

بررسی پدیده جیغ ترمز و تاثیر پارامترهای مختلف بر روی آن

بهرام شاهین*، محسن اصفهانیان** و سعید ضیایی راد***
دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان

(دریافت مقاله: ۱۳۸۸/۱۲/۱۸ - دریافت نسخه نهایی: ۱۳۸۹/۱۱/۲۰)

چکیده -

واژگان کلیدی :

An Investigation on Brake Squeal Phenomenon and the Effect of Different Parameters on its Dynamic Characteristics

B. Shahin, M. Esfahanian and S. Ziaei-Rad

Department of Mechanical Engineering, Isfahan University of Technology, Isfahan, Iran

Abstract: This paper is concerned with the phenomenon of disc brake squeal. Brake squeal is a high frequency noise created by the car brake systems. The noise does not disturb the performance of the brake system but mainly affects the passenger's comfort. That is why nowadays it is one of the main factors in determining the quality of the brake system. First, the reasons expressed in the literature for the source and mechanisms of generating brake squeal are presented. Next, the instability caused by close modes is shown as a realistic basis for the onset of brake squeal. In other words, modes which are close to each other in the frequency range and have similar characteristics may merge as the friction contribution increases and creates the squeal noise. A finite element model of the Samand brake system was constructed in a commercial finite element software and

*** - استاد

** - استادیار

* - دانشجوی کارشناسی ارشد

then solved in several steps. Due to the complexity of the problem and presence of large number of degrees of freedom in the model, the solution is carried out by use of parallel computing. Finally, the behavior of the model is analyzed with respect to the variation of important parameters such as coefficient of friction, brake force, stiffness of the brake system and its material characteristics. The effect of slots on the pads is also investigated. It is shown that the slots can have an important role in the squeal noise suppression.

Keywords: Self-excited vibration, Brake squeal, Finite element method

۱- مقدمه

دیسک عامل اصلی این پدیده است [۴]. جمعی دیگر بر این باورند که نوعی ناپایداری (شبیه فلاتر) حاصل از ارتعاش خارج از صفحه دیسک و افزایش دامنه آن دلیل اصلی جیغ ترمز است [۵ و ۶]. این در حالی است که اکثریت محققان جفت شدن مودهای سیستم ترمز را عامل این ناپایداری و نویز می‌دانند [۷]. در این حالت وقتی که فرکانسهای طبیعی پایدار سیستم دیسک، لنت، سیلندر و غیره به یکدیگر نزدیک و در نهایت جفت می‌شوند، دو مود طبق آن چه به‌طور شماتیک در شکل (۱) نشان داده شده‌است از یکدیگر جدا می‌شوند. یکی از این مودها دارای قسمت حقیقی مثبت است که منجر به ناپایداری در سیستم شده و این ناپایداری سبب اصلی ایجاد نویز در ترمز و به‌وجود آمدن پدیده جیغ ترمز است. با جداسازی مودها از یکدیگر، افزایش دامنه ارتعاش و وجود عوامل غیرخطی نظیر اصطکاک بین دیسک و مجموعه کالیپر، سیستم ممکن است دچار تشدید داخلی نیز شود^۴ فرکانس نویز ترمز اساساً با فرکانس هر یک از اعضای سیستم ترمز یکی نیست، اما با فرکانس کوپل شده برابر است.

پیلیچاک و تان در سال ۲۰۰۲ کل جرم دیسک و لنت را به‌صورت دو جرم متمرکز مساوی متحرک بر روی یک نوار نقله مدل کردند. در مدل آنها دو جرم به مجموعه‌ای از فنر و مستهلک کننده متصل و ضریب اصطکاک بین دو سطح با سرعت تغییر می‌کرد [۸].

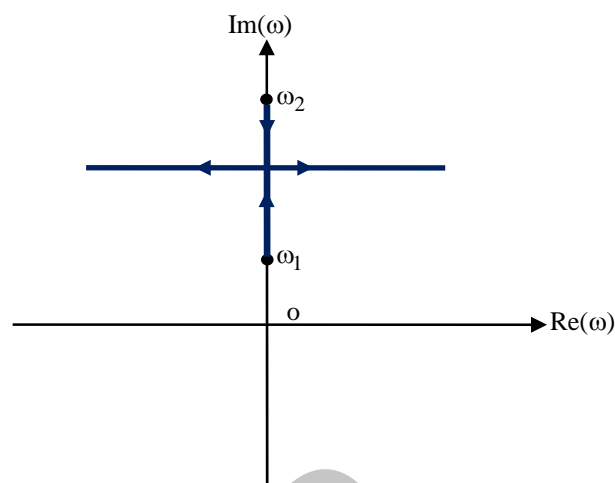
شین در سال ۲۰۰۲، برای سیستم ترمز مدلی با درجات آزادی در صفحه و خارج از صفحه ارائه کرد. در مدل وی جرم دیسک و جرم لنت به‌صورت دو جرم مجزا که با هم‌دیگر اصطکاک دارند، در نظر گرفته شده‌است [۹].

در سال ۲۰۰۵ میخاییل، جرم دیسک و لنت را با یک جرم

جیغ ترمز^۱ در سالهای اخیر، به موضوعی مهم برای درجه‌بندی سیستم ترمز و میزان راحتی سفر وسایل نقلیه تبدیل شده‌است. این پدیده نویزی آزاردهنده برای سرنشینان و عابری است و دارای فرکانس متوسط تا بالاست و با نویزهای با فرکانس پایین ترمز (Brake judder کمتر از ۱۰۰ هرتز و Brake groan کمتر از ۱۰۰۰ هرتز) متفاوت است. اگر چه هنوز تعریف دقیقی از آستانه فرکانسی دسته‌های مختلف نویز ترمز وجود ندارد، اما عموماً ارتعاشات بین ۱۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ هرتز را جیغ ترمز می‌نامند. جیغ ترمز پدیده‌ای زودگذر و معمولاً تکرارناپذیر است عموماً در سرعت‌های دورانی کم (سرعت‌هایی در حدود ۶ تا ۶۰ دور بر دقیقه) و تا اتمام فرایند توقف اتومبیل اتفاق می‌افتد [۱].

سخت‌گیرانه‌تر شدن استانداردها موجب صرف میلیون‌ها دلار برای تحقیق و آزمایش‌های گوناگون برای کاهش این نویز فقط در آمریکای شمالی شده‌است [۲]. روشهای کاهش نویز سیستم ترمز به دو دسته کلی کاهش نویز فعال و نافع تقسیم می‌شوند [۳]. در روش فعال با اندازه‌گیری ارتعاشات خارج از صفحه دیسک و سپس اعمال یک نیروی مخالف دامنه ارتعاشات دیسک محدود می‌شود. در روش نافع با بهینه‌سازی پارامترهای ذاتی سیستم از قبیل سختی، شکل هندسی، استهلاک و... میزان نویز تولیدی کاهش داده می‌شود. به‌عنوان مثال می‌توان از صفحه‌ی نازک با استهلاک بالا (شیم)^۲ برای کاهش ارتعاشات دیسک و لنت استفاده کرد.

