

تحلیل دینامیکی دیسک سرامیکی و لنت ترمز یک خودرو با استفاده از روش اجزاء محدود

نواب غلامی^۱، احمد افسری^{۲*}، سید محمد رضا ناظم السادات^۳، داود هاشمی شیری^۴

۱- کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، واحد شیراز، دانشگاه آزاد اسلامی، شیراز، ایران

۲- دانشیار گروه مهندسی مکانیک، واحد شیراز، دانشگاه آزاد اسلامی، شیراز، ایران

۳- استادیار گروه مهندسی مکانیک، واحد شیراز، دانشگاه آزاد اسلامی، شیراز، ایران

۴- کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، واحد شیراز، دانشگاه آزاد اسلامی، شیراز، ایران

*Ah.Afsari1338@iau.ac.ir

ارسال: آبان ماه ۱۴۰۱ پذیرش: آذر ماه ۱۴۰۱

چکیده

در خودروها، سیستم ترمز جزء سیستم‌هایی می‌باشد که مستقیماً با مبحث ایمنی سروکار دارد و در نتیجه توجه به این مورد از اهمیت بسزایی برخوردار می‌باشد. به مرور زمان با توسعه وسایل نقلیه، توسعه سیستم‌های ترمزی از نظر ایمنی و عملکردی در اولویت بوده و متناسب با مشکلات در هر مقطع، پژوهشگران به تحقیق و پژوهش در این زمینه پرداخته‌اند. ترمزهای دیسکی جزء انواع ترمزهای نصب شده بر روی خودروها می‌باشند که اجزاء تشکیل دهنده آن‌ها از مواد مختلف جهت بهبود عمل ترمزگیری ساخته می‌شوند. یکی از مواد سازنده دیسک و لنت ترمز در ترمزهای دیسکی، ماده سرامیکی می‌باشد. ساختار صفحات دیسک سرامیکی به راحتی قادر به انجام وظایف خود تا دمای ۸۰۰ درجه سانتیگراد می‌باشند و این به لطف فرآیند عمل‌آوری الیاف کربن است که قبلاً در اتومبیل‌های فرمول یک با موفقیت انجام شده و در حال حاضر وارد دنیای خودروهای غیر مسابقه‌ای شده است. در این پژوهش هدف، شبیه‌سازی آنالیز تنش دیسک ترمز سرامیکی در طی عمل ترمزگیری به روش اجزاء محدود می‌باشد. در حال حاضر از دیسک ترمز معمولی در خودرو پژو ۲۰۶ (ساخت داخلی) استفاده می‌شود که دارای بازدهی پایینی از نظر عمر، سایش و غیره می‌باشد. بنابراین در این پژوهش با توجه به تولید قابل ملاحظه خودرو پژو ۲۰۶ در داخل کشور، دیسک و لنت ترمز این خودرو انتخاب شده است که ابتدا توسط نرم افزار کتیا مدل‌سازی گردید و پس از انتقال مدل به نرم افزار آباکوس و تعریف جنس‌های سرامیک و چدن، به روش اجزاء محدود مورد تحلیل قرار گرفت. نتایج تحلیل دیسک و لنت ترمز سرامیکی پژو ۲۰۶ با دیسک‌های رایج (چدنی) در این خودرو مورد مقایسه قرار گرفت. نتایج نشان داد که ماکزیمم تنش فون میسز در دیسک سرامیکی ۲۶۰/۷ مگاپاسکال می‌باشد؛ درحالی‌که ماکزیمم تنش فون میسز در دیسک چدنی ۲۹۳/۳ مگاپاسکال به دست آمد. همچنین نتایج نشان داد که دیسک سرامیکی از ضریب اطمینان بالاتری (۱/۹۸) نسبت به دیسک چدنی (۱/۴۵) برخوردار است.

کلمات کلیدی: دیسک ترمز، لنت، مواد سرامیکی، مدل‌سازی، اجزاء محدود.

۱- مقدمه

سیستم ترمز برای کاهش سرعت، متوقف نمودن و حفظ وضعیت سکون خودرو مورد استفاده قرار می‌گیرد. این سیستم با تبدیل انرژی جنبشی خودروی در حال حرکت به گرما از طریق نیروی اصطکاکی که در ترمز چرخ‌های در حال گردش خودرو تولید می‌شود، باعث کاهش سرعت خودرو یا توقف کامل آن می‌گردد. ترمز به عنوان حیاتی‌ترین سیستم ایمنی در خودروها وظیفه

مهمی بر عهده دارد به همین دلیل از گذشته تا به حال همواره شاهد پیشرفت، تکامل و ظهور نوآوری های متنوع در سیستم های ترمز خودرو حاصل شده است. امروزه بر خلاف گذشته ترمزها تنها وظیفه کاهش سرعت و متوقف کردن خودرو را برعهده ندارند بلکه در فرمان پذیری خودرو نیز نقش بسیار مهمی را ایفا می کنند. حال سوالی که در اینجا مطرح میشود که چگونه باید سیستم ترمز گیری در خودروها را بهبود بخشید و آیا مواد سازنده قطعات سیستم ترمز در خودروها تاثیری در بهبود آنها دارد که در جواب این پرسش ها کارشناسان و محققان فعال در این زمینه معتقدند که می توان با استفاده از مواد نوین در ساخت قطعاتی چون لنت و دیسک ترمز باعث بهبود در ترمز گیری و در نتیجه افزایش ایمنی خودرو گردید. از جمله موادی که در ساخت لنت و دیسک ترمزهای خودروهای مدرن استفاده می گردد سرامیک ها می باشند که به دلیل انتقال حرارت بهتر نسبت به چدن و همچنین ضریب اصطکاک بیشتر قدرت ترمز گیری در خودروها را بهبود می بخشند و باعث افزایش طول عمر آنها نیز می گردد [۱].

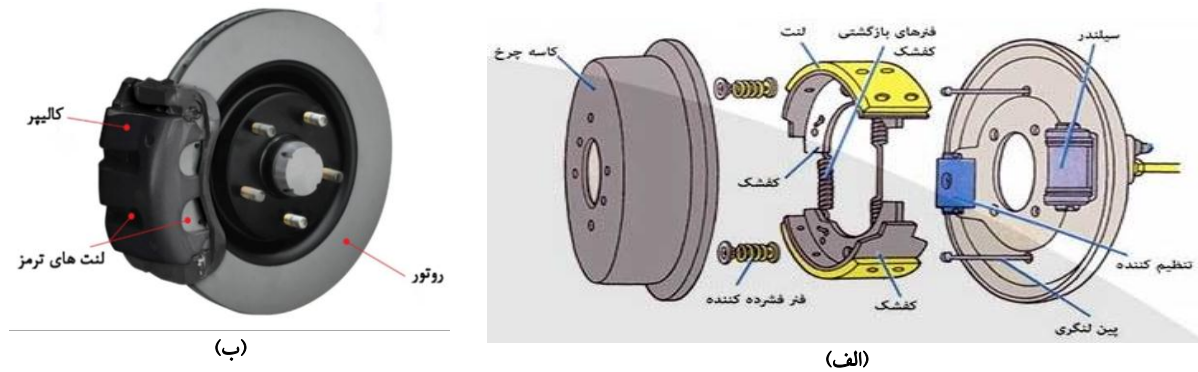
از لحاظ ساختاری می توان سیستم ترمزی نصب شده در خودرو را به سه دسته کلی ترمزهای سیمی، ترمزهای هیدرولیکی، و ترمزهای پنوماتیکی تقسیم کرد.

