



بررسی اثر اندازه لقی در اتصال انطباقی بر استحکام خستگی طبق مثلی

شهاب مرادی کلارده^۱، سید وحید حسینی^{۲*}، مهدی حیدری^۳، هادی پروز^۴

^۱ کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران، Moradi.sh702@gmail.com

^۲ عضو هیئت علمی، دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران، V_hosseini@shahroodut.ac.ir

^۳ عضو هیئت علمی، دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران، Heidari@shahroodut.ac.ir

^۴ عضو هیئت علمی، دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران، H.parvaz@shahroodut.ac.ir

* نویسنده مسئول

اطلاعات مقاله

چکیده

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۱۵ بهمن ۱۴۰۰

پذیرش: ۲۹ اردیبهشت ۱۴۰۱

کلیدواژه‌ها:

آزمون خستگی

اتصال انطباقی

رشد ترک

شبیه‌سازی المان محدود

امروزه خودروها به عنوان وسایل نقلیه پرکاربرد در زندگی روزمره مردم نقش اساسی ایفا می‌کنند. بنابراین تضمین عملکرد ایمن قطعات خودرو که با اتصالات مختلف به یکدیگر وصل شده‌اند و متأثر از تنش‌های نوسانی زیادی می‌باشند بسیار دارای اهمیت است. بنابراین بررسی استحکام خستگی قطعات و اتصالات مختلف خودرو یکی از الزامات تضمین کیفیت و ایمنی خودرو می‌باشد. از این رو، در پژوهش حاضر استحکام اتصال انطباقی بوش با طبق مثلی که سیستم تعلیق را به شاسی خودرو اتصال می‌دهد با استفاده از آزمون خستگی پلکانی و شبیه‌سازی المان محدود مورد ارزیابی قرار گرفت. برای این منظور ابتدا فیکسچر متناسب با ابعاد قطعه و دستگاه آزمون خستگی طراحی و ساخته شد. همچنین شبیه‌سازی المان محدود اتصال بوش و طبق مثلی با در نظر گرفتن مقادیر انطباق‌های متفاوت انجام شد و بر اساس معیارهای گربر و گودمن بررسی شد. سپس جهت صحت‌گذاری نتایج شبیه‌سازی، آزمون‌های خستگی به روش پلکانی انجام شد. نتایج تجربی نشان داد که حد دوام برای قطعات با مقادیر تداخل ۰٫۲۲، ۰٫۱۵ و ۰٫۳۰ میلی‌متر به ترتیب معادل ۱٫۴۱، ۱٫۱۷ و ۱٫۱۷ برابر نیروی اعمالی در خودرو است. همچنین میانگین ضریب ایمنی گربر که از نتایج شبیه‌سازی المان محدود محاسبه شد به ترتیب معادل ۱٫۱۶، ۱٫۱۲ و ۱٫۰۷ می‌باشد. با توجه به نتایج معیارهای گودمن و گربر بیشترین ضریب اطمینان برای اتصال با تداخل ۰٫۲۲ میلی‌متر تخمین زده شد که با نتایج آزمون تجربی نیز منطبق بود. بنابراین می‌توان بیان کرد که با تغییرات ناچیز در مقدار اندازه لقی قطعات در اتصالات، حد دوام خستگی قطعات می‌تواند به صورت مؤثری بهبود یابد که با نتایج مراجع نیز کاملاً مطابقت دارد.



۱- مقدمه

عدم محدودیت طراحی تمایل به استفاده از این نوع اتصال را افزایش داده است. اتصال انطباقی با سطح تداخل کم سبب تنش کششی و با اتصال انطباقی زیاد به دلیل کار سرد باعث ایجاد تنش فشاری و بسته شدن ترک‌های سطحی در قطعه می‌شود. همچنین با افزایش تنش اولیه مقدار تنش‌های نوسانی در ناحیه تداخل نیز کاهش می‌یابد [۵].

مطالعات مختلف در زمینه اتصالات انطباقی نشان داده است که فشار تماسی و تنش کششی می‌تواند عمر خستگی قطعه را تا نقطه مشخصی بهبود دهد، اما با افزایش تداخل بین قطعات (کاهش لقی)، نقاط تسلیم نقطه‌ای شکل می‌گیرد که سبب کاهش بهبود استحکام خستگی می‌شود [۶ و ۷]. اهمیت استحکام خستگی قطعات و اتصالات سبب شده است که تلاش‌های زیادی جهت توسعه روش‌ها برای تخمین عمر خستگی به صورت تجربی و عددی انجام شود. به علاوه با پیشرفت تکنولوژی رایانه‌ای و تکنیک‌هایی همانند روش المان محدود و ابزارهای آنالیز تنش‌های پسماند، محاسبه عمر خستگی در قطعات افزایش یافته است. تئوری‌های زیادی تأیید کنند بهبود عمر خستگی در اتصالات انطباقی هستند [۵ و ۸]، اما به دلیل محدودیت‌های روابط تئوری جهت در نظر گرفتن اثر تمام متغیرها، بررسی وضعیت قطعه نهایی به صورت تجربی در شرایط مشابه عملکرد واقعی و مطالعه مکانیزم‌های خرابی ضرورت می‌یابد. همچنین برای دستیابی به نتایج قابل اطمینان باید تکرارپذیری در کیفیت تولید قطعات و اتصالات رعایت شود.

در بررسی عملکرد ایمن خودرو به عنوان وسیله‌ای که به صورت وسیع مورد استفاده قرار می‌گیرد و خرابی اتصالات حساس آن می‌تواند خسارت‌های جبران‌ناپذیری را به بار آورد، تضمین استحکام خستگی قطعات و اتصالاتی که در معرض بارهای نوسانی بالا قرار دارند، دارای اهمیت است. از این رو، مطالعات زیادی در مورد استحکام خستگی قطعات مختلف خودرو انجام شده است. به عنوان مثال زکریا و همکاران [۹] به تجزیه و تحلیل آماری دو نوع سیگنال کرنش از بارگذاری جاده و مقایسه تأثیر آن بر آسیب خستگی در براکت دسته موتور پرداختند. مشخص شد که آسیب‌های خستگی با افزایش مقادیر آماری مربوط به سیگنال‌های کرنشی تشدید می‌یابد. ونچوکار و خانوالکار [۱۰] نیز به بهینه‌سازی استحکام و وزن براکت دسته موتور پرداختند. آنها با شبیه‌سازی المان محدود، توزیع تنش و نواحی بحرانی را مشخص کردند و پیشنهاد به کاهش ضخامت نواحی کم‌تنش جهت بهینه‌سازی وزن نمودند.

نارایانان و همکاران [۱۱] عمر خستگی یک براکت موتور هواپیما را تحت شرایط خاص بررسی کردند. آنها نیرو را با استفاده از روش مونت کارلو تخمین زدند و دریافتند که مهمترین عامل مؤثر بر عمر خستگی براکت نصب موتور، فرکانس روتور شفت موتور است. مزیت اصلی استفاده از روش مونت کارلو پیش‌بینی عمر خستگی براکت

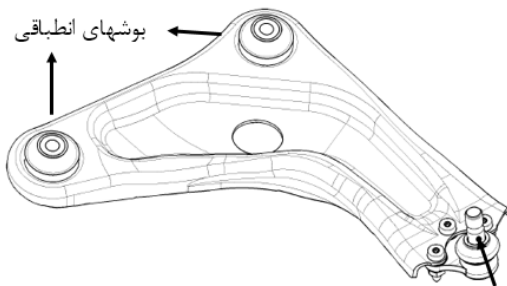
اکثر قطعات مهندسی و سازه‌ها در معرض تنش‌های نوسانی قرار دارند که ممکن است پس از تعداد نوسان کافی در تنشی به مراتب کمتر از تنش شکست استاتیکی منجر به ترک یا گسیختگی شوند. این نوع خرابی قطعات به طور معمول همراه با جوانه‌زنی ترک در سطح قطعه یا نواحی تمرکز تنش و اشاعه آن در ناحیه تحت تنش بیشینه است. اگر تنش اسمی از حد پلاستیک کمتر باشد، به خاطر تمرکز تنش در ناخالصی‌ها یا شیارهای مکانیکی، امکان دارد که تنش موضعی از تنش تسلیم بالاتر رود. در نتیجه تغییر شکل پلاستیک موضعی در مقیاس بسیار ریز به وجود می‌آید که به وسیله محیط‌های الاستیک احاطه شده است و در زمان باربردی منقبض خواهند شد. این تنش‌های فشاری ناشی از انقباض پس از باربردی باعث تغییر شکل پلاستیک معکوس شده و سبب بسته شدن ترک و یا دوباره تیز شدن نوک ترک خواهد شد. باز و بسته شدن متناوب ترک‌ها باعث ایجاد خطوط ترک می‌شوند که در نهایت به شکست قطعات ختم می‌شوند که به این نوع شکست ناشی از بارهای نوسانی، خستگی^۱ می‌گویند [۱].