در مورد پدیده جیغ ترمز اجماع نظری بین محققان وجود ندارد. بعضی از محققان معتقدند که تغییر ضریب اصطکاک با سرعت و وقوع مکرر پدیده چسبش - لغزش^۳ بین لنت و



شکل ۱- جفت شدن مودها

روی آن بررسی کرد [۲]. او فرکانس طبیعی دیسک و کالیپر را محاسبه و نتایج را با نتایج آزمایش مقایسه کرد.

دافنوی در سال ۲۰۰۶، سیستم ترمز قطار را تحت بارهای ترمومکانیکی بررسی و برای این منظور از روش اجزای محدود استفاده کرد [۱۲]. لورلنگ نیز در سال ۲۰۰۶، سیستم ترمز قطار را مدل‌سازی کرد [۱۳]. او با مدل‌سازی اجزای محدود، ناپایداری سیستم ترمز را بررسی و فرکانسهای ناپایدار را محاسبه کرد. تعدادی از فرکانسهای ناپایدار به دست آمده با نتایج آزمایش تقریباً یکسان بودند.

مسی و همکارانش در سال ۲۰۰۷، با استفاده از یک مدل پین بر روی دیسک سیستم ترمز با کمک روش اجزای محدود، یک بار به صورت خطی و یک بار به صورت غیرخطی حل کردند. آنها پس از محاسبه مقادیر ویژه سیستم، فرکانس ناپایدار مشخص شد و ناحیه ناپایدار را با توجه به تغییرات مدول یانگ و ضریب اصطکاک به دست آوردند [۱۴].

در این مقاله به بررسی پدیده جیغ ترمز در اثر جفت شدن مودهای سیستم ترمز به عنوان عامل اصلی ایجاد آن پرداخته شده است. در تحقیق حاضر به دلیل استفاده از پردازش موازی، سیستم ترمز با جزئیات کامل مورد بررسی و اثر عوامل مختلف و موثری چون لنت، کالیپر و شیارها بر روی عملکرد سیستم مورد مطالعه قرار گرفته است. نوآوری مقاله شامل ۱- ارائه تکنیکی برای حل مسئله جیغ ترمز در نرم افزار اجزای محدود ۲- مدل‌سازی اجزای محدود پدیده جیغ ترمز برای سیستم ترمز خودروی سمند و ۳- ارائه راه حلی ساده برای بهتر شدن عملکرد آن است. روند ارائه مقاله به شکل زیر است. ابتدا در بخش (۲) تکنیک حل و قدمهای لازم برای شبیه سازی مسئله معرفی می‌شود. در بخش (۳) سیستم ترمز خودرو سمند معرفی و سپس جزئیات مربوط به مدل المان محدود سه بعدی آن ارائه می‌شود. در بخش (۵) تاثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد سیستم بررسی می‌شود. در نهایت جمع بندی از نتایج به دست آمده در بخش نتیجه گیری آورده شده است.

متمرکز که بر روی یک نوار نقاله با سرعت ثابت قرار داشت مدل کرد. نوار نقاله با سرعت ثابت حرکت و ضریب اصطکاک بین جرم و نوار نقاله با سرعت نسبی بین آنها تغییر می‌کرد [۱]. در این تحقیق، اثر تغییر ضریب اصطکاک و اثر نیروی دایتر بر روی پاسخ سیستم بررسی شده است.

هاچلنت و هاگدون در سال ۲۰۰۶، یک مدل چهار درجه آزادی برای بررسی سیستم ترمزی ارائه کردند که پایداری سیستم را با توجه به پارامترهای سیستم بررسی می‌کرد [۱۰]. آنها با قرار دادن دو عملگر پیزوالکتریک در پشت دو لنت، دو نوع کنترلر خطی، یکی بر اساس کنترل بهینه و دیگری بر پایه حداکثر انرژی تلف شده، برای کاهش نویز طراحی کردند.

در مدل‌های پیوسته، اجزای سیستم با دقت بالایی مدل شده و از روشهای اجزای محدود یا تحلیل مودال استفاده می‌شود تا پدیده یکسان شدن مودها و تشدید بررسی و اثر هندسه و پارامترهای دیگر روی آن به دست آید. مزیت این مدلها بر مدل‌های گسسته، دقت بالا و هم خوانی بیشتر نتایج آنها با نتایج تجربی است.

جیان لئو (۱۹۹۵) معادلات حرکتی سیستم ترمز را با استفاده از نظریه صفحه استخراج و با استفاده از روش اجزای محدود و تحلیل مودال نتایج حاصله را با نتایج آزمایشات مقایسه کرد [۱۱]. کائو در سال ۲۰۰۴، با استفاده از روش اجزای محدود، معادلات حرکت سیستم را استخراج و حل مقادیر ویژه را بر

۲- تکنیک حل

مدل سازی پدیده مورد نظر به راحتی در نرم افزارهای اجزای محدود امکانپذیر نیست. دیسک دارای حرکت دورانی با سرعت زاویه ای ثابت است که باید چرخش آن در مدل منظور شود. فشار ناشی از نیروی ترمز بایستی به لتها اعمال و توسط تماس بین لنت و دیسک به دیسک اعمال شود. همچنین اصطکاک بین لتها و دیسک نیز باید به گونه ای مناسب منظور شود. به منظور حل مسئله با توجه به مشخصات مذکور چهار گام اساسی برای حل آن در نظر گرفته شد.

در گام اول، از حلگر استاتیک ضمنی^۵ استفاده و در آن شرایط مرزی و بارگذاری فشاری به مدل اعمال می شود. تماس بین گره ها و نوع تماس بین آنها مشخص می شود. تماس از نوع گره بر صفحه است. در این گام ضریب اصطکاک صفر قرار داده می شود. همچنین تماس بین دیسک و لنت با قرار دادن فشار بر روی سطح خارجی صفحه پشتی لنت ایجاد می شود.

حلگر گام دوم نیز استاتیک ضمنی است و در آن حرکت دورانی و مقدار ضریب اصطکاک به مدل اعمال می شود. در حقیقت جوابهای ناشی از مرحله اول حل به عنوان مقادیر اولیه برای این مرحله استفاده می شوند. همان طور که قبلاً اشاره شده، پدیده جیغ ترمز در سرعتهای پایین ایجاد می شود. سرعت دورانی برای مسئله مورد نظر 5 rad/s فرض شده که با سرعتی که در آن این پدیده اتفاق می افتد تطابق دارد. همچنین در این مرحله، ضریب اصطکاک از صفر به میزان 0.3 افزایش می یابد. در حالت کلی ضریب اصطکاک به سرعت نسبی، سطح تماس، دما، رطوبت بستگی دارد. از آنجایی که ممکن است در اثر اعمال تماس و نیروی اصطکاک به طور همزمان حل ضمنی واگرا شود، لذا لازم است در گام اول تماس تعریف شده و ضریب اصطکاک صفر قرار داده شود و در گام بعدی مقدار ضریب اصطکاک به مقدار مورد نظر تغییر می کند تا موجب همگرایی مسئله شود. تا انتهای این مرحله، شرایط پایدار فرایند ترمزگیری مدل شده است.