ترمز دستی که به ترمز پارک نیز معروف است جزء ترمز های سیمی محسوب می شود. از ترمز دستی برای ثابت نگه داشتن خودرو متوقف شده به کار می رود. در این حالت موتور ممکن است روشن و یا خاموش باشد. ترمز دستی باید از قدرت لازم برای ساکن نگه داشتن خودرو برخوردار باشد و همچنین باید قادر باشد خودرو را در شیبی با زاویه ۳۰ درجه ساکن نگه دارد.

ترمز هیدرولیکی یک سیستم هیدرولیکی می باشد که نیروی پدال ترمز را به چرخ ها منتقل می کند. اجزای سیستم ترمز هیدرولیکی عبارت اند از: سیلندر اصلی، بوستر، شیر ترکیبی، سیلندرهای چرخ و مکانیزم های عمل کننده بر روی چرخ ها.

سیستم های ترمز پنوماتیکی ابتدا در صنعت راه آهن ایالات متحده آمریکا و توسط جرج وستینگ هاوس در سال ۱۸۶۹ معرفی گردید [۲]. بعدها در کامیون ها اتوبوس ها و حتی کامیون های سبک مورد استفاده قرار گرفت. عملکرد ترمز پنوماتیکی بدین گونه است که انتهای کفشک های ترمز به قطعه ای S شکل متصل هستند در هنگام ترمز گیری هوای فشرده وارد محفظه هوا شده و میله انتقال را حرکت داده و باعث چرخش قطعه S شکل می شود و کفشک ها حرکت کرده و به کاسه چرخ تماس پیدا می کند و باعث کاهش سرعت و در نهایت متوقف شدن چرخ ها می گردد [۳].

ترمز بر اساس مکانیزم های عمل کننده بر روی چرخ به دو دسته شامل مکانیزم کاسه ای و مکانیزم دیسکی تقسیم می شود. در ترمزهای کاسه ای، کاسه ترمز به چرخ متصل است و همراه آن گردش می کند و دو عدد کفشک آهنی هلالی شکل که لنت های ترمز روی آن ها کوبیده شده اند، بر روی طبق نصب شده است. در حالت عادی که خودرو نیازی به ترمز کردن ندارد، طوری تنظیم می شوند که فاصله کمی بین کاسه ترمز و لنت های کفشک ها وجود داشته باشد. وقتی راننده پدال ترمزی را فشار می دهد، فشار روغن در سیلندر اصلی افزایش یافته و این افزایش فشار به سیلندر چرخ ها هدایت می شود. پیستون های داخلی سیلندر چرخ در اثر فشار روغن از یکدیگر دور می شوند و کفشک های ترمز را به طرف کاسه ای ترمز حرکت می دهند. در اثر نیروی وارد از لنت بر کاسه ای ترمز، نیروی اصطکاک بین کاسه و لنت ایجاد می شود و نتیجه آن ایجاد شتاب منفی در چرخ ها و متوقف کردن آنها می باشد. نمونه ای از ترمز با مکانیزم کاسه ای در شکل (۱-الف) مشاهده می گردد [۱]. در ترمز دیسکی اتومبیل، هنگامی که پدال ترمز فشار داده می شود میله فشاری به پیستون سیلندر اصلی فشار وارد کرده و اجازه می دهد فنر برگشتی را به داخل سوراخ سیلندر اصلی فشار دهد که این امر باعث ایجاد فشار در مخزن می شود، یک ساچمه به مایع روغن داخل مخزن اجازه می دهد وارد لوله های ترمز شود و یک ساچمه ثانوی تضمین می کند روغن به طرف دیگر برگشت نکند سپس روغن از طریق شیلنگ های ترمز وارد سوراخ سیلندر مجموعه کالیپر می شود و پیستون های مجموعه کالیپر را که به لنت متصل هستند به جلو فشار داده و باعث تماس لنت با دیسک می شود که در اثر اصطکاک به وجود آمده بین دیسک و لنت باعث کند شدن سرعت دیسک و در نهایت متوقف شدن دیسک می شوند [۴]. از محاسن ترمزهای دیسکی نسبت به ترمزهای کاسه ای، خنک شدن راحت تر، سبک تر بودن و جانمایی راحت آنها می باشد. شکل (۱-ب) اجزاء یک ترمز دیسکی را نشان می دهد.



شکل ۱- الف) ترمز کاسه‌ای [۱] ب) ترمز دیسکی [۴]

دیسک‌های ترمز با مواد مختلفی ساخته می‌شوند. اما نکته مهمی که به هریک از این آلیاژها مزیت می‌دهد، بالا بردن ضریب حرارتی دیسک و کاهش استهلاک آن در برابر تماس و سایش بالا است. مواد مورد استفاده در انواع دیسک ترمز عبارتند از: فولاد ضد زنگ، چدن خاکستری، کامپوزیت های سرامیک کربن، آلیاژهای تیتانیوم و کامپوزیت ماتریکس آلومینیوم. کامپوزیت های سرامیکی به علت خواص حرارتی و مکانیکی بالا بسیار مورد توجه قرار گرفته اند. خواص مختلف مانند هدایت حرارتی، استحکام مکانیکی، سختی و مقاومت در حرارت بالا که به علت استفاده از مواد سرامیکی در ماتریس و تقویت کننده است، باعث بهبود عملکرد آنها شده است. از کامپوزیت های سرامیکی در کاربردهای مختلفی از جمله دیسک ترمز خودرو استفاده می‌شوند. نحوه پردازش و ساخت به طور مستقیم بر خواص کامپوزیت ها تأثیر می‌گذارد. روش های ساخت متداول کامپوزیت های سرامیکی شامل ۱- پردازش پودر ۲- نفوذ و اشباع دوغاب^۱ ۳- نفوذ پلیمر و تجزیه حرارتی^۲ (PIP) ۴- نفوذ بخار شیمیایی^۳ (CVI) ۵- اکسیداسیون مستقیم فلز^۴ (DMO) ۶- نفوذ سیلیکون مایع^۵ (LSI) می‌باشد. انتخاب روش مناسب برای تولید یک کامپوزیت سرامیکی به عوامل مختلفی همچون: نوع کاربر، هزینه ساخت، در دسترس بودن مواد اولیه، ابزار و تجهیزات بستگی دارد [۵].

حیدر خلیل و همکاران [۶]، به تجزیه و تحلیل ترمز دیسکی خودرو پرداختند. آن‌ها در این مقاله به مقایسه توزیع دما، تغییر شکل و تنش فون میزس دیسک ترمز از جنس چدن خاکستری و سرامیک کربن پرداختند. نتایج نشان داد که سرامیک کربن می‌تواند در برابر تنش حرارتی مقاومت بیشتری از خود نشان دهد و تقریباً هیچ تغییر شکلی برای آن وجود ندارد و برای دستیابی به کارایی بهتر ترمز سرامیک کربن ترجیح داده شد.