در بررسی شکست خستگی در مجموعه‌های مونتاژی باید در نظر داشت که قطعات معمولاً در ارتباط با سایر اجزا مورد استفاده قرار می‌گیرند که با اتصالات جوش، پیچ، پرچ، اتصالات انطباقی^۲ (پین) و غیره به یکدیگر متصل می‌شوند. در این صورت علاوه بر استحکام خستگی قطعات، استحکام ناحیه اتصال نیز از اهمیت زیادی برخوردار است که با شکست یکی از اتصالات امکان مختل شدن عملکرد کل مجموعه وجود خواهد داشت. بنابراین هرگونه خطا در فرایند طراحی و ساخت اتصالات می‌تواند ضریب عملکرد ایمن کل مجموعه را کاهش داده و باعث شکست ناگهانی (بدون آگاهی قبلی و قابل رؤیت بودن) از ناحیه اتصالات شود که در تجهیزات پیشرفته مانند خودرو، هواپیما، کمپرسور، پمپ، توربین و غیره می‌تواند بسیار فاجعه‌آمیز و پرمخاطره باشد. مطالعات نشان می‌دهد که برای اجتناب از خرابی‌های خستگی در اتصالات مکانیکی بیشتر از فرایندهای ۱- انقباض سوراخ (کار سرد)، ۲- اتصال پیچ جهت ایجاد هم‌بندی اصطکاکی و ۳- اتصالات انطباقی استفاده می‌شود [۲]. در بررسی اتصالات نتایج آزمون‌های تجربی نشان می‌دهد که مقاومت خستگی اتصالات پین و پیچ نسبت به جوشکاری بهتر است [۳]. اما سوراخ ایجاد شده در اتصالات پیچ و پرچ سبب ناپیوستگی هندسی بر روی قطعه می‌شود که مستعد تمرکز تنش و پتانسیل شروع و رشد ترک است [۴]. علاوه بر این سوراخ‌کاری می‌تواند سبب ایجاد سطوح خشن در جداره سوراخ شود که ریسک شروع ترک را افزایش خواهد داد. از طرفی اتصالات انطباقی ۱- سبب افزایش سطح تماس و انتقال بهتر نیرو، ۲- افزایش نیروی تماسی و ۳- ایجاد تنش پسماند مفید می‌شوند که در صورت

¹ Fatigue

² Shrink fit

جاده و نحوه رانندگی در معرض آسیب هستند. اتصال طبق به شاسی از طریق بوش‌های محوری و به سیستم تعلیق به وسیله سیبک‌ها انجام می‌شود. طبق‌ها در دو نوع کنترلی و جناغی هستند. نوع کنترلی به صورت یکپارچه و نوع جناغی به صورت مثلثی است. تعداد طبق‌ها و نحوه استفاده از آن‌ها در سیستم‌های تعلیق مختلف متفاوت است. در شکل زیر طبق مثلثی مورد ارزیابی نشان داده شده است.



نقطه بارگذاری نوسانی

شکل ۱: طبق مثلثی به همراه اتصالات آن و ناحیه بارگذاری نوسانی

۲-۲- شبیه‌سازی المان محدود

هدف از انجام این شبیه‌سازی بررسی تغییرات تنش در اطراف ناحیه اتصال بوش با طبق مثلثی در بارگذاری نوسانی است که با استفاده از نتایج آن می‌توان ضرایب ایمنی گودمن و برگر را محاسبه کرد و به تخمین از عملکرد ایمن قطعه دست یافت. بنابراین ابتدا با استفاده از شبیه‌سازی المان محدود در نرم‌افزار ABAQUS 6.14 مقدار تنش ناشی از اثر اختلاف اندازه بوش با سوراخ طبق مثلثی در اتصال انقباضی و تغییرات توزیع تنش ناشی از آن در اطراف نواحی اتصال بررسی می‌شود و سپس نیروهای نوسانی بر روی قطعه اعمال می‌گردد. در نهایت تغییرات تنش در هر نقطه و تنش بیشینه ناشی از مونتاژ بوش‌ها و اعمال بارهای خارجی مطابق معادلات زیر بیان می‌شود.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (1)$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| = \left| \frac{\Delta\sigma}{2} \right| \quad (2)$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (3)$$

در این معادلات σ_m و σ_a به ترتیب دامنه تنش در هر نیم سیکل و تنش میانگین هستند. همچنین R مقدار نسبت کمترین تنش به بیشترین تنش است. در شکل ۲ مقادیر تعریف شده در واحد زمان نشان داده شده است.

نصب موتور و محاسبه پراکندگی نتایج نهایی بدون نیاز به انجام تست‌های تجربی بود.

تریلوک و محسن [۱۲] نیز استحکام خستگی یک براکت دسته موتور را با اندازه‌گیری استحکام استاتیکی بررسی کردند. آنها از شبیه‌سازی المان محدود و معیار شکست فون میزس برای تعیین استحکام استاتیکی استفاده کردند. نتایج نشان داد که می‌توان ضخامت نواحی مستعد شکست را افزایش داد. دشمیوخ و سونتاخ [۱۳] از تجزیه و تحلیل اجزای محدود برای انجام تجزیه و تحلیل پاسخ استاتیکی، مودال و فرکانسی بر روی براکت دسته موتور استفاده کردند. بر اساس نتایج، طراحی هندسی براکت بهبود یافت، به طوری که براکت ضمن کاهش وزن، خواص دینامیکی و پاسخ فرکانسی مشابهی نسبت به نمونه اولیه داشت. سطح مقطع براکت نیز کاهش یافت و کاهش ۱۲٫۵ درصدی وزن بدون تغییر قابل توجهی در پارامترهای عملکردی قطعه حاصل شد. سرولک و همکاران [۱۴] به بررسی استحکام خستگی بازوی دسته موتور با استفاده از استحکام استاتیکی پرداختند. آنها برای تعیین استحکام استاتیکی از شبیه‌سازی المان محدود و معیار خرابی فون میسز استفاده کردند و در نهایت ضخامت ناحیه شروع خرابی را افزایش دادند. همچنین حسینی و همکاران [۱۵] نیز به بررسی و بهبود استحکام خستگی براکت دسته موتور به روش تجربی و عددی پرداختند. آنها پس از بهبود شکل هندسی براکت دسته موتور و رفع ایرادات تولید، آزمون‌های تجربی جهت بررسی حد دوام خستگی انجام دادند. نتایج نشان دهنده بهبود حد دوام خستگی تا ۱٫۳۳ برابر نیروی اعمالی با پراکندگی ۰٫۰۶ برابر نیروی اعمالی بود.

