان خودروی پژو ۴۰۵ در شکل ۵ و مشخصات آن در جدول ۱ ارائه شده است. بیشینه نیروی محوری اعمالی توسط خروجی

## ۴. مطالعه‌ی تجربی

### ۱.۴. آزمون تعیین ترکیب شیمیایی

تعیین ترکیب شیمیایی برای جنس میله‌ی کششی با روش اسپکترومتری انجام گرفت. نمونه‌ی آزمایشی بعد از آزمون در شکل ۶ نشان داده شده است. آزمایش در دمای ۲۵ درجه سلسیوس، رطوبت ۳۰ درصد و استاندارد ASTM E ۴۱۵ - ۰۸ [۱۴] انجام گرفت. در آماده‌سازی نمونه از روش سمباده‌زنی استفاده شد. براساس نتایج این آزمون، جنس میله از نوع DIN CK۴۵ تعیین شد. در جدول ۲ مقادیر درصد عناصر مختلف حاصل از آزمون، و مقادیر متناظر استاندارد نشان داده شده است. [۱۵]

### ۲.۴. آزمون کشش ساده

آزمایش در دمای ۲۵ درجه‌ی سلسیوس، رطوبت ۳۰ درصد، و مطابق استاندارد (۲۰۰۹) DIN ۵۰۱۲۵ روی نمونه‌ی دمبلی‌شکل که با ماشین‌کاری از میله‌ی کششی تهیه شد، [۱۶] انجام شد. سرعت حرکت فک متحرک دستگاه، ۱۵ میلی‌متر



شکل ۶. نمونه آزمایشی بعد از آزمایش اسپکترومتری.

جدول ۲. درصد عناصر مختلف حاصل از آزمون و مقادیر متناظر استاندارد. [۱۵]

عنصر	آزمون	استاندارد
Fe	پایه	پایه
C	۰٫۴۳۰	۰٫۴۲۰ - ۰٫۵۰۰
Si	۰٫۲۴۰	Max ۰٫۴۰۰
Mn	۰٫۶۱۰	۰٫۵۰۰ - ۰٫۸۰۰
P	۰٫۰۱۵	Max ۰٫۰۳۵
S	۰٫۰۳۰	Max ۰٫۰۳۵
Cr	۰٫۱۲۰	Max ۰٫۴۰۰
Mo	۰٫۰۲۰	Max ۰٫۱۰۰
Ni	۰٫۰۷۰	Max ۰٫۴۰۰
Cr + Mo + Ni	۰٫۲۱۰	Max ۰٫۶۳۰

بر دقیقه در نظر گرفته شد. برای کنترل تکرارپذیری نتایج، این آزمون سه بار تکرار شد. مشخصات مکانیکی به‌همراه انحراف معیار برای نتایج آزمون‌ها و مقادیر متناظر استاندارد [۱۵] در جدول ۳ ارائه شده است.

### ۳.۴. آزمون عمر خستگی

با توجه به جانمایی میله‌ی کششی در سیستم فرمان، برای شبیه‌سازی شرایط کاری این قطعه در آزمون عمر خستگی آن، میله‌ی کششی تحت بار متناوب محوری با دامنه‌ی ثابت قرار گرفت. نسبت کمینه تنش به بیشینه تنش معادل صفر انتخاب شد. بیشینه نیروی مؤثر از حاصل‌ضرب ضریبی از استحکام کششی در سطح مقطع ریشه‌ی رزوه‌ی میله‌ی کششی، تعیین شد. به‌طوری‌که در حالات سه‌گانه بارگذاری به‌ترتیب ضریب ۰٫۵، ۰٫۲۵ و ۰٫۲ از استحکام کششی میله در نظر گرفته شد. در شکل ۷، نمونه‌ی آزمایشی در دستگاه آزمون خستگی نشان داده شده است. این آزمون طبق استاندارد ASTM E۴۶۶ در شرایط کنترل نیرو انجام شد. [۱۷] آزمون برای سه حالت بارگذاری انجام گرفت. برای نمونه، با بیشینه نیروی محوری ۲۸/۴ کیلونیوتن، سه آزمون برای کنترل تکرارپذیری نتایج انجام گرفت. مقدار انحراف معیار نتایج برای عمر خستگی ۷/۴۱ بود. نتایج این آزمون‌ها در سه سطح مختلف بارگذاری، در جدول ۴ ارائه شده است.

جدول ۳. مشخصات مکانیکی حاصل از آزمون و مقادیر متناظر استاندارد. [۱۵]

مشخصه	آزمون	انحراف معیار	استاندارد
تنش تسلیم (Mpa)	۴۳۱	۸٫۵۴	Min ۴۳۰
تنش نهایی (Mpa)	۷۳۸	۱۰٫۱۵	۶۵۰ - ۸۰۰
ازدیاد طول (%)	۲۰	۱٫۳۲	Min ۱۶



شکل ۷. نمونه آزمایشی در دستگاه آزمون خستگی.

جدول ۴. نتایج آزمون‌های خستگی.