بلهوسین علی [۷]، به تجزیه و تحلیل دیسک ترمز و لنت خودرو به روش اجزای محدود پرداخت. هدف از این تحقیق مطالعه‌ای درباره رفتار ترمودینامیکی ترمز دیسکی خودرو در مرحله ترمزگیری و سپس یک مطالعه کاملاً مکانیکی از تماس خشک بین دیسک و لنت ها بود. نتایج این تحقیق نشان داد در هنگام ترمزگیری تنش در سطح دیسک افزایش یافته و در مسیر اصطکاک بین دیسک و لنت ها باعث پدیده های مکانیکی (شعاعی) مانند ترک، سایش، پارگی می‌شود و همچنین وجود شیار در لنت ها به طور نامطلوبی بر رفتار مکانیکی ترمز تأثیر می‌گذارد؛ علاوه بر آن تغییر شکل دیسک زمانی که تنش های حرارتی و مکانیکی به هم پیوسته شوند به طرز قابل توجهی افزایش می‌یابد.

سودربرگ و همکاران [۸]، به بررسی و تجزیه و تحلیل تماس لنت با دیسک ترمز جهت تشخیص مقدار سایش به کمک نرم افزار انسیس پرداختند. در این تحقیق آن‌ها دو شبیه سازی سایش انجام دادند یکی با جابجایی دیسک و دیگری بدون جابجایی دیسک، مسافت تقریبی لغزش را ۷۵ متر و زمان حل تحلیل سه دقیقه در نظر گرفته شد. نتایج تحلیل نشان داد که عمیق ترین سایش در

1. Slurry Infiltration and Consolidation

2. Polymer Infiltration and Pyrolysis

3. Chemical Vapor Infiltration

4. Directed Metal Oxidation

5. Liquid Silicon Infiltration

ناحیه‌ای با فشار بالا رخ می‌دهد؛ درحالی‌که تقریباً در لبه سایش وجود ندارد اما پس از ۱۶۰۰ دور چرخش روند سایش به یک حالت ثابت باقی می‌ماند که در تمام نقاط روی سطوح دارای نرخ سایش یکسانی هستند.

سووال و همکاران [۹]، در تحقیقی به بررسی مشکلات موجود در ترمز دیسکی یا ماها FZ_25 پرداختند. آن‌ها در این تحقیق چهار مدل مختلف از دیسک تهویه‌دار شده را که مدل اول دارای سوراخ‌های برابر و متقارن، مدل دوم دارای سوراخ‌های برابر و نامتقارن، مدل سوم دارای شیارهای صاف و مستقیم و مدل چهارم دارای شیارهای منحنی شکل بود، ارائه دادند. آن‌ها با استفاده از روش المان محدود به کمک نرم‌افزار انسیس تحلیل را انجام دادند. نتایج بدست آمده با دیسک ترمز مرجع مقایسه شد. هدف اصلی این تحقیق انتخاب بهترین طراحی برای برطرف کردن مشکلات موجود در دیسک مرجع و بهبود آن نظیر کاهش وزن دیسک، کاهش تغییر شکل دیسک، کاهش تنش و دما در دیسک بود. نتایج تجزیه و تحلیل چهار مدل دیسک ارائه شده نشان داد که مدل چهارم با افزایش تنش پایدار ۲/۰۵ مگاپاسکال و کاهش تغییر شکل به میزان ۰/۰۰۲ میلی‌متر موفق به ارائه عملکرد بهتری نسبت به دیسک اصلی شده است. همچنین این مدل با افزایش دمای پایدار تا ۱۵/۷۳ درجه سانتیگراد و کاهش وزن ۰/۰۵ کیلوگرم و کاهش هزینه تولید به میزان ۹/۲۶ روپیه نسبت به دیسک اصلی و مدل‌های دیگر عملکرد بهتری دارد.

راج کامال و همکاران [۱۰]، در تحقیقی به بررسی و تجزیه و تحلیل ساختاری ترمز دیسکی خودرو پرداختند. هدف اصلی این تحقیق کاهش خرابی دیسک ترمز با استفاده از ماده‌ای که اثرات مثبت نسبت به مواد سازنده فعلی دیسک ترمز داشته باشد به‌همین دلیل آن‌ها دیسک ترمز را با موادی شامل فولاد ضدزنگ، چدن و کامپوزیت کربن - کربن از نظر تغییر شکل‌پذیری و از لحاظ حرارتی جهت تعیین ضریب دمایی با استفاده از روش المان محدود، مورد تجزیه و تحلیل قرار دادند. نتایج بدست آمده با دیسک ساخته شده از فولاد و انادیم مورد بررسی و مقایسه قرار گرفته شد. با اتمام این تجزیه و تحلیل ثابت شد که فولاد و انادیم دارای فاکتورهای توزیع مقاومت و دمای بهتری نسبت به سه ماده دیگر می‌باشد.

بررسی‌های انجام شده نشان می‌دهد که در زمینه تحلیل المان محدود دیسک نوع سرامیکی تحقیقات اندکی صورت گرفته است؛ بنابراین در این تحقیق، تحلیل المان محدود بر روی دیسک و لنت ترمز پژو ۲۰۶ با تعریف خصوصیات دو نوع سرامیکی و چدنی و مقایسه آن‌ها از لحاظ دینامیکی انجام می‌شود.

۲- مواد و روش‌ها

۲-۱- مواد بکار رفته برای ساخت دیسک و لنت

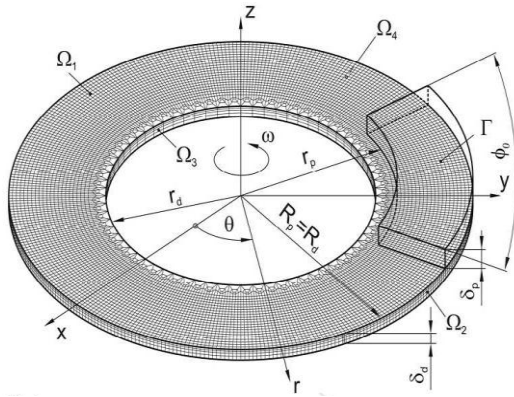
همان‌طور که قبلاً اشاره شد، برای ساخت دیسک ترمز از موادی نظیر چدن خاکستری و کامپوزیت های سرامیکی استفاده می‌کنند. در این پژوهش از کامپوزیت سرامیکی برای ساخت دیسک ترمز از جنس کامپوزیت های c/c/sic به روش نفوذ سیلیکون مایع (LSI) و لنت ترمز از جنس چدن خاکستری در نظر گرفته شده است. که خواص مکانیکی و حرارتی دیسک ترمز (کامپوزیت c/c/sic) و لنت ترمز (چدن خاکستری GG25) مطابق جدول (۱) است.