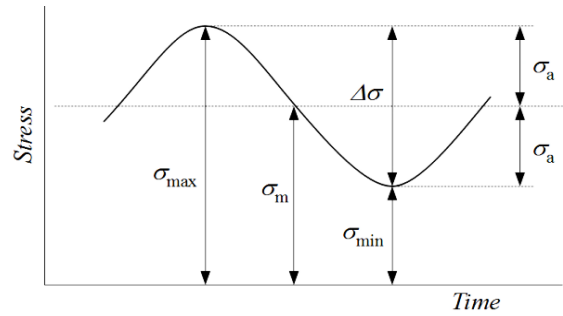
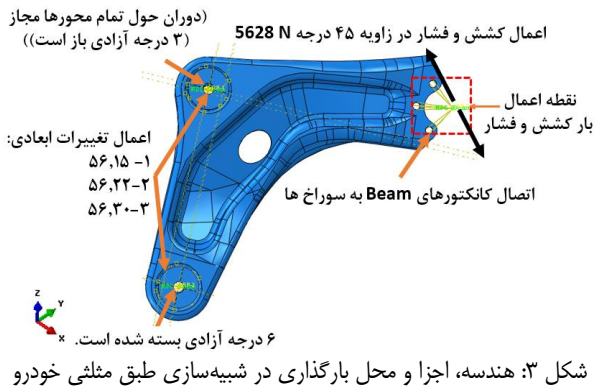
بنابراین با توجه به پیشینه مطالعات انجام شده و اهمیت استحکام خستگی در اتصالات حساس خودرو، در مقاله حاضر تلاش به بررسی اثر اندازه لقی در اتصال انقباضی بوش با طبق مثلثی به روش آزمون خستگی پلکانی^۱ و شبیه‌سازی المان محدود شد. برای این منظور ابتدا فیکسچر متناسب با ابعاد قطعه و دستگاه آزمون خستگی طراحی و ساخته شد. همچنین شبیه‌سازی المان محدود اتصال بوش و طبق مثلثی با در نظر گرفتن مقادیر انطباقی‌های متفاوت انجام شد و بر اساس معیارهای گربر و گودمن بررسی شد. سپس جهت صحت‌گذاری نتایج شبیه‌سازی آزمون خستگی به روش پلکانی انجام شد و مقادیر تداخل مطلوب اتصال جهت دستیابی به استحکام خستگی مناسب ارائه شد.

۲- روش تحقیق

۲-۱- معرفی قطعه بوش و طبق مثلثی

اتصال اصلی سیستم تعلیق به شاسی از طریق یک قطعه فولادی به نام طبق صورت می‌گیرد. طبق‌ها فشارهای وارد از جاده را کنترل می‌کنند و برخورد چرخ‌ها با پستی و بلندی‌های جاده می‌تواند باعث کج شدن آن شود. بنابراین طبق‌ها متأثر از شرایط

¹ Stair case



شکل ۲: دیاگرام اعمال تنش‌های خستگی

در این راستا جهت برآورد توزیع تنش‌ها از برای انجام شبیه‌سازی مورد نظر استفاده شده است.

۲-۲-۲- تعیین پارامترهای شبیه‌سازی المان محدود

برای تعیین تعداد و نوع المان‌ها موارد مختلفی در نظر گرفته می‌شود. المان‌ها می‌توانند در اشکال مختلف و مرتبه مختلفی باشند، اما عموماً در نرم‌افزارهای FE به صورت مرتبه ۱ و ۲ وجود دارند. در المان‌های مرتبه ۱ یا خطی در هر راس تنها یک گره وجود دارد و اضلاع المان به صورت خط هستند. در واقع تابع شکل المان به صورت خطی بوده و در اثر تغییر شکل المان، اضلاع لزوماً به صورت خطی باقی می‌مانند. اما در المان‌های مرتبه دو علاوه بر تعداد گره در هر راس، یک گره میانی بر روی هر ضلع المان وجود دارد که در اثر تغییر شکل المان و جابه‌جایی گره‌ها، انحناي اضلاع در مدل‌های پیچیده بهتر می‌توانند مرزهای مدل را تقریب بزنند. بنابراین المان‌های مرتبه دو منجر به نتایج دقیق‌تری می‌شود.

همچنین یکی از مثال‌های مهم در تحلیل مسائل با روش اجزا محدود، همگرایی نتایج تحلیل است. همگرایی نتایج در یک تحلیل به عواملی چون تعداد المان‌ها، مرتبه المان‌ها، شکل و کیفیت المان مورد استفاده بستگی دارد. از لحاظ تئوری، هرچند اندازه المان‌ها ریزتر باشد دقت نتایج بالاتر خواهد بود. اما از طرفی با افزایش تعداد المان‌ها زمان حل به صورت تصاعدی افزایش می‌یابد. در این حالت باید تحلیل را طی چند تکرار و با سایز المان‌های مختلف حل نمود تا اختلاف جواب به‌دست‌آمده در هر مرحله نسبت به نتایج مرحله قبل قابل چشم‌پوشی باشد. گاهی اوقات ریزکردن بیش از حد المان‌ها در تحلیل‌های تنش، منجر به ایجاد تمرکز تنش بالا در نواحی بسیار کوچکی از مدل شده که هیچگاه همگرا نمی‌شود. در چنین شرایطی تحلیلگر باید از این موضوع آگاهی داشته باشد و این نقاط را نادیده بگیرد.

مرتبه و شکل المان‌ها از دیگر عوامل همگرایی می‌باشند. المان‌های مرتبه دوم نسبت به المان‌های مرتبه خطی دارای دقت بالاتر بوده و نتیجه را سریع‌تر همگرا می‌کند. المان‌های Quad و Hex بهترین شکل المان‌ها در تحلیل مسائل می‌باشند که حتی در حالت خطی هم دقت مطلوبی را ارائه می‌دهند. هرچه زاویه اضلاع این المان‌ها به زاویه قائمه نزدیک‌تر باشد دقت نتایج بهتر خواهد بود. در المان‌های خطی بهتر است از المان‌های Hex استفاده شود و از المان‌های Wedge و Tet اجتناب کرد، اما المان‌های مرتبه دوم دقت مطلوبی

۲-۲-۱- مقدمات و فرضیات مسئله

الف) جنس قطعه کار و بوش‌ها به صورت همسانگرد و یکسان فرض شده است.

ب) تمامی درجات آزادی طبق مثلثی از ناحیه بوش مطابق شکل ۳ گرفته شده است.

ج) اثر متقابل سطوح به‌صورت تماس سطح به سطح در نظر گرفته شده است.

د) مدل اصطکاک به صورت پنالتی تعریف و ضریب اصطکاک ۰,۲ فرض شد.

خصوصیات طبق مثلثی و بوش‌ها در جدول ۱ بیان شده است.

جدول ۱: خواص مکانیکی طبق مثلثی و اتصالات

جنس	فولاد
چگالی	7870 kg/m ³
مدول یانگ	206.8 GPa
ضریب پواسون	0.29
تنش تسلیم	450 MPa
استحکام نهایی	590 MPa
جنس	فولاد

۲-۲-۲- هندسه مسئله

مدل سه‌بعدی طبق مثلثی و بوش‌ها به همراه شرایط مرزی در شکل ۳ نشان داده شده است. تمامی مدل‌های هندسی به صورت جداگانه ایجاد شده‌اند. تمامی قطعات در موقعیت مناسبی نسبت به هم قرار گرفته تا هندسه کلی شکل یابد. مدل تمامی قطعات از نوع شکل‌پذیر است. محل بارگذاری با نقطه مرجع^۱ در مرکز سوراخ تعیین شده و با المان یک بعدی Beam به قطعه کار متصل شده است. همچنین محل قیدگذاری بوش‌ها با نقطه مرجع در مرکز بوش‌ها اعمال گردیده است.