شماره‌ی نمونه	۱	۲	۳
بیشینه‌ی نیرو (K.N)	۵۶٫۸	۲۸٫۴	۲۳٫۷
عمر خستگی (Cycles)	۴۶۳	۶۴۵۰	۱۶۲۳۰

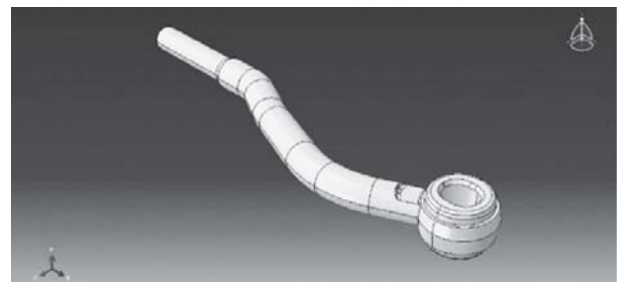
## ۵. شبیه‌سازی اجزای محدود

برای شبیه‌سازی شرایط شکست یک قطعه تحت بار خستگی با رویکرد مکانیک شکست، لازم است در بحرانی‌ترین ناحیه این قطعه که تحت تمرکز تنش بالایی قرار دارد و احتمال شکست از این ناحیه بسیار محتمل است، ابتدا با اندازه‌گیری تنش و کرنش‌های محلی و به‌کارگیری آنها در رابطه‌ی کرنش - عمر، طول عمر قطعه تا پیدایش ترک تعیین شود. سپس یک ترک با طول اولیه‌ی مشخص در این ناحیه در نظر گرفته شده و با لحاظ شدن شرایط بارگذاری و کاری قطعه، شبیه‌سازی انجام گیرد. بدین ترتیب، نتایج مورد نیاز برای رشد ترک استخراج می‌شود. سپس طول ترک را اندکی افزایش داده و شبیه‌سازی ادامه می‌یابد. این روند تا رسیدن اندازه‌ی ترک به طول بحرانی آن ادامه می‌یابد.

در این پژوهش، شبیه‌سازی اجزای محدود با استفاده از روابط مکانیک شکست کشسان خطی انجام گرفت. پارامترهای اصلی مستخرج از شبیه‌سازی عبارت بود از: تنش، کرنش‌های محلی، ضریب شدت تنش. سپس از این نتایج به‌ترتیب در معیار کرنش عمر و رشد ترک خستگی استفاده شد. در نهایت با انجام مراحل تکمیلی تحلیل، نتایج مربوط به طول عمر خستگی قطعه در مراحل پیدایش و رشد ترک استخراج شد تا عمر خستگی قطعه تعیین شود.

به دلیل وجود سطوح مرکب و انحناهای فراوان، هندسه‌ی میله‌ی کششی بسیار پیچیده بود و امکان مدل‌سازی دقیق آن در نرم‌افزار آباکوس<sup>۲</sup> وجود نداشت. لذا برای مدل‌سازی سه‌بعدی آن از دستگاه تصویربرداری سه‌بعدی قطعات استفاده شد و مدل ابرنقاط آن استخراج شد. مدل ابرنقاط در واقع مجموعه‌ی از تعداد بسیار زیاد اجزای پوسته‌ی است که در کنار یکدیگر قرار گرفته و شکل کلی قطعه را با تمام جزئیات آن به دقت نمایش می‌دهد. امکان استفاده‌ی مستقیم مدل ابرنقاط در نرم‌افزار آباکوس وجود ندارد. بنابراین با استفاده از نرم‌افزار کاتیا<sup>۳</sup>، این مدل به یک مدل قابل استفاده تبدیل شد. این مدل در نرم‌افزار آباکوس قابل استفاده است، اما به دلیل وجود انحناها و سطوح مرکب فراوان در آن، در قسمت شبکه‌بندی با خطا مواجه شد. لذا برخی از نواحی مدل که باعث بروز این خطا می‌شدند و در شرایط بارگذاری و هندسه‌ی اصلی قطعه تأثیر چندانی نداشتند، توسط نرم‌افزار سالدورک<sup>۴</sup> ساده‌سازی و اصلاح شد. همچنین برای مدل‌سازی رزوه جهت بررسی عمر خستگی پیش از رشد ترک، با استفاده از این نرم‌افزار و مطابق مشخصات رزوه میله‌ی کششی، دو حلقه‌ی اول رزوه که بحرانی‌تر بودند مدل‌سازی شد. مدل نهایی در شکل ۸ نشان داده شده است.