جدول ۱- خواص مکانیکی و حرارتی دیسک و لنت ترمز [۳۵، ۶]

دیسک (کامپوزیت سرامیکی c/c/sic)	لنت (چدن خاکستری GG25)	خصوصیات
۱۹۰۰	۱۴۰۰	چگالی kg/m ³
۱۴۰	۱۰۳	مدول الاستیسیته Gpa
۰/۳٪	-	تخلخل
۰/۳۴	۰/۲۵	نسبت پوانسون
۲۰	۵	ضریب انتقال حرارت k (w/m ² .°C)
۱۲۰۰	۱۰۰۰	گرمای ویژه c (J/kg.°C)
۵	۱۰	ضریب انبساط حرارتی α, 10-6/°C

۲-۲- هندسه و ابعاد دیسک و لنت ترمز

اندازه گیری ابعاد دیسک و لنت ترمز جهت مدل سازی سه بعدی در نرم افزار کتیا، توسط کولیس انجام گردید و همچنین شعاع و ضخامت دیسک و لنت بعنوان ورودی برای تجزیه و تحلیل المان محدود در نرم افزار آباکوس اندازه گیری شد. شکل های (۲) و (۳) به ترتیب دیسک و کالیپر ترمز پژو ۲۰۶ و نمادهای اندازه گیری شده دیسک و لنت ترمز را نشان می دهند. موارد اندازه گیری شده در جدول (۲) مشاهده می شود.



شکل ۳- نمادهای اندازه گیری شده دیسک و لنت ترمز



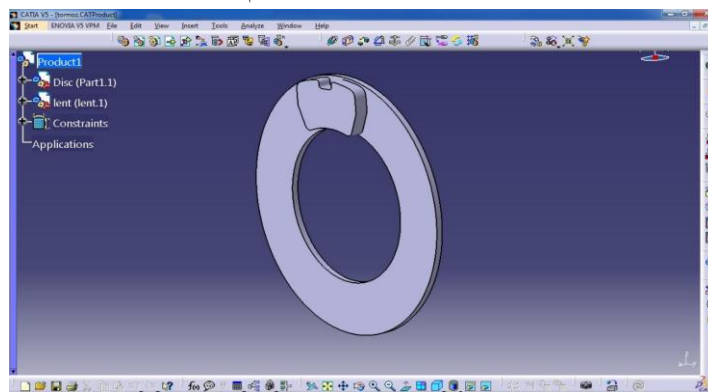
شکل ۲- دیسک و کالیپر ترمز پژو ۲۰۶

جدول ۲- ابعاد اندازه گیری شده دیسک و لنت ترمز

نماد	مفهوم	ابعاد
r_p	شعاع داخلی لنت ترمز (میلی متر)	۹۱ میلی متر
R_p	شعاع خارجی لنت ترمز (میلی متر)	۱۳۳ میلی متر
r_d	شعاع داخلی دیسک ترمز (میلی متر)	۷۸ میلی متر
R_d	شعاع خارجی دیسک ترمز (میلی متر)	۱۳۳ میلی متر
δ_d	ضخامت دیسک ترمز (میلی متر)	۶/۷۰ میلی متر
δ_p	ضخامت لنت ترمز (میلی متر)	۱۳/۶ میلی متر

۲-۳- مدل سازی دیسک و لنت ترمز

یک مدل سه بعدی دیسک و لنت ترمز برای تحلیل دینامیکی با استفاده از نرم افزار کتیا مدل سازی شد (شکل ۴).



شکل ۴- مدل سازی دیسک و لنت ترمز پژو ۲۰۶ در کتیا

۲-۴- تحلیل دینامیکی و محاسبه ضریبطمینان

در تجزیه و تحلیل تنش غیر کشسان، یک معادله ریاضی شامل سه تنش اصلی که بعنوان تابع بازده شناخته می شوند وجود دارد. اگر تابع بازده محاسبه شده بزرگتر از مقدار اولیه باشد استحکام تسلیم ماده، کرنش پلاستیک و نرم شدن و یا سخت شدن رخ می

دهد. به طور کلی چندین تابع تسلیم برای بررسی وضعیت تنش فراتر از منطقه الاستیک وجود دارد که شامل معیار تنش فون میسز و حداکثر تنش برشی است. اگر ماده ای تحت فشارهای فراتر از آن قرار گیرد در ناحیه الاستیک تغییر سطح تسلیم رخ می دهد که دو نوع اساسی تغییر سطح تسلیم وجود دارد. یکی بر این فرض استوار است که مرکز سطح تسلیم ثابت می ماند در حالی که در همان زمان سطح تسلیم منبسط می شود و بدون تغییر شکل به عنوان سخت شدن ایزوتروپیک شناخته می شود. دیگری که به عنوان سخت شدن سینماتیک شناخته می شود بر این فرض استوار است که سطح تسلیم در فضای تنش دیده می شود اما اندازه و یا شکل آن تغییر نمی کند. در هر دو نوع تنش برشی و تنش فون میسز، معیارهایی هستند که برای پیش بینی سطوح تسلیم مواد انعطاف پذیر استفاده می شوند. در مقابل حداکثر معیار تنش نرمال معمولاً برای پیش بینی شکست مواد شکننده استفاده می شود زیرا تنش تسلیم در سطوح کرنش آنها کم رخ می دهد و تعریف آن دشوار است. تنش برشی و فون میسز عموماً زمانی استفاده می شوند که مصالح ساختاری انعطاف پذیر باشند. نظریه فون میسز عموماً شکست را با دقت بیشتری پیش بینی می کند اما نظریه ترسکا اغلب در طراحی استفاده می شود. زیرا کاربرد آن ساده تر و متوالی تر است. نظریه فون میسز انرژی اعوجاج یک نقطه تحت حالت کلی تنش را به آن مربوط می کند. یک حالتی از تنش هیدرواستاتیک زمانی رخ می دهد که هر سه تنش اصلی برابر باشند در این شرایط کرنش های نرمال در همه جهات برابر و تنش برشی به دلیل تقارن نیز وجود ندارد.

روش طراحی مرسوم در مهندسی مکانیک که گاهی روش کلاسیک یا روش طراحی قطعی نیز نامیده می شود، بر مفهوم ضریب اطمینان استوار است. به این معنی که در طراحی قطعات مختلف به گونه ای عمل می شود که حداکثر تنش اعمالی از حداقل مقاومت مصالح به کار رفته در سازه یا قطعه کوچک تر باشد. در این پژوهش ضریب اطمینان با استفاده از نظریه انرژی واپیچش تعیین گردید. مطابق نظریه^۱ DE، تخریب ماده بر اثر تسلیم شدن آن موقعی رخ می دهد که انرژی کرنش پیچشی (یا انرژی اعوجاج) در واحد حجم آن برابر یا بیشتر از انرژی کرنش نظیر استحکام تسلیم کششی یا فشاری آن باشد. نظریه انرژی واپیچش در مورد مواد تغییر شکل پذیر به طور گسترده به کار می رود و در مسائلی که نوع نظریه ذکر نشده باید از این نظریه استفاده شود [۱۱]. در نظریه DE مولفه تنش ون مایسز از رابطه (۱) محاسبه می شود.

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (1)$$

که در آن σ_1 ، σ_2 و σ_3 تنش های اصلی در قطعه و σ' مولفه تنش ون مایسز می باشد. ضریب اطمینان نیز از رابطه (۲) تعیین می گردد.

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad (2)$$

در این رابطه S_y ، استحکام تسلیم ماده مورد استفاده در ساخت قطعه و n ضریب اطمینان آن است. از آنجایی که تنش های الاستیک و کرنش ها کاملاً برگشت پذیر و غیر تجمعی هستند مدل دیسک ترمز فقط برای یک دوره ترمز گیری مورد بررسی قرار می گیرد. دامنه کرنش الاستیک با دامنه تنش σ_a توسط قانون هوک به صورت رابطه (۳) می باشد.

$$\epsilon_e = \frac{\sigma_a}{E} \quad (3)$$

که در آن σ_a تنش، ϵ_e کرنش الاستیک و E مدول الاستیسیته می باشد.