در گام سوم، تحلیل فرکانس بر روی مدل انجام می گیرد و در

ادامه مقادیر ویژه مختلط مدل استخراج می شود. برای این محاسبه مقادیر ویژه لازم است از حلگر نامتقارن^۶ استفاده شود. لازم به ذکر است که مقادیر ویژه سیستم به دلیل وجود اصطکاک و نیروی گریز از مرکز و کوریولیس، در حالت کلی اعدادی مختلط اند. سپس دویست مقدار ویژه و بردار ویژه اول سیستم در محدوده فرکانسی 20 تا 20000 هرتز محاسبه می شوند.

این مرحله نیاز به زمان زیاد، حجم محاسبات و حافظه بسیار زیاد دارد. لذا برای سریعتر شدن محاسبات، حل مسئله مورد نظر بر روی شانزده پردازنده و به صورت موازی انجام گرفت. زمان لازم برای هر بار حل این مسئله بر روی شانزده پردازنده با فرکانس پردازش $2/66$ گیگاهرتز که مجموعاً سرعت این خوشه محاسباتی^۷ $14/88$ گیگافلاپس^۸ است، حدود $1/5$ ساعت است. در اینجا از ارائه جزئیات استخراج و چگونگی موازی کردن محاسبات به دلیل طولانی شدن مقاله خودداری می شود.

در مرحله چهارم، مقدارهای ویژه محاسبه شده استخراج و در فایل متنی ذخیره می شوند. اگر N معرف یکی از مقادیر ویژه سیستم باشد، پارامتر نسبت استهلاک^۹ به صورت زیر تعریف می شود

$$(1) \quad -2 \frac{\text{Re}(\lambda)}{|\text{Im}(\lambda)|} = \text{نسبت استهلاک}$$

مقادیر منفی ضریب استهلاک برای یک مود، نشانه ناپایداری آن مود است. اگر یکی از مودها ناپایدار شود، احتمال زیادی وجود دارد که پدیده جیغ ترمز روی دهد.

۳- ترمز خودروی سمند

برای بررسی پدیده یکی شدن مودها، سیستم ترمز خودرو سمند انتخاب و بررسی شد. این مدل شامل یک دیسک به همراه دو لنت است. دو لنت در دو طرف دیسک قرار دارند. دیسک توسط چهار پیچ به چرخ خودرو وصل می شود. جنس لنت از مواد آلی است. تصویری از لنت و دیسک در شکل (۲) نشان داده شده است. دیسک از جنس آهن ریخته گری و از نوع خنک شونده و دارای 38 پره است. قطر آن در حدود 270



شکل ۲- تصویر واقعی دیسک و لنت

جدول ۱- مشخصات مکانیکی دیسک ترمز

ضریب پوسان ν	مدول الاستیسیته $E(N/m)$	چگالی $\rho(Kg/m^3)$
۰/۲۴	۱۲۵ Gpa	$۷۲۰۰ \frac{Kg}{m^3}$

جدول ۲- مشخصات مکانیکی صفحه پشتی لنت

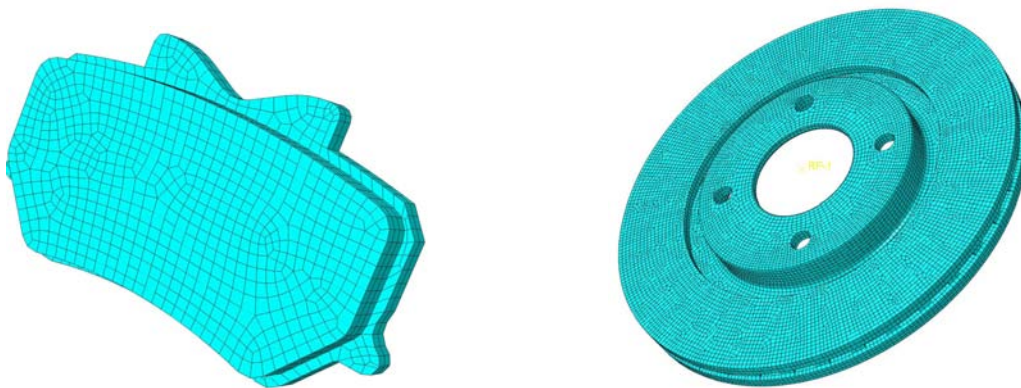
ضریب پوسان ν	مدول الاستیسیته $E(N/m)$	چگالی $\rho(Kg/m^3)$
۰/۲۹	۲۰۷ Gpa	$۷۸۲۰ \frac{Kg}{m^3}$

جدول ۳- مشخصات مکانیکی لنت دیسک ترمز

$\rho = ۲۵۱۰ \frac{Kg}{m^3}$						
D1111	D1122	D2222	D1133	D2233	D3333	D1112
۵۹۴۰۰۰۰	۷۶۰۰۰۰	۵۹۴۰۰۰۰	۹۸۰۰۰۰	۹۸۰۰۰۰	۲۲۷۰۰۰۰	۰
D2212	D3312	D1212	D1113	D2213	D3313	D1213
۰	۰	۲۵۹۰۰۰۰	۰	۰	۰	۰
D1313	D1123	D2223	D3323	D1223	D1323	D2323
۱۱۸۰۰۰۰	۰	۰	۰	۰	۰	۱۱۸۰۰۰۰

است. قسمت رو که بر روی قطعه فولادی می‌چسبد از جنس مواد آلی با اصطکاک زیاد ساخته شده‌است. قسمت روی لنت به صورت ماده‌ای کشسانی غیر ایزوتروپیک با مشخصات نشان داده شده در جدول (۳) مدل شده‌است.

میلیمتر و ضخامتی در حدود ۲۰ میلیمتر دارد. خصوصیات مکانیکی دیسک در جدول (۱) آورده شده‌است. لنت ترمز از دو قسمت پشت و رو تشکیل شده که قسمت پشت آن از جنس فولاد و دارای مشخصات مکانیکی مطابق آنچه در جدول (۲)



شکل ۳- جزءبندی دیسک و لنت

جدول ۴- جدول مقایسه نتایج برای ارزیابی

مقدار ضریب استهلاک	تعداد مودهای ناپایدار	
۰/۰۱۴	۱	مدل شده در مرجع [۱۵]
۰/۰۱۵۷	۱	مدل ارزیابی
٪ ۱۲	٪ ۰	خطا

بین دیسک و لنت از نوع گره بر روی صفحه 1° است.

۴- مدل اجزای محدود

مدل اجزای محدود مسئله در چند مرحله انجام می‌پذیرد که

مراحل آن در ادامه بیان می‌شود

۵- نتایج و تاثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد ترمز

در ادامه به مطالعه یکی شدن مودها در سیستم ترمز و پارامترهایی که بر روی آن تاثیر می‌گذارد، پرداخته می‌شود.