شبکه‌بندی به‌منظور تفکیک حجم مدل به اجزایی کوچک‌تر، برای فراهم آوردن شرایط مناسب، ایجاد تنوع و دقت در شبکه‌بندی قطعه، و نیز امکان دسترسی به صفحه‌ی داخل قطعه که ترک روی آن قرار می‌گیرد، انجام شد. در این راستا شبکه‌بندی از یک طرف مدل شروع شد و قسمت‌هایی که به لحاظ هندسی یکنواخت بودند، در

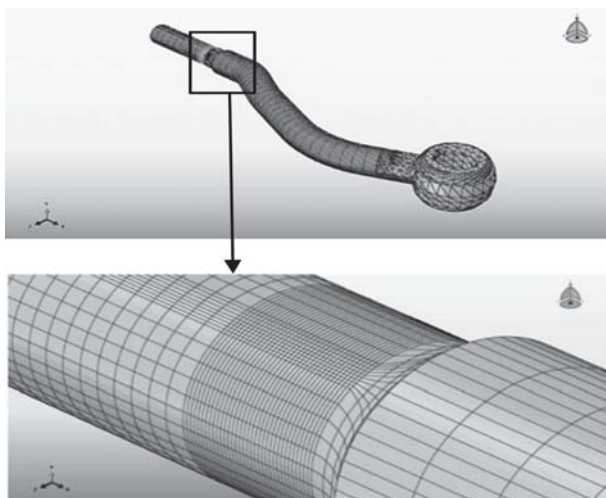


شکل ۸. مدل نهایی میله‌ی کششی بیرونی در شبیه‌سازی اجزای محدود.

یک جزء قرار گرفتند. سپس با استفاده از اجزای درجه‌ی دوم و خانواده‌ی تحلیل تنش سه‌بعدی شبکه‌بندی انجام شد.

در شبیه‌سازی اجزای محدود، لازم است هم‌گرایی نتایج از نظر ابعاد اجزای شبکه بررسی شود. این موضوع برای تأیید و اعتباربخشی به درستی نتایج به دست آمده از نرم‌افزار، اهمیت بسیار بالایی دارد. هم‌گرایی زمانی رخ می‌دهد که با کاهش اندازه‌ی اجزای محدود، یا به عبارتی با افزایش تعداد آنها، تغییر قابل توجهی در نتایج به دست آمده از تحلیل صورت نگیرد. به این منظور، ابعاد اجزای محدود در اطراف ترک و به تبع آن کل قطعه، ابتدا در اندازه‌ی بزرگ و معقول در نظر گرفته شد و نتایج مربوط به مقادیر تنش فون میسس بر خط پیشانی یک ترک با اندازه‌ی ثابت و مشخص استخراج شد. سپس مقداری از اندازه‌ی اجزاء کاسته شد و تحلیل مجدد انجام گرفت. این روند تا ابعاد بسیار کوچک اجزای محدود انجام شد. با توجه به نتایج، در نهایت اندازه‌ی اجزای شبکه انتخاب شد. متوسط اندازه‌ی اجزاء در کل مدل ۰/۸ میلی‌متر، در ناحیه‌ی اطراف ترک ۰/۲۵ میلی‌متر، تعداد اجزاء ۳۱۵۰۰ عدد و تعداد گره‌ها ۱۱۸۰۰۰ عدد انتخاب شد. شبکه‌بندی با این مشخصات در شکل ۹ نشان داده شده است.

به‌منظور محاسبه‌ی عمر خستگی قطعه تا پیش از شروع رشد ترک با استفاده از رابطه‌ی اصلاح شده‌ی کرنش - عمر، مقادیر کرنش اصلی، کرنش معادل و بیشینه‌ی تنش فون میسس با معادل‌گیری از مقادیر به دست آمده روی مسیری در ریشه‌ی رزوه برای هر حالت بارگذاری محاسبه شد. سه حالت بارگذاری با بیشینه‌ی تنش معادل ۱۵۰، ۱۹۵ و ۳۷۰ مگاپاسکال در نظر گرفته شد. با استفاده از معادله‌ی معیار کرنش عمر (معادله‌ی ۱)، مقادیر کرنش اصلی و تنش فون میسس بیشینه‌ی با معادل‌گیری از مقادیر به دست آمده روی مسیری در ریشه‌ی رزوه برای هر حالت بارگذاری محاسبه شد تا مقدار کرنش معادل در هر حالت بارگذاری استخراج شود. سپس با تحلیل نتایج به کمک نرم‌افزار متلب<sup>۵</sup>، منحنی کرنش - عمر استخراج شد که بیان‌گر عمر خستگی میله است. ضرایب مادی در معادله‌ی مارو (معادله‌ی ۱) در جدول ۵ نشان داده شده است.<sup>[۱۸]</sup> در شکل ۱۰ توزیع تنش در بارگذاری با بیشینه‌ی تنش ۱۹۵ مگاپاسکال نشان داده شده است. شرایط تمرکز تنش در ریشه‌ی رزوه‌ها به‌وضوح در این شکل مشاهده می‌شود. به دلیل مشابهت شرایط تمرکز تنش در سه حالت بارگذاری، تنها حالت بارگذاری با بیشینه‌ی تنش ۱۹۵ مگاپاسکال نمایش داده شد. نمودارهای کرنش - عمر در سه حالت بارگذاری در شکل ۱۱ نشان داده شده است. اگر کرنش معادل در شرایط تسلیم محاسبه شود، ایجاد ترک



شکل ۹. شبکه‌بندی اجزای محدود مدل میله‌ی کششی بیرونی.

اتفاق می‌افتد. عمر خستگی برای ایجاد ترک تا پیش از شروع رشد ترک در حالات سه‌گانه‌ی بارگذاری در جدول ۶ ارائه شده است.