۲-۵- تحلیل دینامیکی المان محدود به کمک نرم افزار آباکوس

پس از مدل سازی سه بعدی دیسک و لنت ترمز در نرم افزار کتیا؛ برای تحلیل دینامیکی به روش اجزاء محدود، مدل سه بعدی به نرم افزار آباکوس منتقل گردید.

¹. Distortion Energy

۲-۵-۱- تعیین خواص مواد تشکیل دهنده در ماژول property

خواص مکانیکی سرامیک و چدن خاکستری به ترتیب برای دیسک و لنت ترمز مطابق جدول (۱) در ماژول property در برنامه آباکوس تعریف گردید، که شامل چگالی، نسبت پواسون و مدول الاستیسیته بودند (شکل ۵).



شکل ۵- الف) تعیین خواص مواد دیسک، ب) تعیین خواص مواد لنت ترمز

۲-۵-۲- مونتاژ کردن دیسک و لنت

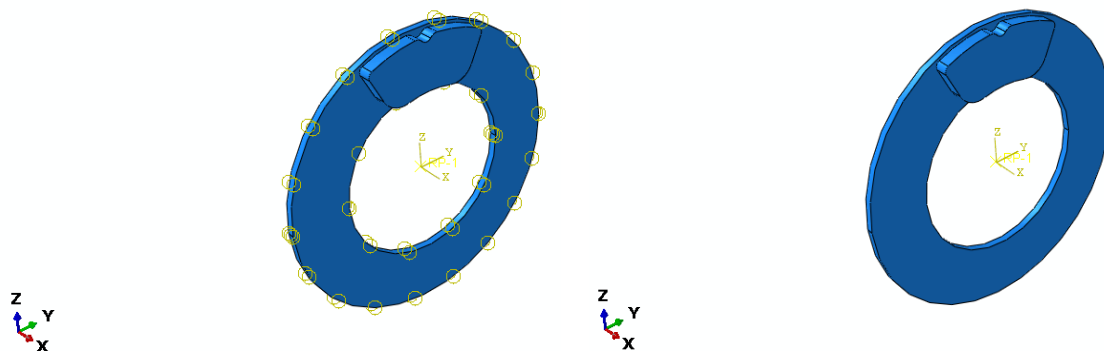
هر مدل در آباکوس ممکن است از قطعات مختلفی تشکیل شده باشند که برای کنار هم قرار دادن این قطعات و تشکیل یک سیستم نهایی و اعمال قیود هندسی بین آنها از امکانات ماژول Assembly استفاده می شود. شکل (۶) نشان می دهد دیسک و لنت ترمز در این ماژول بعد از مونتاژ شدن یک سیستم ترمز یکپارچه را تشکیل می دهد. از آنجایی که هر کدام از این قطعات به دلیل طراحی در مختصات یکسان، در هنگام فراخوانی آنها در این قسمت ممکن است با یکدیگر هم پوشانی داشته باشند برای جابجایی آنها از گزینه Translate instance جهت جابجایی برداری استفاده می کنیم.

۲-۵-۳- تعیین مشخصات حل مسئله و نوع تحلیل در ماژول Step

هر پدیده فیزیکی، معادلات دیفرانسیل مخصوص به خود را دارد و با توجه به ماهیت دینامیکی تحلیل دیسک و لنت ترمز، باید از حلگر مناسب در تحلیل آن استفاده شود. به طوری که قابلیت تحلیل حرارت ناشی از اصطکاک بین دیسک و لنت ترمز را داشته باشد. برای این منظور در ماژول Step گزینه Dynamic Explicit یعنی تحلیل دینامیکی با زمان ترمزگیری ۴ ثانیه را در نظر گرفته می شود و همچنین هدف از انجام یک پروژه در نرم افزار آباکوس، بدست آوردن یک سری اطلاعات خروجی و تحلیل و بررسی آنها است. برای این منظور در ماژول Step تعیین می شود که در انتهای کار تنش های دینامیکی به عنوان خروجی تحویل داده شود.

۲-۵-۴- تعیین نوع تماس بین دیسک و لنت در ماژول Interaction

بدون شک اهمیت برخورد و تماس برای تحلیل یه مجموعه در آباکوس بسیار زیاد است از این رو در این مطالعه نوع تماس بین لنت و دیسک ترمز باید در ماژول interaction مشخص شود که در شکل (۷) نشان می دهد.

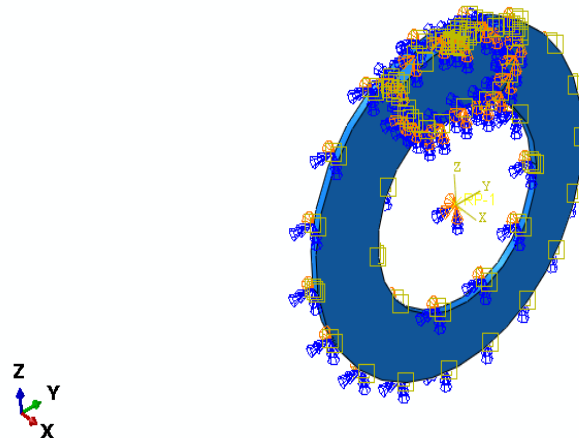


شکل ۷- تعیین نوع تماس دیسک و لنت

شکل ۶- مونتاژ دیسک و لنت

۲-۵-۵- شرایط مرزی و اعمال نیروها در مازول Load

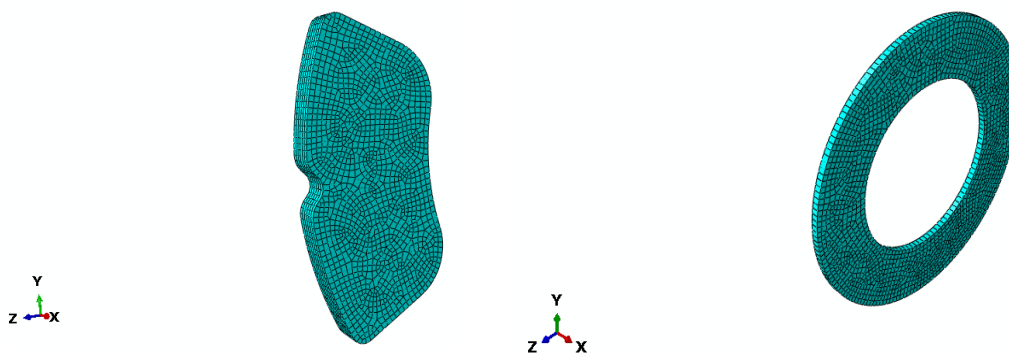
در این بخش دمای اولیه دیسک و لنت را که ۳۰ درجه سانتیگراد در زمان $t=0$ فرض می شود و ثابت شار گرمایی تولید شده با فشار دادن لنت بر روی سطح مالشی دیسک تنها منبع گرمایی ورودی مدل می باشد. شرایط مرزی در حالت تقارن برای دیسک فقط چرخش حول محور X (U_1) باید داشته باشد و در راستای محورهای Y و Z نباید هیچ گونه چرخشی داشته باشد. همین مراحل شرایط مرزی نیز باید برای لنت مشخص شود که فقط در جهت محور X آزادی حرکت داشته باشد. سرعت اولیه دیسک در این بخش باید به صورت VR_1 یعنی سرعت حول محور X مشخص شود که در اینجا ۲۶۰ رادیان بر ثانیه می باشد. نیرویی که به لنت در زمان ترمز گیری اعمال می شود که به صورت نیروی فشاری و برابر با یک مگاپاسکال است. در شکل (۸) نشان داده است.