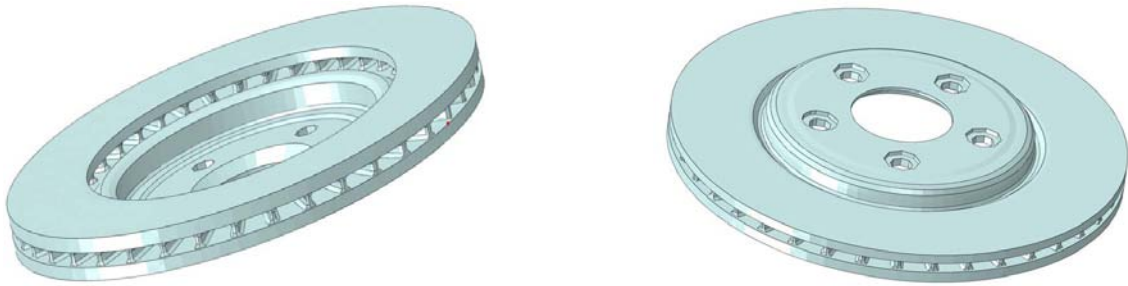
۴-۱- هندسه و بارگذاری مدل

با توجه به مدل واقعی، دیسک و لنت در نرم‌افزار مدل شدند.

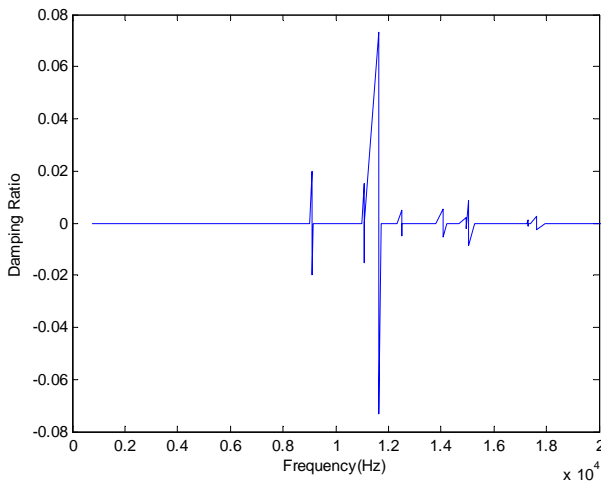
برای جزءبندی دیسک و لنت از اجزای مکعبی هشت گره‌ای با خاصیت عدم قفل شونده برشی استفاده شد. تعداد اجزای دیسک مدل شده، 50354 و تعداد گره‌های آن 68336 است. هر کدام از لنتها دارای 3515 جزء و 4665 گره است. تعداد کل درجات آزادی مدل شامل دیسک و لنتها 233000 است. مدل جزءبندی شده دیسک و لنت در شکل (۳) آمده است. لنت فقط قادر به حرکت در راستای عمود بر صفحه دیسک است و درجات آزادی آن در بقیه جهات مهار شده است. نیروی ترمز به صورت فشاری به دو صفحه پشتی وارد می‌شود. در محل قرارگیری پیچها، درجات آزادی دیسک گرفته شده است. تماس

۵-۱- صحت‌سنجی مدل و روش حل

برای اطمینان از درستی روش پیشنهادی، ابتدا مسئله دیسک و لنت مطرح شده در مرجع [۱۵] با راهکار ارائه شده در این مقاله حل و نتایج حاصله با نتایج مرجع در جدول (۴) آورده شده است. دیسک مورد مطالعه در این مرجع دارای قطر خارجی 290 میلیمتر، دارای 39 پره خنک‌کننده که در سطح پشتی دیسک قرار دارد و از جنس آهن ریخته‌گری مطابق شکل (۴) ساخته شده است. سرعت دوران آن (5 rad/s) است. لنت مورد بررسی در شکل (۵) نشان داده شده و جنس آن از مواد اصطکاکی است. ضریب اصطکاک $0/3$ ، بین دیسک و لنت



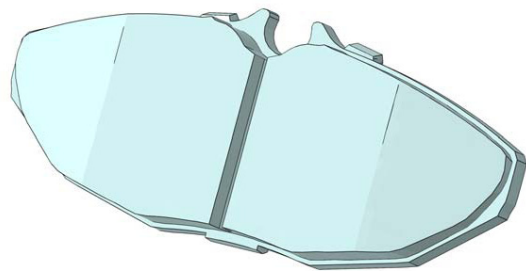
شکل ۴- مدل دیسک استفاده شده در مرجع [۱۵]



شکل ۶- نمودار ضریب استهلاک برای سیستم ترمز سمند

سمند در این حالت دارای نه مود ناپایدار در بازه فرکانسی ۲۰ تا ۲۰۰۰۰ هرتز است. شش مود ناپایدار اول سیستم ترمز سمند در شکل (۷) نشان داده شده است.

هنگامی که دو مود بر روی هم قرار می‌گیرند، فرکانس هر دو مود، یکسان خواهد شد. در این صورت قدر مطلق ضریب استهلاک در هر دو مود برابر شده و یکی از دو مود ناپایدار می‌شود. در حقیقت مودی که دارای ضریب استهلاک منفی است، مود ناپایدار است (به علامت منفی در تعریف ضریب استهلاک در معادله (۱) توجه شود). با توجه به نمودار شکل (۶)، مود ناپایدار سوم دارای بیشترین ضریب استهلاک است. با این شرایط، سیستم ترمز ممکن است در این نه فرکانس، نویز ایجاد کند. بنابراین، بهتر است با بهینه‌سازی پارامترهای ذاتی سیستم ترمز، تعداد فرکانسهای ناپایدار و مقدار ناپایداری آنها (ضریب استهلاک) را کاهش داد.

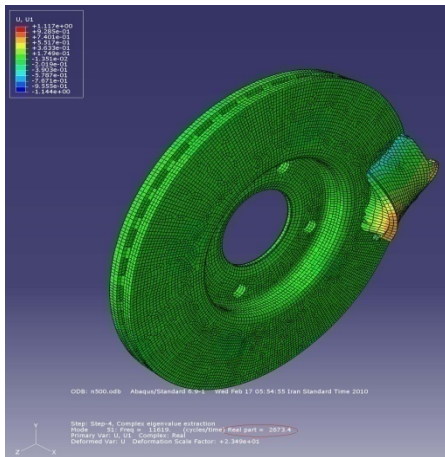


شکل ۵- لنت استفاده شده در مرجع [۱۵]

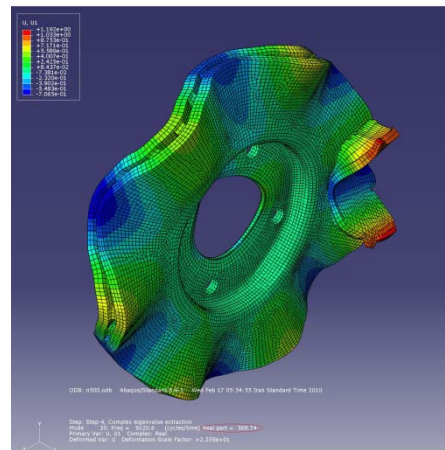
اعمال می‌شود. همان‌طور که از نتایج مشخص است تعداد موده‌های ناپایدار پیش بینی شده توسط هر دو تحقیق با یکدیگر برابر است (هر دو مدل یک مود ناپایدار در ۵۰ مود اول دارند). این تفاوت برای ضریب استهلاک حدود ۱۲ درصد است که با توجه به خطای مدل‌سازی، در سطح قابل قبولی است. به این ترتیب صحت‌سنجی تکنیک ارائه شده انجام و در ادامه بقیه نتایج بر روی ترمز سمند انجام می‌گیرد.