در حالت اول بیشینه‌ی تنش چرخه‌یی مؤثر برابر نصف استحکام کششی، یعنی معادل ۳۷۰ مگاپاسکال در نظر گرفته شد. در نتیجه بیشینه نیروی مؤثر از حاصل ضرب این تنش در سطح مقطع ریشه‌ی رزوه‌ی میله‌ی کششی، ۵۶٫۸ کیلونیوتن تعیین شد. در این حالت بارگذاری، تعدادی از گام‌های شبیه‌سازی رشد ترک خستگی در ریشه‌ی رزوه‌ی میله در شکل ۱۲ نشان داده شده است.

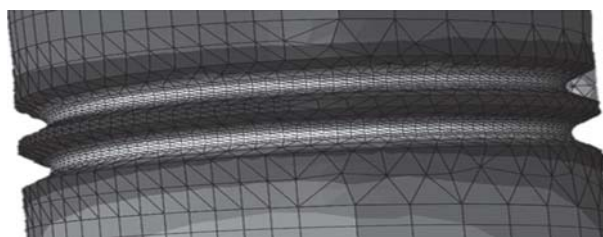
در حالت بارگذاری با بیشینه‌ی تنش ۳۷۰ مگاپاسکال، تغییرات ضریب شدت تنش معادل برحسب طول ترک در شکل ۱۳ و تغییرات طول ترک برحسب تعداد

جدول ۶. عمر خستگی برای ایجاد ترک در حالات سه‌گانه بارگذاری (شبیه‌سازی اجزای محدود).

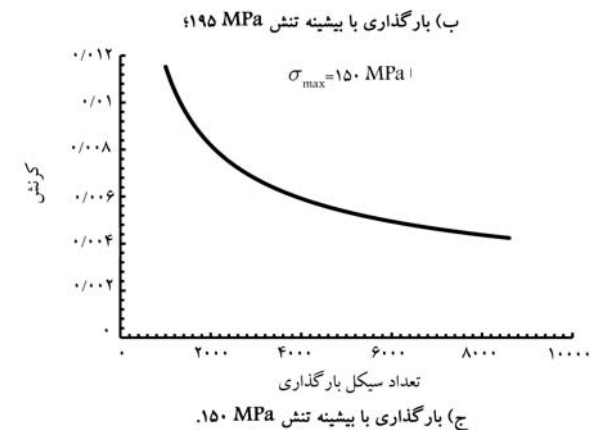
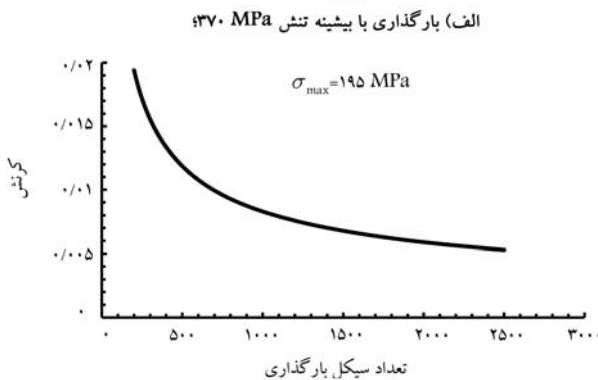
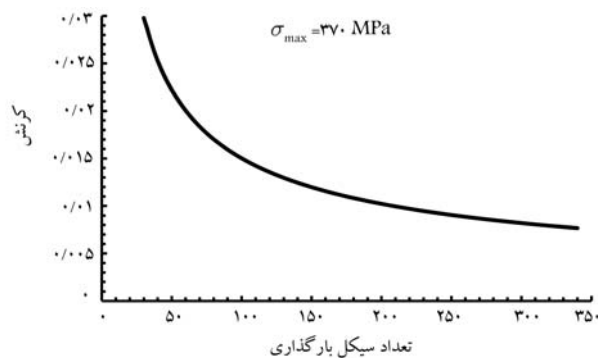
شماره نمونه	۱	۲	۳
بیشینه‌ی تنش (Mpa)	۳۷۰	۱۹۵	۱۵۰
عمر خستگی (Cycles)	۱۳۰	۱۵۷۰	۵۵۸۰



شکل ۱۲. تعدادی از گام‌های شبیه‌سازی رشد ترک در بیشینه‌ی تنش ۳۷۰ مگاپاسکال.