شکل ۸- تعیین شرایط مرزی و اعمال نیرو در دیسک و لنت

۲-۵-۶- مش بندی و شرایط بارگذاری دیسک و لنت

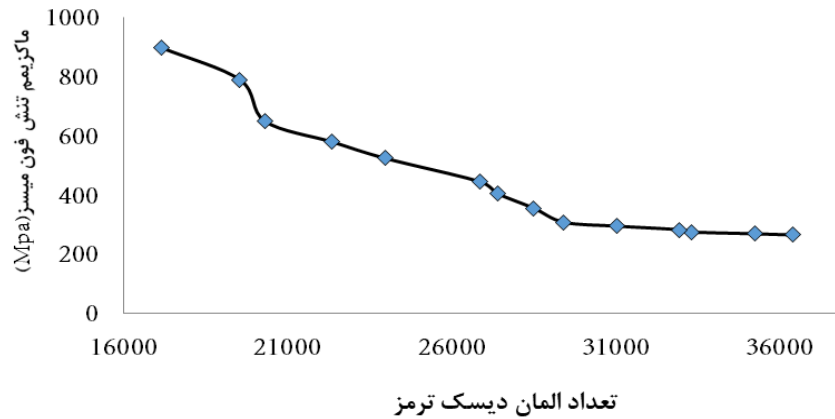
در این تحقیق عناصر مورد استفاده برای مش بندی به دلیل متقارن بودن نیمی از دیسک و یک عدد لنت ترمز، از مش بندی نوع hexahedral(C3D8T) با هشت گره استفاده شد، که در آن یک شبکه منظم و قاعده مند از المان ها ایجاد شده است (شکل ۹ و ۱۰). تعداد و اندازه المان ها با یکدیگر نسبت عکس دارند یعنی هر چه تعداد المان ها در مش ایجاد شده بر روی یک هندسه بیشتر باشد اندازه المان ها کوچکتر خواهند شد.



شکل ۱۰- مش بندی لنت ترمز

شکل ۹- مش بندی دیسک ترمز

بر روی دیسک ترمز سرامیکی اعتبارسنجی جهت انتخاب مناسب ترین تعداد المان انجام گردید. جهت بدست آوردن مناسب ترین تعداد المان برای دیسک و لنت ترمز پانزده تحلیل با تعداد المان های مختلف اعتبارسنجی انجام گردید که بر اساس آن بهینه ترین مش بندی برای دیسک تعداد ۳۵۴۵۵ المان به دست آمد (شکل ۱۱)؛ همچنین بهینه ترین مش بندی برای لنت به تعداد ۸۴۴۲ المان بدست آمد. مطابق شکل (۱۱) با افزایش تعداد المان ها (ریز تر شدن المان ها) تنش به یک حد ثابت همگرا شده است [۱۲].

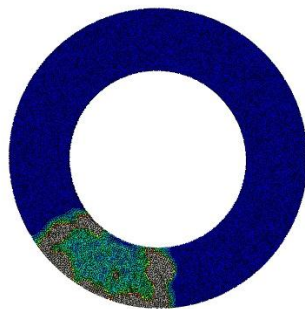
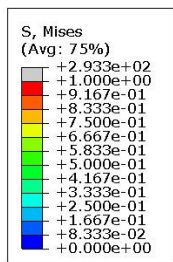


شکل ۱۱- نمودار اعتبارسنجی مش بندی دیسک ترمز

۳- نتایج و بحث

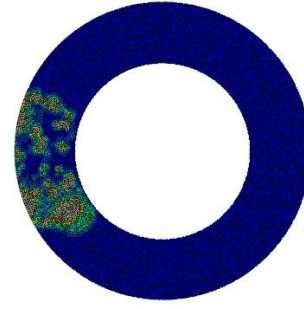
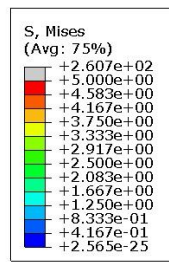
۳-۱- تنش فون میسر دیسک

شکل (۱۲) کانتور تنش فون میسر دیسک سرامیکی را نشان می دهد. مطابق این شکل، بیشترین تنش فون میسر در ناحیه تماس لنت با دیسک برابر با ۲۶۰/۷ مگاپاسکال می باشد؛ در حالی در دیسک چدنی (شکل ۱۳)، بیشترین تنش فون میسر برابر با ۲۹۳/۳ مگاپاسکال است. همچنین شکل (۱۴) کانتور تنش فون میسر یک المان از دیسک سرامیکی را نشان می دهد.



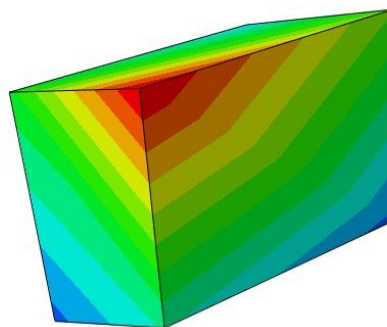
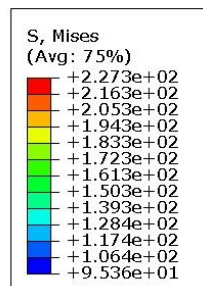
ODB: Job-3.odb Abaqus/Explicit 3DEXPERIENCE R2017x
Step: Step-1
Increment 41655: Step Time = 4.000
Primary Var: S, Mises

شکل ۱۳- کانتور تنش فون میسر دیسک چدنی



ODB: Job-7.odb Abaqus/Explicit 3DEXPERIENCE R2017x
Step: Step-1
Increment 41661: Step Time = 4.000
Primary Var: S, Mises

شکل ۱۲- کانتور تنش فون میسر دیسک سرامیکی

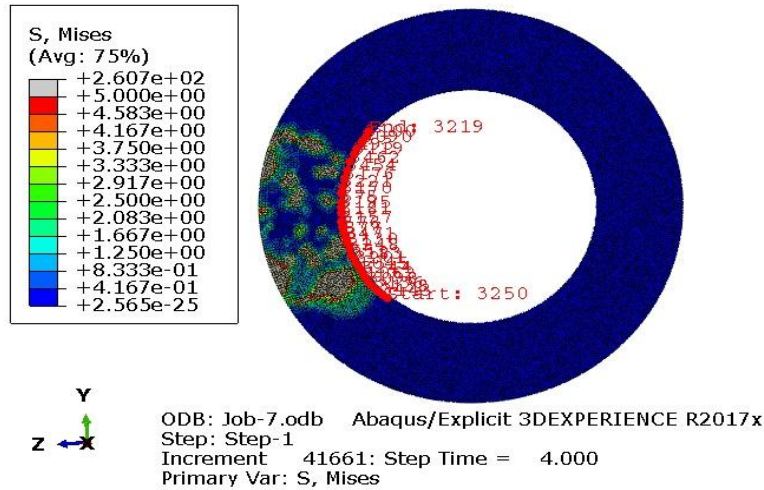


ODB: Job-3.odb Abaqus/Explicit 3DEXPERIENCE R2017x
Step: Step-1
Increment 41661: Step Time = 4.000
Primary Var: S, Mises