¹ Reference Point

میان بازه تنش، تنش میانگین و عمر خستگی پیشنهاد شده‌اند که به ترتیب عبارتند از معادله تصحیح‌شده گودمن، معادله سهمی شکل گریب و معادله سودربرگ:

$$\frac{\sigma_m}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1 \quad (۴)$$

$$\frac{\sigma_m}{S_e} + \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (۵)$$

$$\frac{\sigma_m}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1 \quad (۶)$$

در این معادلات، S_e استحکام خستگی می‌باشد که در آزمون خستگی با تنش میانگین صفر محاسبه می‌شود، همچنین S_{ut} استحکام کششی و S_y استحکام تسلیم ماده است. از این روابط به دلیل عدم قطعیت بالا به‌طور محدود استفاده می‌شود.

۳- آزمون تجربی

۳-۱- طراحی و ساخت فیکسچر

عملکرد اصلی فیکسچر موقعیت‌دهی تکرارپذیر با دقت مناسب و نگهداری قطعه در طول آزمون خستگی است. همچنین فیکسچر وظیفه نگهداری جک بارگذاری را در موقعیت مناسب و صلب را دارد. در این راستا، فیکسچری مطابق ابعاد نقشه طراحی شد که قطعه با اتصالات استاندارد خودرو به آن و در نهایت به دستگاه خستگی متصل شود. در فرایند طراحی فیکسچر با توجه به ابعاد قطعه، بهینه‌سازی در زمینه افزایش فرکانس طبیعی انجام پذیرفت تا فرکانس تحریک بر عملکرد آزمون تأثیرگذار نباشد. همچنین فیکسچر باید قابلیت بارگذاری در جهت مناسب در صفحه X-Y را داشته باشد. هدف از طراحی فیکسچر پاسخگویی به نیازها و الزامات استاندارد PSA جهت استقراردهی طبق مثلثی می‌باشد. بدنه فیکسچر به دلیل ابعاد بزرگ و استحکام کافی از جنس St 52 انتخاب شد.

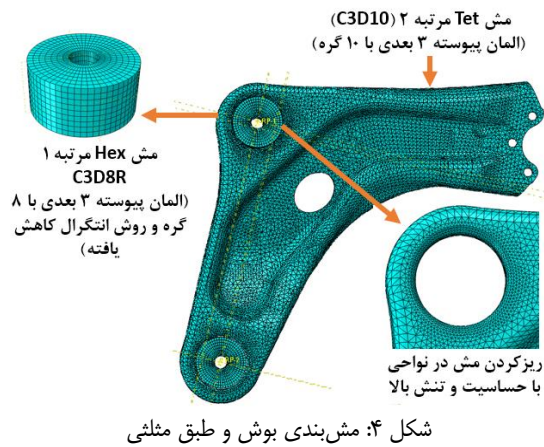
۳-۲- آزمون خستگی پرچرخه

از آنجاکه طبق مثلثی دارای نقش اساسی در سیستم تعلیق در خودرو است، باید به گونه‌ای طراحی و ساخته شود که دارای مقاومت به خستگی بالایی باشد. برای نیل به این هدف، آزمون خستگی مطابق استاندارد PSA بر روی این قطعه با استفاده از دستگاه سرو هیدرولیک سنتام با ظرفیت ۵۰ kN و با فرکانس ۸ هرتز انجام شد. همچنین از حسگر نیروسنج ۵۰ kN ساخت شرکت سنتام نیز استفاده شد. آزمون خستگی در صفحه محور X-Y و با زاویه ۴۵ درجه انجام شد (شکل ۵).

جهت تعیین نوع آزمون خستگی کم چرخه و پرچرخه می‌توان بیان کرد که خستگی ناشی از تغییر شکل‌های الاستیک را خستگی پر چرخه و خستگی‌های ناشی از تغییر شکل‌های پلاستیک را خستگی کم‌چرخه می‌نامند. عامل تعیین‌کننده در تعیین نوع خستگی، دامنه تنش اعمالی به قطعات می‌باشد، اما از آنجاکه محدوده تنشی که

دارند و در بین آنها المان‌های Hex سرعت همگرایی بالاتری دارند. همچنین کیفیت مش‌بندی یکی از پارامترهای مهم در تحلیل مسائل المان محدود می‌باشد و ایجاد مش با کیفیت مناسب باعث افزایش سرعت همگرایی و دقت مطلوب می‌شود. برای بررسی کیفیت شبکه‌بندی معیارهای مختلفی مانند Aspect ratio، Jacobian و warpage و ... وجود دارند که در صورت نیاز باید جهت بهبود کیفیت تغییراتی در تنظیمات مش انجام شود.

در مسئله حاضر جهت بهبود مش‌زنی از مش‌های Hex و در نواحی با شکل هندسی پیچیده از المان‌های Tet استفاده شد. المان‌های Hex، المان‌های سه‌بعدی مرتبه اول C3D8R با هشت گره و روش انتگرال‌گیری کاهش یافته می‌باشند. همچنین المان‌های Tet از نوع المان‌های مرتبه دوم C3D10 با ۱۰ گره هستند. مدل طبق و بوش مش‌بندی‌شده در شکل ۴ نشان داده شده است. از آنجاکه توزیع تنش در نواحی تداخل بوش با طبق مثلثی از اهمیت بالاتری برخوردار است از مش‌های ریزتری در این نواحی استفاده شد. در این شبیه‌سازی، مسئله در سه گام حل می‌شود. با توجه به نوع فرایند و تغییر شکل کم ماده از حلگر استاندارد استفاده شد. زمان حل مسئله در هر مرحله ۱ تعریف شده است.



به دلیل ماهیت استاتیکی مسئله و استفاده از حلگر استاتیکی، مقدار تغییرات نیرو نسبت به نیروی کل کم بوده که اگر تعداد المان‌ها از حدی فراتر رود تأثیر چندانی در نیروی کل فرایند نخواهد داشت و همچنین زمان تحلیل را افزایش می‌دهد. بر این اساس تعداد المان‌های بوش ۳۷۸۰ با ۴۸۰۰ گره و برای طبق مثلثی ۵۴۹۲ المان با ۱۰۰۷۱۴ گره تعیین شد. تغییرات ابعادی قطر بوش جهت بررسی تداخل به ترتیب ۵۶،۱۵، ۵۶،۲۲ و ۵۶،۳۰ میلی‌متر می‌باشد.

۳-۲- آزمون خستگی

نیروی اعمالی توسط ناهمواری‌های جاده باعث اعمال بارهای خستگی به طبق می‌شود. معادلات تجربی زیادی برای بیان رابطه

جهت انجام آزمون‌های خستگی و یافتن نیروی شکست قطعه از آزمون پلکانی استفاده شد. در این روش در اولین مرحله آزمون با بارگذاری مقدار اولیه به صورت $1Fn = \pm N$ شروع می‌شود. در هر مرحله قطعه تا 3×10^5 سیکل بارگذاری می‌شود. در صورتی که عدم مشاهده شکست و یا ترک در قطعه، نیرو به مقدار ۱۰ درصد افزایش می‌یابد و سپس دوباره آزمون تکرار می‌شود. زمانیکه شکستی در قطعه اتفاق بیفتد و یا این که ترک در قطعه مشاهده شود، این آزمون به اتمام می‌رسد. این آزمون تنها یک بار و بر روی هر قطعه با مقدار انطباق مشخص بوش با سوراخ طبق مثلی انجام می‌شود و در نهایت مقدار عمر خستگی برای سه نمونه با مقدار با مقدار انطباق‌های متفاوت با یکدیگر مقایسه می‌شود.

اساس آزمون پلکانی، تئوری جمع آثار خستگی معادله (۷) می‌باشد که برای تکرارپذیر بودن آزمایش، بار اعمالی را معادل بارگذاری در یک میلیون سیکل قرار خواهیم داد [۱۶].