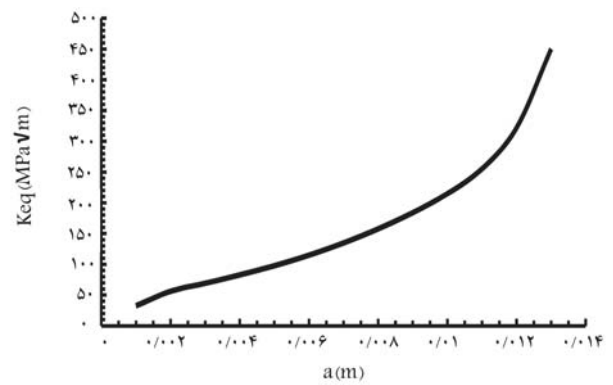
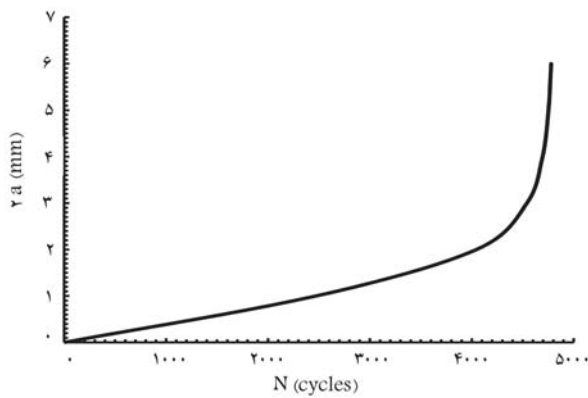
شکل ۱۰. شرایط تمرکز تنش در ریشه‌ی رزوه‌ها در بارگذاری با بیشینه‌ی تنش ۱۹۵ مگاپاسکال.



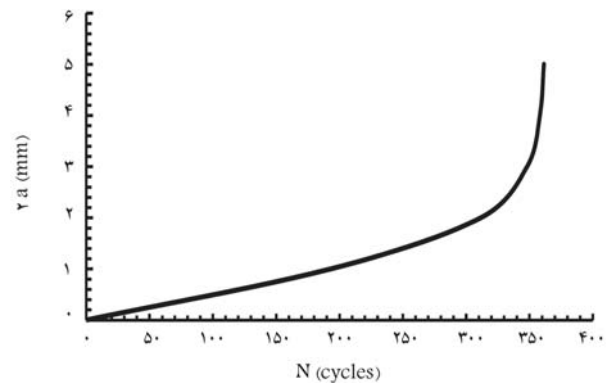
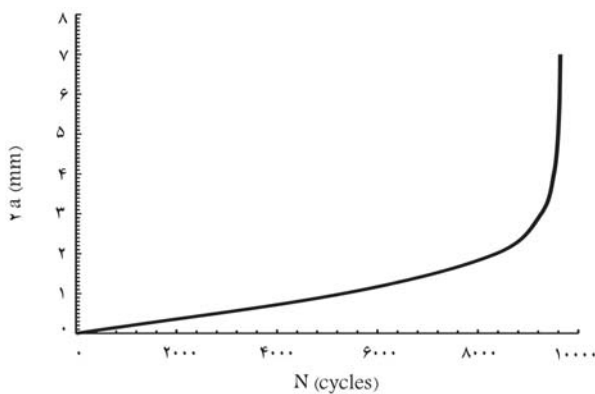
شکل ۱۱. نمودارهای کرنش - عمر خستگی در سه حالت بارگذاری با بیشینه‌ی تنش ۳۷۰، ۱۹۵ و ۱۵۰ مگاپاسکال.

جدول ۵. ضرایب معادله مارو برای DIN CK۴۵ [۱۸].

ضریب مقدار	$b$	$c$	$E$	$\sigma'_f$	$\epsilon'_f$
	-۰٫۲۲۳	-۰٫۲۹۳	۲۰۴ GPa	۹۴۸ MPa	۰٫۱۷



نشان ۱۹۵



۳	۲	۱	
۱۵۰	۱۹۵	۳۷۰	(Mpa)
۹۶۴۰	۴۷۸۰	۳۱۱	(Cycles)

۳	۲	۱	
۱۵۰	۱۹۵	۳۷۰	(Mpa)
۱۵۲۲۰	۶۳۵۰	۴۴۱	(Cycles)

به مقدار بحرانی خود می‌رسد یا رشد سریع ترک اتفاق می‌افتد، در جدول ۷ ارائه شده است. در نهایت با تجمیع نتایج به دست آمده از معیارهای کرنش - عمر برای عمر خستگی شروع ترک و معیار مکانیک شکست برای رشد ترک از شروع ترک تا شکست نهایی، در سه حالت بارگذاری عمر خستگی میله‌ی کششی بیرونی در جدول ۸ ارائه شده است.

نتایج حاصل از آزمون‌های خستگی و شبیه‌سازی‌های اجزای محدود برای عمر خستگی میله در جدول ۹ مقایسه شده است. مقداری اختلاف بین نتایج در هر حالت وجود دارد که ممکن است به دلایلی نظیر خطای آزمون‌های تجربی و فرضیات ساده‌کننده در شبیه‌سازی باشد.

چرخه‌ی بارگذاری در شکل ۱۴ نمایش داده شده است. با افزایش طول ترک، ضریب شدت تنش معادل ابتدا با شیب کم، و سپس با شیب تند افزایش می‌یابد تا برابر سفتی شکست،  $K_{Ic}$ ، شود. در این شرایط، شکست ترد یا رشد ناگهانی ترک اتفاق می‌افتد. در شکل ۱۴ دو مرحله‌ی رشد طول ترک مشاهده می‌شود. ابتدا شرایط رشد کند ترک یا همان شکست نرم مشاهده می‌شود. در تعداد چرخه‌ی معینی، میزان عمر خستگی برای رشد ترک، طول ترک با شیب بسیار تندی افزایش یافته و شکست ترد اتفاق می‌افتد.