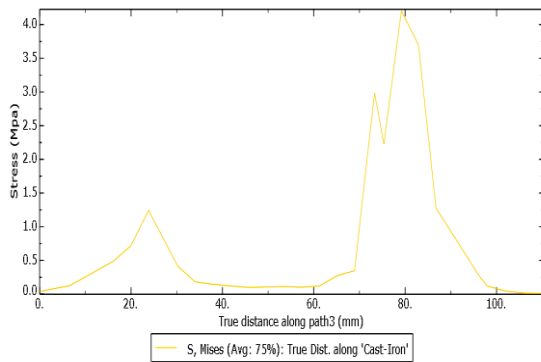
شکل ۱۴- کانتور تنش فون میسر یک المان از دیسک سرامیکی

۳-۲- تنش فون میسر در مسیر محیطی دیسک

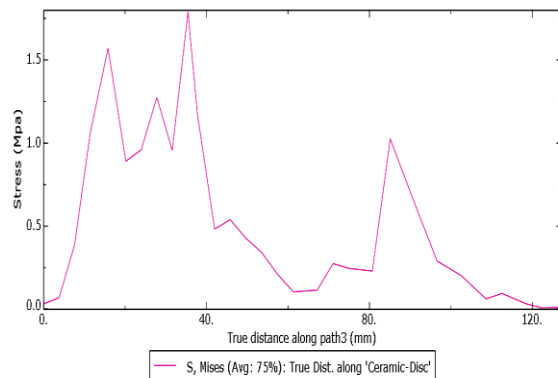
در این تحلیل سه مسیر مختلف از تنش فون میسر در سطح دیسک سرامیکی و چدنی مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت. شکل (۱۵) مسیری مشخص شده بر روی سطح دیسک سرامیکی و نزدیک به تویی برای تنش فون میسر را نشان می دهد. نمودار تنش فون میسر مربوط به این مسیر (شکل ۱۶) نشان می دهد که تنش فون میسر در دیسک سرامیکی بین ۰ تا ۱/۷۵ مگاپاسکال است؛ در حالی که تنش فون میسر در مسیر مشابه بر روی سطح دیسک چدنی (شکل ۱۷)، مقدار آن بین ۰ تا ۴ مگاپاسکال نوسان دارد.



شکل ۱۵- تنش فون میسر روی سطح قطرداخلی دیسک سرامیکی



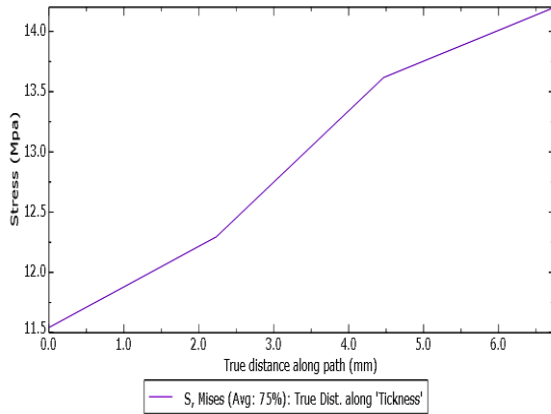
شکل ۱۷- نمودار تنش فون میسر روی سطح قطرداخلی دیسک چدنی



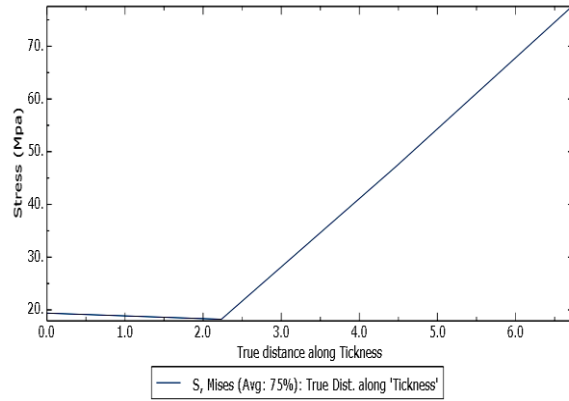
شکل ۱۶- نمودار تنش فون میسر روی سطح قطرداخلی دیسک سرامیکی

۳-۳- تنش فون میسر در ضخامت دیسک

شکل (۱۸) نمودار تنش فون میسر در ضخامت دیسک سرامیکی را نشان می دهد. مطابق این شکل، تنش به صورت خطی و از ابتدای مسیر تا ضخامت ۲/۳ میلی متری مقدار آن نزدیک به ۲۰ مگاپاسکال است و بعد از آن، این تنش تا انتهای میسر افزایشی بوده و مقدار آن به ۷۵ مگاپاسکال می رسد؛ در صورتی که در مقایسه با نمودار تنش فون میسر در ضخامت دیسک چدنی (شکل ۱۹)، تنش در طول مسیر ضخامت دیسک از ابتدا به صورت افزایشی بوده و در نهایت به ۱۴/۵ مگاپاسکال می رسد.



شکل ۱۹- نمودار تنش فون میسز در ضخامت دیسک چدنی



شکل ۱۸- نمودار تنش فون میسز در ضخامت دیسک سرامیکی

۳-۴- مقایسه ضریب اطمینان دیسک سرامیکی و دیسک چدنی

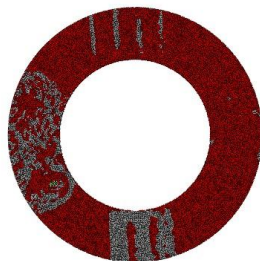
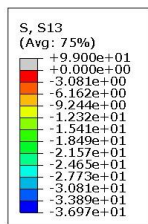
با توجه به اینکه استحکام تسلیم دیسک سرامیکی برابر ۴۹۸ مگاپاسکال است و تنش تسلیم دیسک چدنی برابر ۴۲۵ مگاپاسکال است و با جای گذاری این اعداد و مقدار ماکزیمم تنش فون میسز بدست آمده از تحلیل المان محدود در رابطه (۲) و حل آن، ضریب اطمینان محاسبه می شود. مقایسه مقادیر ضریب اطمینان دیسک سرامیکی و چدنی نشان می دهد که دیسک سرامیکی از ضریب اطمینان بیشتری برخوردار است (جدول ۳).