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = C \quad (7)$$

n_i تعداد سیکل تکرار بارگذاری قطعه و N_i تعداد سیکلی که قطعه می‌توانست بدون تغییر در بارگذاری طی کند. در این رابطه $0.7 \leq C \leq 2$ می‌باشد که برای محاسبات $C=1$ در نظر گرفته شد. در نهایت با استفاده از معادله ۸، S_f نیروی معادل در یک میلیون سیکل محاسبه شد.

$$S_f = aN^b \quad (8)$$

در معادله‌ی بالا ضرایب a و b از معادلات ۶ و ۷ به دست خواهند آمد که S_{ut} استحکام نهایی، S_e استحکام حد دوام و f ضریب استحکام خستگی می‌باشد.

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e} \quad (9)$$

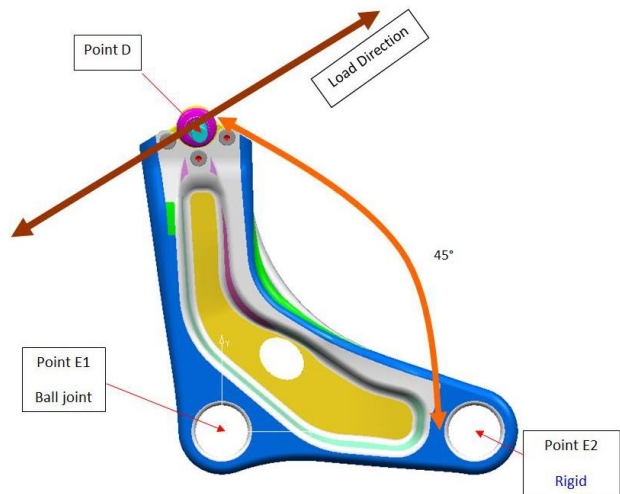
$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{fS_{ut}}{S_e}\right) \quad (10)$$

۴- بحث بر روی نتایج

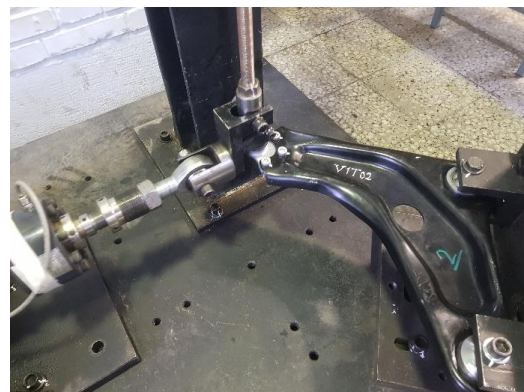
۴-۱- شبیه‌سازی المان محدود

در مرحله اول شبیه‌سازی المان محدود با اعمال انطباق تداخلی بین بوش و طبق مثلی، توزیع تنش به صورت پیش‌بار بر روی قطعه مشاهده شد. سپس در مرحله دوم و سوم به ترتیب نیروی کششی و فشاری بر روی قطعه اعمال شد. بر اساس نتایج شبیه‌سازی المان محدود مشاهده شد که در هر سه مرحله بیشترین توزیع و تغییرات تنش در ناحیه اطراف E1 اتفاق افتاده است (شکل ۵). در شکل ۷، قطعه با تداخل ۰٫۱۵ میلی‌متر و اعمال نیروی کششی نشان داده شده است که ناحیه با بیشترین حساسیت در اطراف محل اتصال بوش و طبق مثلی است. بنابراین جهت بررسی استحکام خستگی دو نقطه از این ناحیه انتخاب شد و به ترتیب مقادیر کمترین و بیشترین تنش‌ها اندازه‌گیری شد (شکل ۷).

قطعات را از حالت الاستیک به پلاستیک وارد می‌کند متفاوت است بنابراین معیار تعیین‌کننده ناحیه خستگی کم چرخه و پرچرخه را تعداد سیکل 10^3 در نظر می‌گیرند. در نتیجه با توجه به محدوده نیروها و سیکل‌های بارگذاری می‌توان بیان کرد که آزمون‌های انجام‌گرفته در این پژوهش در ناحیه پرچرخه قرار خواهد داشت. فیکسچر و نحوه مونتاژ قطعه بر روی فیکسچر در شکل ۶ نشان داده شده است.

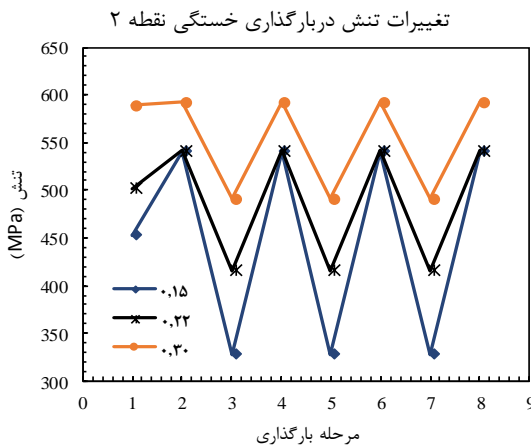
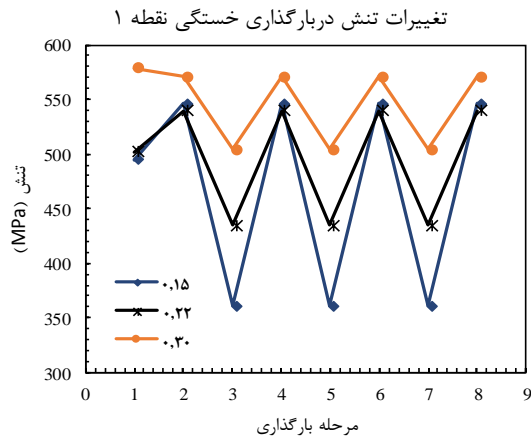


شکل ۵: جهت بارگذاری و شرایط مرزی در اتصالات طبق مثلی



شکل ۶: فیکسچر و طبق مثلی نصب‌شده بر روی دستگاه ستام

در شکل ۸ مقادیر تغییرات نیرویی در شرایط بارگذاری خستگی برای هر نقطه با مقادیر انطباق مشخص نشان داده شده است.

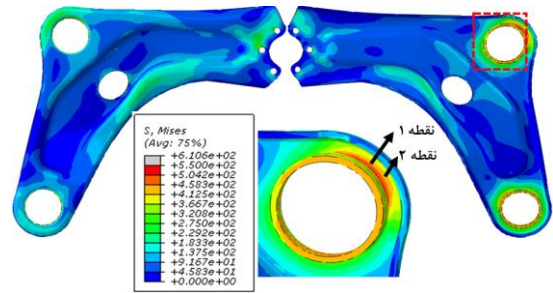


شکل ۸: مقادیر تغییرات نیرویی در شرایط بارگذاری خستگی برای نقاط ۱ و ۲ در شرایط انطباقی مختلف

بر اساس تعیین تغییرات نیرویی نشان داده شده در شکل ۸ می توان مقادیر تنش میانگین σ_m و دامنه تنش σ_a را از روابط ۱ و ۲ محاسبه کرد و از روابط ۴ و ۵ و ضرایب ایمنی مطابق معیارهای گودمن و گریب را به صورت مقایسه ای محاسبه و نشان داد که عملکرد کدام انطباق در بارگذاری خستگی مناسب تر است. در جدول ۳ نتایج محاسبات ضریب ایمنی عملکرد گودمن و گریب ارائه شده است.