۲-۵- نتایج به دست آمده برای ترمز سمند

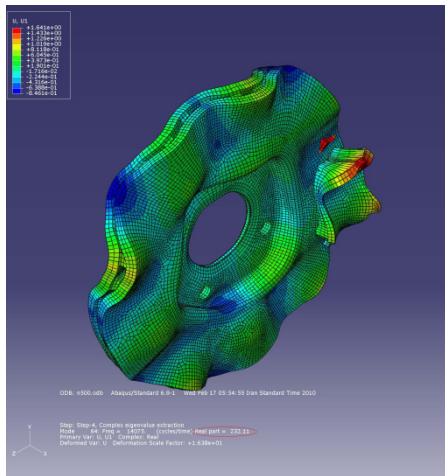
در ابتدا مسئله چندین بار برای شبکه‌های متفاوتی حل شد و از عدم وابستگی جوابها به اندازه جزء شبکه اطمینان حاصل شد. در نهایت شبکه‌ای مطابق آنچه در شکل (۳) نشان داده شده است، برای بقیه محاسبات در نظر گرفته شد. برای ضریب اصطکاک ۰/۳، بین دیسک و لنت، سرعت دوران (rad/s) ۵ برای دیسک و نیروی فشار ترمزی ۰/۵ کیلو پاسکال بر روی هر یک از لنتها، نمودار ضریب استهلاک به صورت نشان داده شده در شکل (۶) خواهد بود. با توجه به این شکل، سیستم ترمز



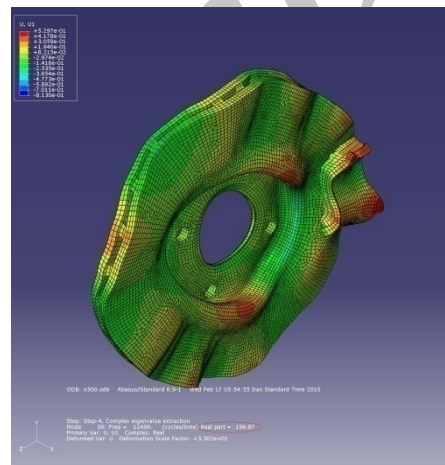
(ب)



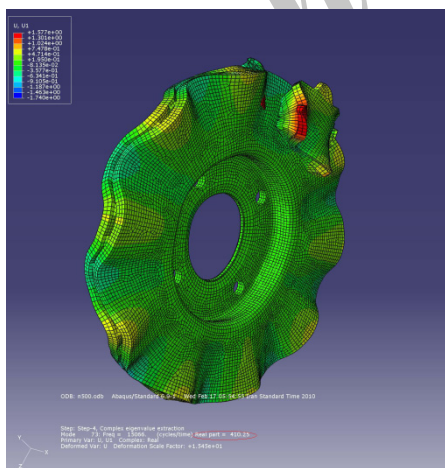
(الف)



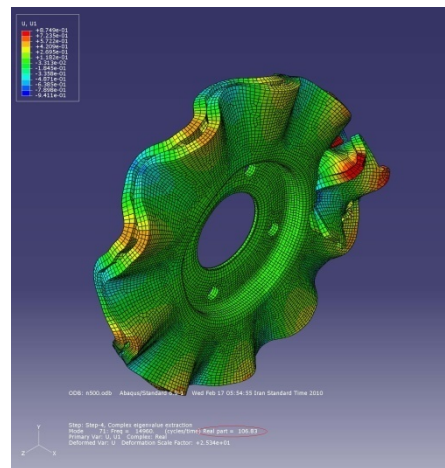
(د)



(ج)



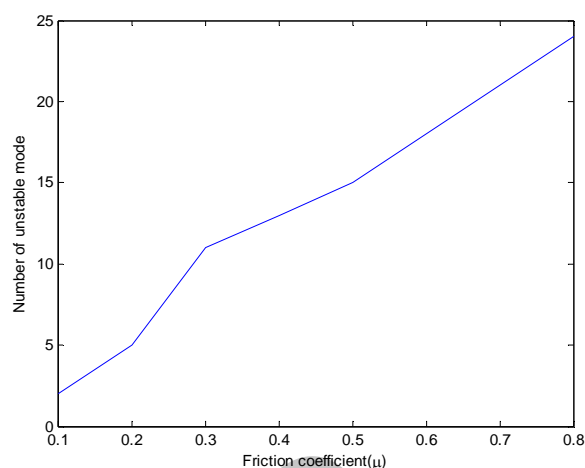
(ی)



(ه)

شکل ۶-۷ مود ناپایدار اول سیستم،

(الف)، مود ۳۴، (ب)، مود ۵۱، (ج)، مود ۵۶، (د)، مود ۶۴، (ه)، مود ۷۱، (ی)، مود ۷۳



شکل ۸- نمودار تعداد مود ناپایدار بر حسب ضریب اصطکاک

پارامتر ضریب استهلاک در سه مود ۱۲، ۲۴، ۳۴ و مود بحرانی، آورده شده است. با توجه به این نمودارها، می توان چنین نتیجه گیری کرد که افزایش مقدار ضریب اصطکاک، هم تعداد مود ناپایدار و هم مقدار ضریب استهلاک را افزایش می دهد، به طوری که افزایش ضریب اصطکاک، بیشترین تاثیر را بر روی ضریب استهلاک مود بحرانی دارد. به بیان دیگر با افزایش ضریب اصطکاک، هم زمان با افزایش ضریب استهلاک مودهای ناپایدار موجود، تعداد مودهای پایدار برانگیخته شده نیز افزایش می یابد. فرکانس مودهای ناپایدار نیز افزایش یافته است، اگرچه میزان افزایش چشمگیر نیست. بنابراین با افزایش ضریب اصطکاک امکان ایجاد جیغ ترمز تشدید و فرکانس جیغ نیز بالاتر می رود.

۳-۵- اثر نیروی ترمز بر روی جیغ ترمز

بعد از ضریب اصطکاک، اثر نیروی ترمزگیری بررسی می شود. برای این منظور، تمام پارامترها به غیر از نیروی ترمزگیری ثابت در نظر گرفته شد. نیروی ترمز بین ۱۸۷ پاسکال تا ۱۵۰۰ پاسکال تغییر داده شد تا تاثیر آن بر روی دیده جیغ ترمز مورد مطالعه قرار گیرد. هم چنان که در شکل (۱۰) مشاهده می شود، تغییر نیروی ترمزگیری تاثیر چندانی بر تعداد مود ناپایدار شده و ضریب استهلاک بحرانی ترین مود ندارد. بنابراین تغییر نیروی ترمز، تاثیری بر روی جیغ ترمز نخواهد داشت.