در حالت دوم بارگذاری، بیشینه‌ی تنش کششی مؤثر برابر ۰٫۲۵ استحکام کششی، یعنی معادل ۱۹۵ مگاپاسکال در نظر گرفته شد. در نتیجه بیشینه نیروی مؤثر بر میله ۲۸٫۴ کیلونیوتن تعیین شد. در حالت سوم بارگذاری، بیشینه‌ی تنش کششی مؤثر برابر ۰٫۲ استحکام کششی، یعنی معادل ۱۵۰ مگاپاسکال در نظر گرفته شد. در نتیجه بیشینه‌ی نیروی مؤثر بر میله ۲۳٫۷ کیلونیوتن تعیین شد. در محاسبه‌ی نیروها در حالت دوم و سوم بارگذاری نیز از حاصل ضرب تنش در سطح مقطع ریشه‌ی رزوه‌ی میله استفاده شد. برای این دو حالت، تغییرات طول ترک برحسب تعداد چرخه‌ی بارگذاری، در شکل‌های ۱۵ و ۱۶ نشان داده شده‌اند. در حالات بارگذاری دوم و سوم نیز شرایط رشد ترک مشابه حالت اول است، با این تفاوت که طول عمر خستگی متفاوت بوده و به دلیل کاهش مقدار بیشینه‌ی تنش چرخه‌ی، عمر افزایش یافته است.

براساس نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌های اجزای محدود، عمر خستگی میله طی رشد ترک براساس معیارهای مکانیک شکست، هنگامی که ضریب شدت تنش

جدول ۹. مقایسه نتایج حاصل از آزمون‌های خستگی و شبیه‌سازی‌های اجزای محدود برای عمر خستگی میله‌ی کششی بیرونی.

شماره نمونه	بیشینه‌ی تنش (Mpa)	عمر خستگی تجربی (Cycles)	عمر خستگی شبیه‌سازی (Cycles)	درصد اختلاف
۱	۳۷۰	۴۶۳	۴۴۱	۴٫۵
۲	۱۹۵	۶۴۵۰	۶۳۵۰	۱٫۶
۳	۱۵۰	۱۶۲۳۰	۱۵۲۲۰	۶٫۲

## ۶. فلزنگاری

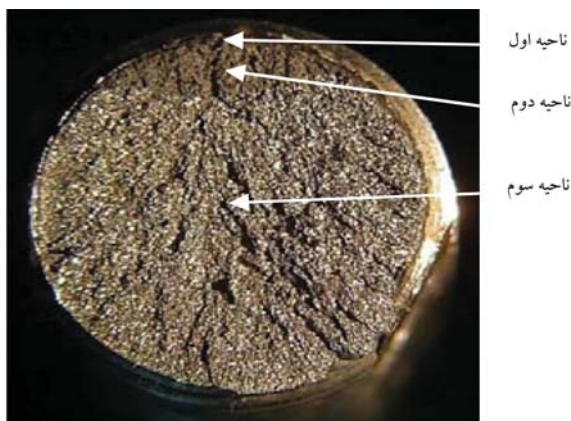
در این پژوهش به منظور بررسی سطوح شکست، از میکروسکوپ نوری استفاده شد. ابتدا سطح زیرین نمونه کاملاً صاف و تراز شد، تا روی صفحه‌ی میکروسکوپ کاملاً عمود و متعادل قرارگیرد. سطح مقطع شکست ناشی از خستگی به سه ناحیه تقسیم می‌شود:

- ناحیه‌ی جوانه‌زنی ترک (ناحیه‌ی I)؛
- ناحیه‌ی رشد ترک (ناحیه‌ی II)؛
- ناحیه‌ی شکست ترد (ناحیه‌ی III).

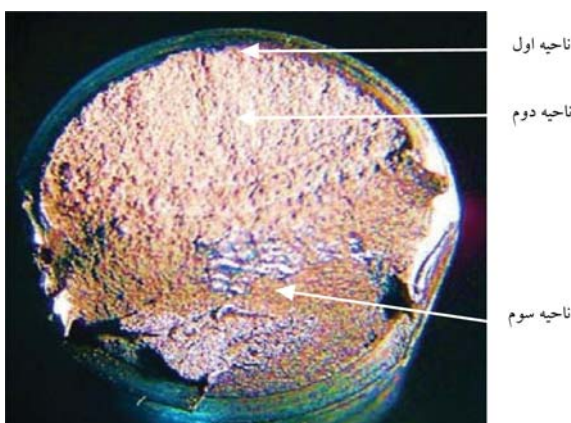
تصاویر تهیه شده از سطوح شکست نمونه‌های آزمایشی در حالات سه‌گانه بارگذاری، به ترتیب در شکل‌های ۱۷ تا ۱۹ نشان داده شده است. نواحی سه‌گانه‌ی سطح شکست نیز در تصاویر مشخص شده است. در نمونه‌ی اول به دلیل سطح بار بالا و عمر خستگی پایین، ناحیه‌ی رشد ترک دارای سطح کم‌تری نسبت به ناحیه‌ی شکست ترد است. البته با توجه به شرایط خستگی کم چرخه، سطح ناحیه‌ی رشد ترک دارای زبری قابل توجهی است. در نمونه‌ی دوم به دلیل کاهش سطح بار و افزایش عمر خستگی، سطح ناحیه‌ی رشد ترک بزرگ‌تر شده است. در نمونه‌ی سوم نیز سهم بیشتری از سطح شکست را ناحیه‌ی رشد ترک در بر می‌گیرد. در ضمن مشهود است که ترک از ریشه‌ی رزوه‌ی اول شروع به رشد کرده است.