جدول ۳: ضرایب عملکرد ایمن طبق مثلثی خودرو در بارگذاری های خستگی جاده مطابق معیارهای گودمن و گریب

نقطه	لقی انطباق	σ_a (MPa)	σ_m (MPa)	ضریب ایمنی گریب	ضریب ایمنی گودمن
۱	۰,۱۵	۹۳	۴۵۴	۱,۱۲	۰,۸۹
	۰,۲۲	۵۳	۴۸۸	۱,۱۶	۰,۹۸
	۰,۳۰	۳۳	۵۳۸	۱,۰۸	۰,۹۶
۲	۰,۱۵	۱۰۷	۴۳۴	۱,۱۱	۰,۸۸
	۰,۲۲	۶۳	۴۷۹	۱,۱۵	۰,۹۵
	۰,۳۰	۵۱	۵۴۲	۱,۰۵	۰,۹۰



شکل ۷: شبیه سازی المان محدود طبق مثلثی با تداخل ۰,۱۵ میلی متر

برای بررسی وضعیت نیروهای خستگی نیاز است که مقدار تغییرات نیروها در نقاط ۱ و ۲ در سه مرحله شامل الف- اعمال شرایط تداخل بوش با طبق مثلثی (مرحله ۱)، ب- اعمال نیروی کششی (مرحله ۲)، ج- اعمال نیروی فشاری (مرحله ۳) بررسی شود. در جدول ۲ مقادیر این تغییرات در سه انطباق با اندازه های ۵۶,۱۵، ۵۶,۲۲ و ۵۶,۳۰ میلی متر اندازه گیری شد (اندازه نامی سوارخ طبق مثلثی ۵۶ میلی متر است و با تغییرات اندازه بوش مقدار انطباق تداخلی به ترتیب ۰,۱۵، ۰,۲۲ و ۰,۳۰ میلی متر به دست می آید).

جدول ۲: نتایج شبیه سازی المان محدود در بارگذاری نوسانی انطباق تداخلی ۰,۱۵ میلی متر

مرحله ۱ (پیش بار)	مرحله ۲ (کشش)	مرحله ۳ (فشار)
نقطه ۱: ۴۹۵ MPa	نقطه ۲: ۵۴۶ MPa	نقطه ۳: ۳۶۱ MPa
نقطه ۱: ۴۵۲ MPa	نقطه ۲: ۵۴۱ MPa	نقطه ۳: ۳۲۸ MPa

انطباق تداخلی ۰,۲۲ میلی متر		
مرحله ۱ (پیش بار)	مرحله ۲ (کشش)	مرحله ۳ (فشار)
نقطه ۱: ۴۳۵ MPa	نقطه ۲: ۵۴۰ MPa	نقطه ۳: ۵۰۲ MPa
نقطه ۱: ۴۱۶ MPa	نقطه ۲: ۵۴۲ MPa	نقطه ۳: ۵۰۲ MPa

انطباق تداخلی ۰,۳۰ میلی متر		
مرحله ۱ (پیش بار)	مرحله ۲ (کشش)	مرحله ۳ (فشار)
نقطه ۱: ۵۰۴ MPa	نقطه ۲: ۵۷۱ MPa	نقطه ۳: ۵۷۹ MPa
نقطه ۱: ۴۹۱ MPa	نقطه ۲: ۵۹۲ MPa	نقطه ۳: ۵۸۹ MPa

بارگذاری میانی با بالاترین ضریب عملکرد ایمن مطابق معیارهای گودمن و برگر است (جدول ۳). بنابراین جهت تخمین شرایط بارگذاری در قطعات دیگر و کاهش زمان سایر آزمون‌های ابتدا قطعه T01 با مقدار اندازه لقی ۰,۲۲ میلی‌متر مورد بررسی قرار گرفت و مطابق آن نقطه شروع سایر آزمون‌ها انتخاب شد. نیروی شروع آزمون معادل ۱,۱۲ برابر نیروی بارگذاری در خودرو که معادل ۴۶۹ daN بود به صورت کششی و فشاری بر روی قطعه اعمال شد. بر اساس روش آزمون خستگی پلکانی پس از عدم شکست قطعه تا عمر 3×10^5 جهت کاهش زمان آزمون مقادیر نیروها مطابق جدول ۴ افزایش پیدا کرد. در نهایت طبق مثلثی در بارگذاری $1Fn = \pm 701$ daN در سیکل ۲۹۲۰۰۰ از ناحیه نشان داده شده در شکل ۹ دچار شکست شد. نتایج این آزمون در جدول ۴ و شکل ۹ ارائه شده است. معیار خرابی قطعات ترک و یا شکست می‌باشد.

جدول ۴: بارگذاری و عمر خستگی قطعه T01 با انطباق ۰,۲۲ mm

بارگذاری	نیروی بارگذاری (daN)	تعداد سیکل	وضعیت
سطح ۱	$F^* = 1.12 \times F = 524$	۳۰۰۰۰۰	عدم شکست
سطح ۲	$F^* = 1.35 \times F = 631$	۳۰۰۰۰۰	عدم شکست
سطح ۳	$F^* = 1.40 \times F = 655$	۳۰۰۰۰۰	عدم شکست
سطح ۴	$F^* = 1.49 \times F = 701$	۲۹۲۰۰۰	شکست



شکل ۹: ناحیه شکست در قطعه T01

با توجه به این که مقدار افزایش سطح بارگذاری‌ها تا چهار مرحله با توجه به این که مقدار افزایش سطح بارگذاری‌ها تا چهار مرحله $(F^* = \pm 1.49 \times F)$ در قطعه T01 زیاد بوده است بر این اساس جهت کاهش زمان آزمون بعدی، مقدار نیروی اولیه بارگذاری بر روی قطعه T02 با لقی ۰,۱۵ میلی‌متر به مقدار ۱,۲۶ انتخاب شد. نتایج این آزمون در جدول ۵ و شکل ۱۰ ارائه شده است.

جدول ۵: بارگذاری و عمر خستگی قطعه T02 با انطباق ۰,۱۵ mm

بارگذاری	نیروی بارگذاری (daN)	تعداد سیکل	وضعیت
سطح ۱	$F^* = 1.26 \times F = 591$	۳۰۰۰۰۰	عدم شکست
سطح ۲	$F^* = 1.30 \times F = 610$	۱۹۲۸۰۰	شکست

مطابق بررسی انجام شده در نتایج شبیه‌سازی المان محدود در بارگذاری خستگی طبق مثلثی و محاسبه ضرایب ایمنی گودمن و گربر نشان داده شد که عمر خستگی انطباق ۰,۲۲ میلی‌متر نسبت به سایر انطباقات بیشتر است.

۴-۲- آزمون خستگی پلکانی

ترک‌های خستگی در نواحی از قطعه که بیشترین تغییرات تنش وجود دارد، آغاز و گسترش می‌یابد که در اولین مرحله برای درک ناحیه با بیشترین تغییرات تنش از شبیه‌سازی المان محدود استفاده شد. اما قطعات در شرایط واقعی دارای مواد با ساختاری ایده‌آل نیستند و عیوب ساختاری در آنها سبب تمرکز تنش و ایجاد ناحیه تغییر شکل پلاستیک موضعی و ترک خستگی می‌شود. در مقیاس میکروسکوپی مهمترین ویژگی فرایند خستگی شکل‌گیری یک یا چند ترک تحت تأثیر بارهای نوسانی است که در باندهای لغزشی یا در مرز دانه‌ها ایجاد می‌شود.

به طور کلی عمر خستگی هر نمونه شامل چرخه‌های بارگذاری مورد نیاز برای ایجاد خرابی می‌باشد که این چرخه‌ها تابعی از متغیرهای مختلف هستند که شامل سطح تنش، حالت تنش، شکل موج، محیط و وضعیت متالورژیکی ماده است. بنابراین تغییرات کوچک در نمونه و یا شرایط آزمایش می‌تواند به طور قابل‌توجهی بر رفتار خستگی تأثیر بگذارد و پیش‌بینی عمر خستگی را دشوار سازد. از آنجاکه انجام آزمون‌ها در ابعاد و شرایط واقعی دارای دشواری‌هایی می‌باشد، آزمایش‌های تجربی با نمونه‌های استاندارد برای درک رفتار خستگی مناسب است. اما طراح ممکن است جهت درک بهتر اثر هندسه قطعه و ... به آزمون‌های تجربی در ابعاد اصلی نمونه و شرایط کارکرد واقعی بیش از ارزیابی آزمایشگاهی نمونه‌های تست مکانیکی اعتماد کند. بنابراین در این مطالعه تلاش به بررسی قطعه در ابعاد اصلی و شرایط کارکرد مشابه خودرو پرداخته شد.