با توجه به تاثیر دو پارامتر ضریب اصطکاک و نیروی ترمزگیری بر روی جیغ ترمز، برای کاستن نویز حاصل از جیغ ترمز می توان سیستم ترمزگیری با ضریب اصطکاک کم و نیروی ترمزگیری بیشتر طراحی کرد. این در حالی است که افزایش نیرو در سیستم ترمز موجب ایجاد مشکلاتی در عملکرد آن می شود. به عبارت دیگر عملکرد سیستم ترمز در ترمزهای ناگهانی کاهش پیدا می کند و این موضوع برای سیستم ترمز مناسب نیست. به علاوه وجود نیروی زیاد تنش قطعات و در نهایت عمر موثر آنها را نیز کاهش می دهد.

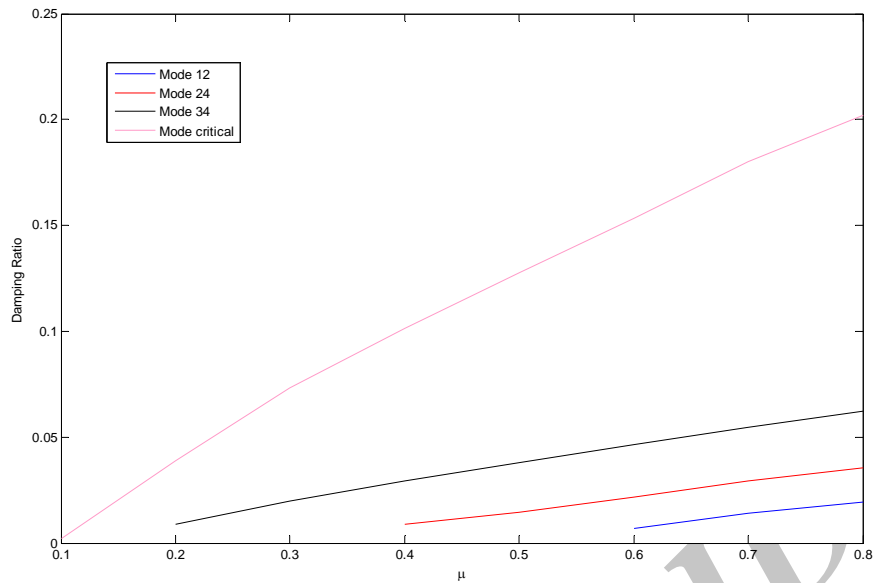
دو پارامتر اساسی سیستم ترمز که بر روی عملکرد فرایند ترمزگیری تاثیر مستقیم دارند، ضریب اصطکاک بین دیسک و لنت و نیروی ترمزگیری است. ضریب اصطکاک بین دیسک و لنت یکی از پارامترهای طراحی است. اما نیروی ترمزگیری پارامتر طراحی است که به عملکرد ترمزگیری راننده نیز وابسته است. در ادامه به تاثیر این پارامترها بر روی سیستم ترمزسمند پرداخته می شود.

۳-۵- اثر ضریب اصطکاک بین لنت و دیسک بر روی

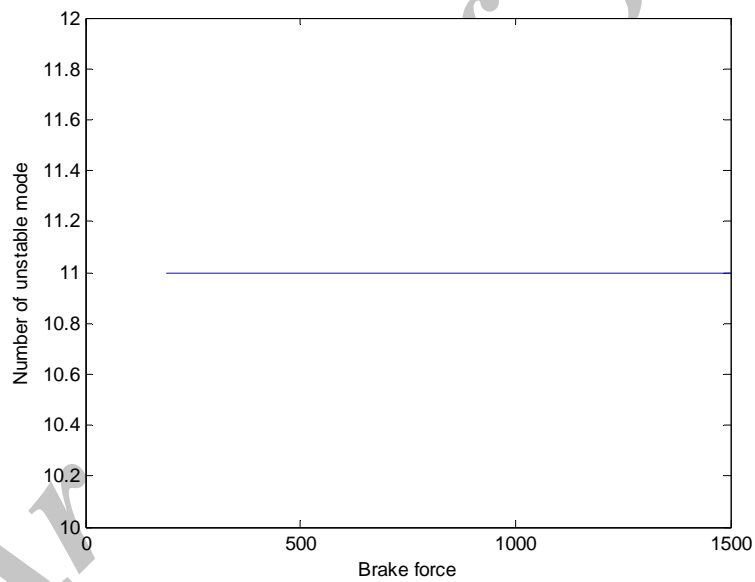
جیغ ترمز

برای مطالعه تاثیر مقدار ضریب اصطکاک بر روی جیغ ترمز با توجه به مدل ارائه شده، تمام پارامترهای سیستم ترمز به غیر از ضریب اصطکاک، بدون تغییر فرض شده اند. مقدار ضریب اصطکاک بین دو مقدار ۰/۱ تا ۰/۸ تغییر داده شده و تاثیر آن بر روی پدیده جیغ ترمز بررسی شده است.

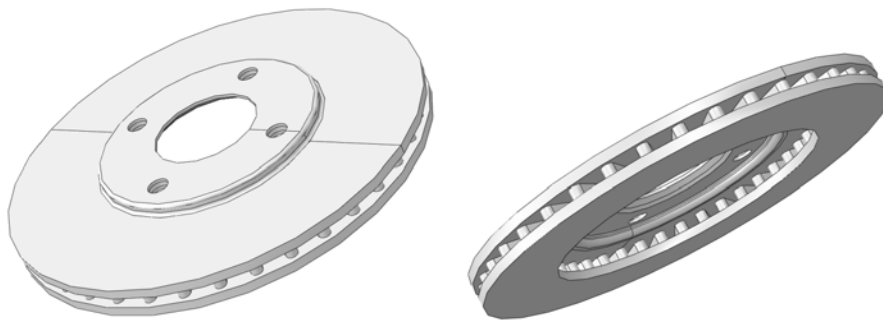
در شکل (۸)، تاثیر افزایش ضریب اصطکاک بر روی تعداد مودهای ناپایدار مشاهده می شود. افزایش ضریب اصطکاک، تعداد مود بحرانی را به شدت افزایش داده، به طوری که در این بازه، تعداد آنها به عدد ۲۲ افزایش یافته است. افزایش مودهای ناپایدار در بازه ۰/۲ تا ۰/۳ بیشتر از بازه های دیگر است. در شکل (۹)، تاثیر تغییر ضریب اصطکاک بر روی



شکل ۹- نمودار قدر مطلق ضریب استهلاک برای سه مود ۱۲ و ۲۴ و ۳۴ و بحرانی ترین مود بر حسب ضریب اصطکاک