## ۷. نتیجه‌گیری

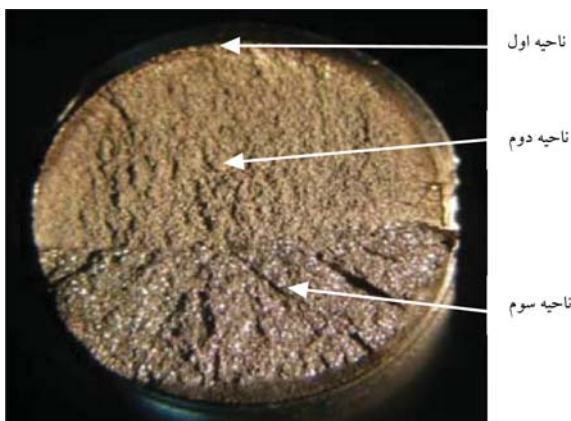
در پژوهش حاضر، به منظور بررسی شرایط خستگی یکی از قطعات خودرو یعنی میله‌ی کششی بیرونی سیستم فرمان خودرو پژو ۴۰۵، تحلیل خستگی با رویکرد اجزای محدود انجام شد و نتایج حاصله با نتایج به دست آمده از آزمایش‌های تجربی مقایسه و اعتبارسنجی شدند. این تحقیق نشان می‌دهد با درک صحیح از شرایط حاکم بر مسئله و شبیه‌سازی اصولی و مناسب اجزای محدود می‌توان شرایط خستگی را به خوبی پیش‌بینی کرد و از انجام آزمون‌های تجربی که زمان‌بر و پرهزینه است، اجتناب کرد. انتخاب محل مناسب وقوع شکست ناشی از خستگی در میله به همراه مدل‌سازی صحیح اجزای محدود آن، منجر به حصول نتایجی شد که با آزمون‌های تجربی تطابق نزدیکی داشتند. با توجه به وجود رزوه در میله و شرایط تمرکز تنش در آن، همچنین پژوهش‌های انجام شده در زمینه‌ی عملکرد خستگی در اتصالات پیچی، محل شروع ترک در محل رزوه‌های ابتدایی میله انتخاب شد. نتایج آزمون‌های تجربی مؤید صحت این انتخاب است. همچنین استفاده از تصویر سه‌بعدی ابرنقاط برای مدل‌سازی ابتدایی میله، و نیز پردازش این تصویر با استفاده از نرم‌افزارهای مناسب، موجب شد مدل نهایی مناسب با جزئیات کافی در شبیه‌سازی



شکل ۱۷. سطح شکست در نمونه‌ی بارگذاری با بیشینه‌ی تنش ۳۷۰ مگاپاسکال.



شکل ۱۸. سطح شکست در نمونه‌ی بارگذاری با بیشینه‌ی تنش ۱۹۵ مگاپاسکال.



شکل ۱۹. سطح شکست در نمونه‌ی بارگذاری با بیشینه‌ی تنش ۱۵۰ مگاپاسکال.

اجزای محدود ایجاد شود. انتخاب شبکه‌بندی مناسب با تعداد کافی اجزای محدود، با کنترل شرایط هم‌گرایی، اعمال شرایط مرزی و نیز بارگذاری صحیح و نیز مدل ماده دقیق از نکات مثبت دیگر در شبیه‌سازی اجزای محدود میله محسوب می‌شود. فلزنگاری از سطوح شکست نیز مؤید روند جوانه‌زنی ترک، رشد آن و شکست ترد مقطع بود، به طوری که با افزایش بیشینه‌ی تنش چرخه‌یی، بخشی از سطح که شرایط رشد ترک را تجربه می‌کرد، کاهش یافت. برای افزایش عمر خستگی میله‌ی کششی بیرونی، پیشنهاد می‌شود:



### فهرست علائم

- $a$ : نیم طول ترک (m)؛  
 $b$ : ثابت خستگی ماده در معادله ۱؛  
 $c$ : ثابت خستگی ماده در معادله ۱؛  
 $C$ : ثابت خستگی ماده در معادله ۲؛  
 $E$ : ضریب ارتجاعی ( $\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$ )؛  
 $K$ : ضریب شدت تنش ( $\text{kgm}^{-1/2}\text{s}^{-2}$ )؛  
 $m$ : ثابت خستگی ماده در معادله ۲؛  
 $N$ : عمر خستگی (cycles).

### علائم یونانی

- $\alpha$ : ضریب شکل؛  
 $\varepsilon$ : کرنش؛  
 $\varepsilon'$ : ثابت خستگی ماده در معادله ۱؛  
 $\sigma$ : تنش ( $\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$ )؛  
 $\sigma'$ : ثابت خستگی ماده ( $\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$ ).