در این راستا جهت بررسی استحکام خستگی طبق‌های مثلثی با اندازه لقی‌های مختلف در اتصال انطباقی بوش‌ها از روش خستگی پلکانی استفاده شد. دلیل استفاده از روش پلکانی مقایسه عملکرد خستگی قطعات با حداقل چرخه بارگذاری تا نقطه شکست می‌باشد. زیرا در این آزمون امکان این وجود دارد که در یک بارگذاری مشخص قطعات تا یک میلیون سیکل دچار خرابی و شکست نشود (عمر بی‌نهایت داشته باشد) که در نهایت هیچ‌گونه نتیجه‌گیری از عملکرد قطعات نسبت به یکدیگر را ارائه نخواهند داد و همچنین زمان و هزینه آزمون‌ها را افزایش می‌دهد. بنابراین در این آزمون سه قطعه با شرایط انطباقی مختلف به صورت مقایسه‌ای مورد بررسی قرار گرفت. نیروی خستگی که در خودرو به این قطعه وارد می‌شود در محدوده ۴۶۹ daN کششی و فشاری قرار دارد. در آزمون خستگی فرکانس بارگذاری ۸ هرتز بوده است.

با توجه به نتایج حاصل از بارگذاری‌های انجام شده در شبیه‌سازی المان محدود در شکل ۸، قطعه با مقدار اندازه لقی ۰,۲۲ میلی‌متر دارای شرایط

در آزمون خستگی پرچرخه مشاهده شد که تمامی قطعات از ناحیه مشابهی دچار شکست می‌شوند. همچنین جهت رشد ترک در تمامی قطعات از لبه قطعه به سمت محل اتصال بوش می‌باشد. بنابراین می‌توان ناحیه متأثر از تنش‌های سیکلی و محل مستعد برای شروع ترک را تشخیص داد و در صورت پایین بودن حد دوام خستگی، استحکام این ناحیه را پس از عارضه‌یابی با فرایندهایی مانند شات‌بلاست و یا حذف ترک‌های احتمالی ناشی از برش بهبود بخشید. همچنین جهت صحت‌سنجی مناسب تولید پارامترهای کنترلی دقیق‌تری جهت اندازه‌گیری ابعادی قطعات با گیج‌های برو-نرو و یا احتمال وجود ترک با روش‌های غیرمخرب را به فرایندهای کنترل کیفی اضافه نمود.

بنابراین پس از انجام آزمون‌های خستگی پرچرخه، حد دوام هر یک از طبق‌های مثلثی محاسبه شد که برای نمونه‌های T01، T02 و T03 به ترتیب معادل ۱،۴۱، ۱،۱۷ و ۱،۱۷ برابر نیروی اعمالی در خودرو به دست آمد. نتایج نشان داد که قطعه T01 با مقدار انطباق ۰،۲۲ میلی‌متر (مقدار تداخل متوسط نسبت به سایر اتصالات‌ها) عملکرد ایمنی‌تری دارد. همچنین با محاسبه مقادیر ضرایب ایمنی گودمن و برگر در شبیه‌سازی المان محدود نیز بیشترین ضریب اطمینان برای قطعه T01 تخمین زده شد که با نتایج آزمون تجربی منطبق بود. از این رو می‌توان بیان نمود که مقدار تنش ناشی از انطباق بر عملکرد خستگی قطعه مؤثر است و جهت بهبود حد دوام خستگی قطعات در اتصالات انطباقی می‌توان مقدار تداخل بهینه‌ای را متصور شد که با نتایج مراجع [۷-۴] نیز کاملاً مطابقت دارد.

جهت توضیح علت این پدیده از نتایج شبیه‌سازی المان محدود می‌توان استنباط کرد که با افزایش مقدار تداخل قطعات در مونتاژ پرسی مقدار تنش میانگین افزایش و مقدار تنش نوسانی کاهش می‌یابد، اما تنها با کاهش مقدار تنش نوسانی حد دوام خستگی قطعات بهبود نمی‌یابد و یک مقدار بهینه‌ای بین اندازه لقی (نسبت مشخصی از تنش میانگین و تنش نوسانی) و حد دوام خستگی وجود دارد.

تذکر:

- نتایج تجربی تنها بر اساس یک نمونه قطعه برای هر انطباق انجام شده است و می‌تواند در نتایج انحراف وجود داشته باشد.
- به دلیل عدم اطلاع دقیق از مشخصات مواد، نتایج تخمینی و مقایسه‌ای است و نباید به مقادیر دقیق اعداد در شبیه‌سازی المان محدود استناد کرد.

۵- نتیجه‌گیری

در این پژوهش با توجه به اهمیت حد دوام خستگی در اتصالات حساس خودرو تلاش به بررسی اثر اندازه لقی در اتصال انطباقی بوش با طبق مثلثی به روش آزمون خستگی پلکانی و شبیه‌سازی المان



شکل ۱۰: ناحیه شکست در قطعه T02

با توجه به نتایج آزمون T02 و نتایج شبیه‌سازی المان محدود در شکل ۸ و جدول ۳ این‌گونه استنباط می‌شود که با کاهش دامنه تنش در قطعه T03 با انطباق ۰،۳۰ میلی‌متر باید عمر قطعه افزایش یابد اما با افزایش مقدار تنش میانگین (σ_m) ضریب ایمنی گودمن و برگر نسبت به سایر قطعات کاهش یافته است که استحکام خستگی پایین‌تری را نسبت به سایر قطعات پیش‌بینی می‌کند. بنابراین مقدار تنش اولیه برای شروع آزمون خستگی برای قطعه T03 در محدوده پاینتری نسبت به قطعه T02 (از ۱،۲۶ به ۱،۲) در نظر گرفته شد. در جدول ۶ و شکل ۱۱ نتایج حاصل از آزمون خستگی قطعه T03 با مقدار انطباق ۰،۳۰ میلی‌متر ارائه شده است.

جدول ۶: بارگذاری و عمر خستگی قطعه T03 با انطباق ۰،۳۰ mm

بارگذاری	نیروی بارگذاری (daN)	تعداد سیکل	وضعیت
سطح ۱	$F^*=1.2 \times F=563$	۳۰۰۰۰۰	عدم شکست
سطح ۲	$F^*=1.30 \times F=610$	۲۸۲۱۲۰	شکست



شکل ۱۱: ناحیه شکست در قطعه T03

N تعداد سیکل بدون تغییر در بارگذاری
 R نسبت تنش

علائم یونانی

f ضریب استحکام خستگی
 σ_m تنش میانگین، MPa
 σ_a دامنه تنش در هر نیم سیکل، MPa
 σ_{max} حداکثر تنش، MPa
 σ_{min} حداقل تنش، MPa