جدول ۳- ضریب اطمینان دیسک سرامیکی و چدنی

ضریب اطمینان دیسک چدنی	ضریب اطمینان دیسک سرامیکی
۱/۴۵	۱/۹۸

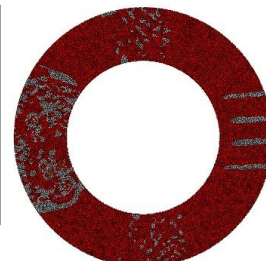
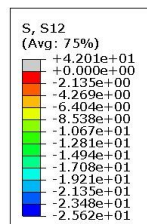
۳-۵- تنش برشی در دیسک سرامیکی

کانتور تنش برشی (τ_{xy}) در شکل (۲۰) نشان می دهد کمترین تنش برشی در جهت XY برابر با ۲۵/۶۲- مگاپاسکال و بیشترین تنش برشی در جهت XY برابر با ۴۲/۰۱+ مگاپاسکال است. همچنین کانتور تنش برشی (τ_{xz}) در شکل (۲۱) نشان می دهد که کمترین تنش برشی در جهت XZ برابر با ۳۶/۹۷- مگاپاسکال و بیشترین تنش برشی در جهت XZ برابر با ۹۹+ مگاپاسکال است. جدول (۴) مقایسه مقادیر تنش برشی در دیسک سرامیکی و چدنی را نشان می دهد.



ODB: Job-7.odb Abaqus/Explicit 3DEXPERIENCE R2017x
Step: Step-1
Increment: 41661: Step Time = 4.000
Primary Var: S, S13

شکل ۲۱- کانتور تنش برشی (τ_{xz}) در دیسک سرامیکی



ODB: Job-7.odb Abaqus/Explicit 3DEXPERIENCE R2017x
Step: Step-1
Increment: 41661: Step Time = 4.000
Primary Var: S, S12

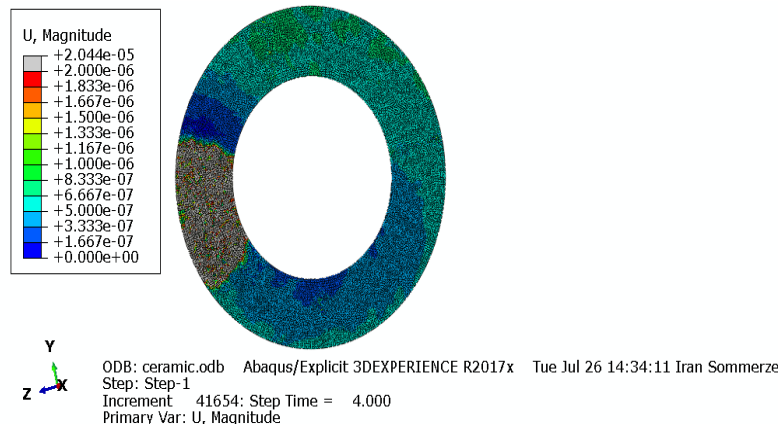
شکل ۲۰- کانتور تنش برشی (τ_{xy}) در دیسک سرامیکی

جدول ۴- مقایسه مقادیر تنش برشی در دیسک سرامیکی و چدنی

تنش برشی	کمترین تنش برشی (مگاپاسکال)		بیشترین تنش برشی (مگاپاسکال)	
	دیسک چدنی	دیسک سرامیکی	دیسک چدنی	دیسک سرامیکی
τ_{xy} (S12)	-۲۷/۴۳	-۲۵/۶۲	+۲۳/۴۵	+۴۲/۰۱
τ_{xz} (S13)	-۴۳/۸۷	-۳۶/۹۷	+۱۳۰/۵	+۹۹
τ_{yz} (S23)	-۸۰/۱۵	-۷۹/۵۳	+۹۰/۰۴	+۷۰/۷۸

۳-۶- جابجایی در دیسک سرامیکی

کانتور جابجایی در شکل (۲۲) نشان می دهد، میزان جابجایی بعد از عمل ترمز گیری بین ۰ تا 0.00002 میلی متر می باشد.



شکل ۲۲- کانتور جابجایی در دیسک سرامیکی

۴- نتیجه گیری

در این پژوهش تجزیه و تحلیل به روش المان محدود برای مطالعه تنش در ترمز دیسکی سرامیکی مورد مطالعه قرار گرفت. با مقایسه تجزیه و تحلیل تنش در دیسک سرامیکی نسبت به دیسک چدنی نتایج زیر حاصل شد:

- ماکزیمم تنش فون میسر در دیسک سرامیکی $260/7$ مگاپاسکال می باشد. این ماکزیمم تنش در قسمت تماس لنت و دیسک ایجاد شده است. درحالی که ماکزیمم تنش فون میسر در دیسک چدنی $293/3$ مگاپاسکال می باشد.
- مقایسه مقادیر تنش برشی در دیسک سرامیکی و چدنی در جهت های XY ، XZ و YZ نشان می دهد که به دیسک چدنی تنش برشی بیشتری وارد می شود.
- مقایسه مقادیر ضریب اطمینان دیسک سرامیکی و چدنی محاسبه شده نشان داد که دیسک سرامیکی از ضریب اطمینان بیشتری برخوردار است.

۵- مراجع

۱. امراللهی بیوکی، ح و محمودی کلیبر، م. (۱۳۸۹). تکنولوژی شاسی و بدنه. انتشارات ساد. تالیف.
2. Turner, W.V. (1910). The Air Brake as Related to Progress in Locomotion. Pittsburg, Pennsylvania: Westinghouse Air Brake Company.
3. Buckman, L.C. (1998). Commercial vehicle braking systems: Air brakes, ABS and beyond,” Society of Automotive Engineers, Indianapolis, the 43rd L. Ray Buckendale Lecture, International Truck and Bus Meeting and Exposition, Indianapolis, Society of Automotive Engineers.
4. Sowjanya, K., Suresh, S. (2013). Structural Analysis of Disc Brake Rotor, International Journal of Computer Trends and Technology (IJCTT) – volume 4 Issue 7.
۵. Jahedi, R. و شکبیا جهرمی، س. (۱۳۹۷). مطالعه ای بر تولید و کاربرد کامپوزیت های زمینه سرامیکی در مقیاس ماکرو و میکرو. اولین کنفرانس ملی تحقیقات بنیادین در مهندسی مکانیک، تهران.
6. Khaleel, H.H., Khashan, M.K., Baqir, A.SH. (2018). Modeling and analysis of disc brake in automobiles. Journal of Mechanical Engineering Research & Developments (JMERE).
7. Belhocine, Ali. (2015). Finite Element Analysis of Automotive Disk Brake and Pad in Frictional Model Contact, International Journal of Manufacturing, Materials, and Mechanical Engineering, 5(4), 32-62.
8. Söderberg, A., Andersson, S. (2009). Simulation of wear and contact pressure distribution at the pad-to-rotor interface in a disc brake using general purpose finite element analysis software, International Journal of Wear,

9. Suwal, B., Maharjan, S. (2021). Design of Rotor Disc Brake using Structural & Thermal Analysis, IOE Graduate Conference.
10. Rajkamal, M.D., Dylan Abraham Samson, T., Dhinesh Kumar, P., Chithambaravishnu, S. (2018). Structural Analysis of Disc Brake, International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET), Volume 9, Issue 3.
11. Budynas, R.G., Nisbett, J.K. (2008). Shigley's mechanical engineering design (8th ed). McGraw-Hill's.
12. Nazemosadat, S.M.R., Ghanbarian, D., Naderi-Boldaji, M., Nematollahi, M.A. (2022). Structural Analysis of a Mounted Mouldboard Plough using Finite Element Simulation Method. Spanish Journal of Agricultural Research. 20 (2), 1-14. <https://doi.org/10.5424/sjar/2022202-18157>