شکل ۱۰- نمودار تعداد مود ناپایدار بر حسب نیروی ترمز



شکل ۱۱- دو نما از دیسک دوم

جدول ۵- جدول مقایسه مودهای ناپایدار دو نوع دیسک در بازه فرکانسی ۰-۱۶۰۰۰ هرتز

تعداد مود ناپایدار	مقدار ضریب استهلاک برای مود بحرانی	
۷	۰/۰۷۳۲	دیسک نوع اول
۱۶	۰/۱۰۱	دیسک نوع دوم
+۱۲۸ %	+۳۸%	درصد تغییر

جدول ۶- جدول مقایسه فرکانسهای ناپایدار دو نوع دیسک در بازه فرکانسی ۰-۱۶۰۰۰ هرتز

فرکانس اول ناپایداری	فرکانس دوم ناپایداری	فرکانس سوم ناپایداری	فرکانس مود بحرانی	
۹۱۲۰	۱۱۰۷۷	۱۲۴۹۹	۱۲۴۹۹	دیسک نوع اول
۶۸۶۸	۸۳۸۲	۹۵۷۷	۱۱۲۹۶	دیسک نوع دوم
-۲۵ %	-۲۴ %	-۲۳ %	-۱۰ %	درصد تغییر

۴-۵- اثر هندسه لنت بر روی جیغ ترمز

برای مطالعه تاثیر هندسه دیسک، نیاز به تهیه مدل دیگری است. به این منظور، مدل جدیدی از دیسک تهیه شد که دو نما از آن در شکل (۱۱) نشان داده شده است. تفاوت این دیسک با مدل قبلی در شکل کلاه آن و مکان قرارگیری پره‌های خنک‌کننده است. این دیسک با لنتها و جنسهای قبلی در نرم‌افزار مورد بررسی قرار گرفت. کلیه شرایط مرزی، تماسهای بین دو سطح و بارگذاری به مانند مدل قبلی به دیسک و لنتها اعمال شد. برای مقایسه، پارامترهای قابل بررسی دیسک جدید و دیسک مدل شده قبلی در جدول (۵) آورده شده است.

هم‌چنان که مشخص است، با تغییر مدل روتور، تعداد مود ناپایدار در بازه ۰-۱۶۰۰۰، به ۱۶ عدد افزایش یافته است. این معادل افزایشی در حدود ۱۲۸ درصد برای تعداد مودهاست. هم‌چنین این تغییر مقدار ضریب استهلاک مود بحرانی را نیز افزایش داده است. افزایش تعداد مود و ضریب استهلاک برای سیستم ترمز مناسب نیست. تاثیر این تغییر بر روی فرکانس مودهای ناپایدار در جدول (۶) آورده شده است. با توجه به این جدول، دیسک جدید فرکانسهای ناپایدار سه مود اول را در حدود ۲۴ درصد کاهش داده است. هم‌چنین فرکانس مود

بحرانی در حدود ۱۰ درصد کاهش یافته است. این موضوع به علت افزایش بازه فرکانسی ناپایدار مطلوب نیست.

۵-۵- اثر شیارهای روی لنت بر روی جیغ ترمز

مورد بررسی دیگر، تاثیر شیارهایی است که می‌توان بر روی لنت ایجاد کرد. این شیارها شامل، شیارهای عمودی، طولی و زاویه‌دار است. برای مقایسه تاثیر ایجاد شیار بر روی تعداد مود ناپایدار و ضریب استهلاک، مقدار تغییرات این دو پارامتر در بازه فرکانسی ۰-۱۳۰۰۰ هرتز به همراه شکل لنتها در جدول (۷) نشان داده شده است.

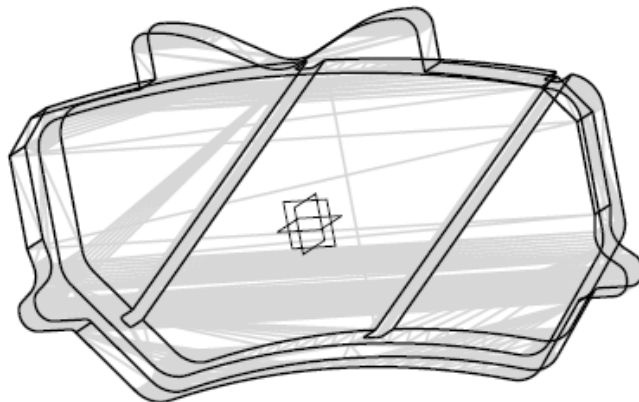
با توجه به این جدول، با ایجاد شیار بر روی سطح رویی لنت، هم تعداد مودهای ناپایدار و هم مقدار ضریب استهلاک در آنها به شدت افزایش یافته است. نتایج افزایش ۱۲۵ تا ۲۵۰ درصدی در تعداد مود ناپایدار و ۳۴ تا ۴۵ درصدی در ضریب استهلاک در مود ناپایدار بحرانی را نشان می‌دهند. مقدار فرکانس مود ناپایدار بحرانی و سه مود ناپایدار اول در جدول (۸) آورده شده است. ایجاد این نوع شیارها بر روی لنت، موجب افزایش بازه فرکانسی مودهای ناپایدار می‌شود. این شیارها همچنین موجب کاهش فرکانس مود ناپایدار اول بین ۳۵

جدول ۷- جدول مقایسه مودهای ناپایدار لنتهای مختلف در بازه فرکانسی ۱۳۰۰۰-۰ هرتز

ضریب استهلاک	تعداد مود ناپایدار	شکل لنت	
درصد افزایش	درصد افزایش		
۰/۰۷۳۲	۴		لنت معمولی
% ۰	% ۰		
۰/۱۰۶	۱۴		لنت با یک شیار طولی
% +۴۵	% +۲۵۰		
۰/۱۰۸	۱۱		لنت با یک شیار عمودی
% +۴۵	% +۱۷۵		
۰/۰۹۸۱	۹		لنت با دو شیار عمودی
% +۳۴	% +۱۲۵		
۰/۱۰۱	۱۲		لنت با یک شیار اریب
% +۳۸	% +۲۰۰		

جدول ۸- جدول مقایسه فرکانسهای ناپایدار لنتهای مختلف در بازه فرکانسی ۱۳۰۰۰-۰ هرتز

فرکانس مود سوم	فرکانس مود دوم	فرکانس مود اول	فرکانس بحرانی	
درصد افزایش	درصد افزایش	درصد افزایش	درصد افزایش	
۱۲۴۹۹	۱۱۰۷۷	۹۱۲۰	۱۲۴۹۹	لنت معمولی
% ۰	% ۰	% ۰	% ۰	
۷۲۴۱	۵۰۶۸	۳۸۱۸	۱۱۲۴۲	لنت با یک شیار طولی
% -۴۲	% -۵۴	% -۵۸	% -۱۰	
۸۶۵۵	۷۲۵۳	۳۸۱۸	۱۱۳۹۹	لنت با یک شیار عمودی
% -۳۰	% -۳۵	% -۵۸	% -۹	
۱۱۱۵۲	۸۵۴۰	۷۲۴۶	۳۸۱۸	لنت با دو شیار عمودی
% -۵۸	% -۴۲	% -۳۵	% -۱۰	
۱۱۲۶۶	۷۲۶۳	۵۵۳۴	۳۸۱۵	لنت با یک شیار اریب
% -۵۸	% -۴۲	% -۵۰	% -۱۰	