-- تغییر جنس میله و انتخاب فولادی با سفتی شکست بزرگ تر می تواند منجر به افزایش عمر خستگی در مرحله ی رشد ترک شود. البته در این خصوص باید به استحکام کششی جنس انتخاب شده نیز توجه شود، به طوری که در شرایط کاری در میله تسلیم رخ ندهد. با توجه به این دو ویژگی، استفاده از فولاد کم کربن با استحکام بالا، به عنوان جنس میله پیشنهاد می شود.

-- براساس نتایج تجربی، واماندگی در ریشه ی رزوه ی اول میله رخ می دهد. این موضوع به تمرکز تنش در این محل مرتبط است. افزایش درجه ی دقت در رزوه تراشی برای میله ی کششی می تواند منجر به ارتقاء دقت ابعادی و زبری سطح رزوه و لذا اثر تمرکز تنش کم تر در محل آن باشد. تغییر طبقه ی تoleransi از ۷ ITN (موجود) به طبقه ی تoleransi ۴ ITN و تغییر متوسط زبری سطح از صاف (موجود) با  $Ra_{3/2}$  به بسیار صاف با  $Ra_{0.8}$  پیشنهاد می شود. در این خصوص می توان از ابزار اینسرتی و ماشین های کنترل عددی رایانه یی برای رزوه تراشی استفاده کرد.

-- تغییر جنس و ابعاد در میله می تواند از گزینه های دیگر برای اصلاح کارایی و عملکرد میله ی کششی باشد.

### پانویس ها

1. robust design
2. Abaqus
3. Katia
4. Solidwork
5. Matlab
6. international tolerance number (ITN)

### منابع (References)

1. Falah, A.H., Alfares, M.A. and Elkholy, A.H. "Failure investigation of a tie rod end of an automobile steering system", *Engineering Failure Analysis*, **14**(5), pp. 895-902 (2007).
2. Koh, S.K. "Fatigue analysis of an automotive steering link", *Engineering Failure Analysis*, **16**(3), pp. 914-922 (2009).
3. Kim, J.K., Kim, Y.J., Yang, W.H., Park, Y.C. and Lee, K.H. "Structural design of an outer tie rod for a passenger car", *International Journal of Automotive Technology*, **12**(3), pp. 375-381 (2011).
4. De-Juan, A., Sancibain, R. and Viadero, F. "Optimal synthesis of function generation in steering linkages", *International Journal of Automotive Technology*, **13**(7), pp. 1033-1046 (2012).
5. Park, K., Heo, S.J., Kang, D.O., Jeong, J.I., Lee, J.H. and Kim, K.W. "Robust design optimization of suspension system considering steering pull reduction", *International Journal of Automotive Technology*, **14**(6), pp. 927-933 (2013).
6. Kim, B.M., Kim, J.W., Moon, D. and Oh, C.Y. "Optimal combination of design parameters for improving the kinematics characteristics of a midsize truck through design of experiment", *Journal of Mechanical Science and Technology*, **28**(3), pp. 963-969 (2014).
7. Van Ende, K.T.R., Kucukay, F., Henze, R., Kallmeyer, F.K. and Hoffmann, J. "Vehicle and steering system dynamics in the context of on-centre handling", *International Journal of Automotive Technology*, **16**(5), pp. 751-763 (2015).
8. Tanik, E. and Parlaktas, V. "Design of a very light L7E electric vehicle prototype", *International Journal of Automotive Technology*, **16**(6), pp. 997-1005 (2015).
9. Uchneat, S., Stevenson, M. and McDougall, J. "Case study: Analysis of corrosion patterns to evaluate the preaccident configuration of an ATV tie rod end connection", *Journal of Failure Analysis and Prevention*, **16**(4), pp. 537-542 (2016).
10. *Product Engineering Technical Specification - Power Steering*, Peugeot Automobile Company (1996).
11. *Product Engineering Technical Specification - Steering Connecting Link*, Peugeot Automobile Company (1996).
12. Dowling, N.E., *ASM Metals Handbook Volume 19 - Fatigue and Fracture*, ASM International, pp. 635-645 (1996).
13. Cameron, D.W., Allegany, N.Y. and Hoepfner, D.W., *ASM Metals Handbook Volume 19 - Fatigue and Fracture*, ASM International, pp. 56-65 (1996).

14. *Standard Test Method for Analysis of Carbon and Low-Alloy Steel by Spark Atomic Emission Spectrometry*, ASTM E415 (2014).
15. *Handbook of Comparative World Steel Standard- Chapter 2*, ASTM Data Series Publication- DS 67A.TA472.H25 (2002).
16. *Testing of Metallic Materials - Tensile Test Pieces*, DIN 50125 (2009).
17. *Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials*, ASTM E466 (2015).
18. Shariati, M. and Mehrabi, H. "Energy-based prediction of low-cycle fatigue life of CK45 steel and SS316 stainless steel", *Journal of Solid Mechanics*, **6**(3), pp. 278-288 (2014).