زیرنویس‌ها

i شماره‌دهنده

مراجع و منابع

- [۱] رحمت الله قاجار و محسن قاجار، مکانیک شکست و خستگی، ویرایش دوم، دانشگاه صنعتی خواجه‌نصیرالدین طوسی، ۱۴۰۰
- [2] T.N. Chakherlou, M. Mirzajanzadeh, J. Vogwell, Experimental and numerical investigations into the effect of an interference fit on the fatigue life of double shear lap joints, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 16(7), pp. 2066-2080, 2009
- [3] G. Valtinat, I. Hadrych, H. Huhn, strengthening of riveted and bolted steel constructions under fatigue loading by preloaded fasteners-experimental and theoretical investigations, *Connections in Steel Structures IV*, pp. 464-473, 2000
- [4] T.N. Chakherlou, M. Mirzajanzadeh, B. Abazadeh, K. Saeedi, an investigation about interference fit effect on improving fatigue life of a holed single plate in joints, *European Journal of Mechanics-A/Solids*, Vol. 29(4), pp. 675-682, 2010
- [5] M.A. Brown, J.L. Evans, Fatigue life variability due to variations in interference fit of steel bushings in 7075-T651 aluminum lugs, *International Journal of Fatigue*, Vol. 44, pp.177-187, 2012
- [6] M. Ofsthun, when fatigue quality enhancers do not enhance fatigue quality, *International Journal of Fatigue*, Vol. 25(9-11), pp.1223-1228, 2003
- [7] A. Buch, Fatigue and fretting of pin-lug joints with and without interference fit, *Wear*, Vol.43(1), pp.9-16, 1977
- [8] R. Wardlaw, M. Shultz, D.J. Reddy, Fatigue strength improvement of helicopter steel and titanium lugs with the ForceMate process: analytical prediction versus test results, In *Proceedings of 67th American Helicopter Society International Annual Forum*, 2011
- [9] K.A. Zakaria, S. Abdullah, M.J. Ghazali, M.Z. Nuawi, M.M. Padzi, Fatigue damage assessment of the engine mount bracket using a statistical based

محدود شده است. در این راستا فیکسچر متناسب با ابعاد قطعه و دستگاه آزمون خستگی طراحی و ساخته شد. همچنین شبیه‌سازی المان محدود اتصال بوش و طبق مثلثی با در نظر گرفتن مقادیر انطباق‌های متفاوت (اختلاف اندازه بوش با سوراخ طبق مثلثی) انجام شد و بر اساس معیارهای گربر و گودمن بررسی شد. سپس جهت صحت‌گذاری نتایج شبیه‌سازی آزمون خستگی به روش پلکانی انجام شد. نتایج تجربی نشان داد که حد دوام برای قطعات T01، T02 و T03 با مقادیر تداخل ۰٫۲۲، ۰٫۱۵ و ۰٫۳۰ میلی‌متر به ترتیب معادل ۱٫۴۱، ۱٫۱۷ و ۱٫۱۷ برابر نیروی اعمالی در خودرو است. همچنین میانگین ضریب ایمنی گربر که از نتایج شبیه‌سازی المان محدود محاسبه شد به ترتیب معادل ۱٫۱۶، ۱٫۱۲ و ۱٫۰۷ می‌باشد. به علاوه نتایج شبیه‌سازی المان محدود نشان داد که با افزایش مقدار تداخل قطعات در مونتاژ پرسی مقدار تنش میانگین σ_m افزایش و مقدار تنش نوسانی σ_a کاهش می‌یابد. اما با محاسبه مقادیر ضرایب ایمنی گودمن و گربر در شبیه‌سازی المان مشاهده شد که تنها با کاهش مقدار تنش نوسانی حد دوام خستگی قطعات بهبود نخواهد یافت و یک مقدار بهینه بین اندازه لقی (نسبت مشخصی از تنش میانگین و تنش نوسانی) و حد دوام خستگی وجود دارد. با توجه به نتایج حاصل از محاسبات گودمن و گربر از شبیه‌سازی المان محدود بیشترین ضریب اطمینان برای قطعه T01 با تداخل ۰٫۲۲ میلی‌متر تخمین زده شد که با نتایج آزمون تجربی نیز منطبق بود. بنابراین می‌توان بیان کرد که با مشخص کردن تolerانس ابعادی و هندسی مناسب سوراخ و بوش و تعیین روش تولید مناسب جهت دستیابی به تولید تکرارپذیر می‌توان با بهبود مقدار اندازه لقی قطعات در مونتاژ پرسی حد دوام خستگی قطعات را به صورت مؤثری بهبود داد که با نتایج مراجع [۷-۴] نیز مطابقت داشت. همچنین پیشنهاد می‌شود با توجه به تأثیر مستقیم این پارامتر بر روی عمر قطعه، ایستگاه کنترلی مناسب جهت بررسی و کنترل صددرصدی قطعات با استفاده از گیج‌های برو-نرو صورت گیرد.

تشکر و قدردانی

نویسندگان این مقاله، مراتب تشکر و قدردانی خود را از شرکت توسعه قوای محرکه دینا به دلیل حمایت از این پژوهش اعلام می‌دارند.

فهرست علائم

a ثابت استحکام خستگی
 b ثابت استحکام خستگی
 Se استحکام حد دوام، MPa
 Sut استحکام نهایی، MPa
 Sy استحکام تسلیم، MPa
 n تعداد سیکل تکرار بارگذاری

- [13] Deshmukh M, Sontakke KR. Analysis and Optimization of Engine Mounting Bracket. *Int J Sci Eng Res*, Vol. 3, pp. 131-136, 2015
- [14] H.S. Thrilok, H. Ali, Using Finite Element Analysis to Study the Static Structural and Fatigue Life of Engine Mounting Bracket. *International Journal of Engineering and Management Research (IJEMR)*, Vol. 5(3), pp. 370-373, 2015
- [15] S.V. Hosseini, S. Moradi Kellardeh, M. Heidari, H. Parvaz, Improvement of Fatigue Life and Dynamic Strength of an Engine Mounting Bracket Using Experimental and Numerical Approaches. *Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering*, pp. 1-15, 2021
- [16] O.H. Basquin, The exponential law of endurance tests, *proceedings of the ASTM*, 30, 625, 1919.
- approach. In *Advanced Materials Research*, Vol. 197, pp.1631-1635, 2011
- [10] S. Vinchurkar, P.M. Khanwalkar, A Review on Optimization of Engine Mounting Bracket, *International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT)*, Vol. 35, pp. 47-49, 2016
- [11] Narayanan G, Rezaei K, Nackenhorst U. Fatigue life estimation of aero engine mount structure using Monte Carlo simulation. *Int J Fatigue*, Vol. 83, pp. 53-58, 2016
- [12] H.S. T, Mohsin AHM. Using Finite Element Analysis to Study the Static Structural and Fatigue Life of Engine Mounting Bracket. *Int J Eng Manag Res*, Vol. 5, pp. 370-373, 2015



An investigation on the effect of interference clearance of bushing on fatigue strength in triangle suspension

Sh. Moradi Kellardeh¹, S. V. Hosseini^{2*}, M. Heidari³, H. parvaz⁴

¹ M.Sc., Faculty of Mechanical Engineering, Shahrood University of Technology, Moradi.sh702@gmail.com

² Assistance Professor, Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering, Shahrood University of Technology, V_hosseini@shahroodut.ac.ir

³ Assistance Professor, Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering, Shahrood University of Technology, Heidari@shahroodut.ac.ir

⁴ Assistance Professor, Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering, Shahrood University of Technology, H.parvaz@shahroodut.ac.ir

*Corresponding Author

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 04 February 2022

Accepted: 19 May 2022

Keywords:

Crack Propagation

Fatigue Test

Finite Element

Interference Fit

ABSTRACT

Today, cars play an important role in people's daily lives. Therefore, ensuring the safe operation of car parts and their connections that are affected by high oscillating stresses is very important. since considering the fatigue strength is the requirement to make sure the quality and safety of the cars. Due to this reason, in this paper, the interference fit of the bushing in Triangle suspension was evaluated using a stair case fatigue test and finite element simulation. The finite element simulation of the different interference fit was performed and evaluated according to Gerber and Goodman criteria. Experimental results showed that the durability life for parts with an interference fit of 0.22, 0.15, and 0.30 mm is equal to 1.41, 1.17, and 1.17 times the applied force in the vehicle. Also, the average Gerber safety coefficient calculated from the finite element simulation results is 1.16, 1.12, and 1.07, respectively. According to Goodman and Gerber, the highest reliability interference of 0.22 mm was estimated, which was also consistent with the results of the experimental test. Therefore, it can be said that with small changes in the amount of interference fit of parts in the joints, the fatigue life of the parts can be effectively improved, which is completely consistent with the results of the references.