شکل ۱۲- لنت ترمز پیشنهادی با دو شیار موازی قطری

جدول ۹- جدول مقایسه مودهای ناپایدار دو نوع لنت در بازه فرکانسی ۰-۲۰۰۰۰ هرتز

ضریب استهلاک مود ناپایدار	تعداد مود ناپایدار	
۰/۰۷۳۲	۹	لنت نوع اول
۰/۰۴۳۲	۲	لنت با دو شیار اریب
٪ -۴۱	٪ -۷۸	درصد تغییر

جدول ۱۰- جدول مقایسه فرکانسهای ناپایدار دو نوع لنت در بازه فرکانسی ۰-۲۰۰۰۰ هرتز

فرکانس اول ناپایداری	فرکانس دوم ناپایداری	فرکانس سوم ناپایداری	فرکانس مود بحرانی	
۹۱۲۰	۱۱۰۷۷	۱۲۴۹۹	۱۲۴۹۹	لنت نوع اول
۷۱۱۴	۸۲۶۶	-	۸۲۶۶	لنت با دو شیار اریب
٪ -۲۲	٪ -۲۵	-	٪ -۳۴	درصد تغییر

فرکانسی ۰-۲۰۰۰۰ هرتز در جدول (۹) آورده شده است. با توجه به این جدول، تعداد مودهای ناپایدار به شدت کاهش یافته است. تعداد مودهای ناپایدار کاهش ۷۸ درصدی را در بازه فرکانسی ۰-۲۰۰۰۰ هرتز نشان می دهد. ضریب استهلاک مود بحرانی نیز ۴۶ درصد کاهش یافته که این موضوع برای کاهش جیج ترمز سیستم ترمز سمند مطلوب است. در این حالت نیز با توجه به جدول (۱۰)، فرکانس مودهای ناپایدار در حدود ۲۳ درصد کاهش یافته است. با توجه به تعداد کم مودهای ناپایدار و نزدیک بودن فرکانسهای ناپایدار، این موضوع مشکلی بر عملکرد جاذبه های صوتی نیز ایجاد نمی کند.

تا ۵۸ درصد می شوند. بنابراین این شیارها هم تعداد مودهای ناپایدار را افزایش و هم فرکانس مودهای ناپایدار را به شدت کاهش می دهند. با توجه به اینکه جاذبه های صوت در یک دامنه فرکانسی محدود عملکرد بهتری دارند، این پراکندگی فرکانسی از این لحاظ مطلوب نیست.

با توجه به تاثیر افزایش تعداد شیارها بر روی کاهش تعداد مود ناپایدار نسبت به حالت تک شیار، دو شیار زاویه دار مانند شکل (۱۲) بر روی لنت ایجاد شده است. تاثیر این تغییر بر روی تعداد مود ناپایدار و فرکانس آنها در ادامه مورد مطالعه قرار می گیرد. تاثیر این تغییر بر روی تعداد مود ناپایدار در بازه

۵-۶- اثر کشسانی دیسک و چگالی دیسک و لنت بر

روی جیغ ترمز

قابلیت تغییر در کشسانی دیسک ترمز با توجه به جنس آن و همچنین تاثیر آن بر روی دیگر پارامترهای طراحی ترمز زیاد نیست. به عبارت دیگر این پارامتر جزو پارامترهایی است که طراح اجازه تغییرات در آن را ندارد. تغییراتی در محدوده قابل قبول (به علاوه و منهای ۱۰ درصد) در سختی دیسک اعمال و محاسبات مجدداً انجام شد، اما اثر قابل توجهی در کاهش یا افزایش جیغ ترمز مشاهده نشد. چگالی دیسک و لنت نیز در محدوده قابل قبول نسبت به مقادیرهای اولیه آن تغییر داده شد، اما این نتایج نشان داد که این تغییرات تاثیر خاصی بر روی پارامترهای مورد بررسی در رابطه با جیغ ترمز ندارد.

۶- نتیجه گیری

این مقاله به بررسی پدیده جیغ ترمز در سیستم ترمز اتومبیل می پردازد. در ابتدا نظریه های مختلف ارائه شده در این زمینه

واژه نامه

1. brake Squeal
2. shims
3. stick- Slip
4. internal resonance
5. static General
6. unsymmetric
7. compute Cluster
8. floating point operation per second
9. damping ratio
10. node to surface

مراجع

1. Michaux, M., "Suppression of Friction-Induced Oscillations through Use of High-Frequency Dither Signals," Ph.D. Thesis, Georgia Institute of Technology, Georgia, 2005.
2. Cao, Q., "Linear Eigenvalue Analysis of the Disc-Brake Squeal Problem," *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 2004.
3. Dumitru, M., "Nonsmooth Dynamics of Disc Brake System and Aeroelastic Panels," Ph.D. Thesis Wayne state university, Detroit, 2005.
4. Ouyang, H., and Mottershead, J.E., "Friction-Induced Parametric Resonances in Disc: Effect of a Negative Friction-Velocity Relationship." *Journal of Sound and Vibration*, 1998.
5. Millner, N., "An Analysis of Disc Brake Squeal," Sae Technical Paper, 1978.
6. Wagner, U, Hochlenert, D, and Hagedorn, P., "Minimal Models for Disk Brake Squeal," *Journal of Sound and Vibration*, 2007.
7. Mottershead, J. E., *Vibrations and Friction-Induced Instability in Discs. Dynamics with Friction: Modeling, Analysis, and Experiment*, World Scientific Publishing, 2001.
8. Pilipchuk, V, and Tan, C., "Creep-Slip Capture as a Possible Source of Squeal During Decelerated Sliding," *Nonlinear Dynamics*, 2004.
9. Shin, K, Brennan, M. Oh, J, and Harris, C., "Analysis of Disk Brake Noise Using a Two-Degree-of-Freedom Model," *Journal of Sound and Vibration*, 2002.

10. Hagedorn, P., "Control of Disc Brake Squeal – Modelling and Experiments," *Struct. Control Health Monit*, 2006.
11. Luo, J., "Friction-Induced Vibration and Dynamic Instability Finite Element Analysis: Application of Disc Brake Squeal," Ph.D. Thesis, university of Cincinnati, Ohio, 1995.
12. Massi, F, et.al, "Brake Squeal: Linear and Nonlinear Numerical Approaches," *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2006.
13. Majcherczak, D, and Dufrénoy, P., "Dynamic Analysis of a Disc Brake Under Frictional and Thermomechanical Internal Loading," *Arch Appl Mech*, 2006.
14. Lorang, X, Foy-Margiocchi, F, Nguyen, Q. and Gautier, P., "TGV Disc Brake Squeal," *Journal of Sound and Vibration*, 2006.
15. Hibbit, karlsson & Sorensen Inc., *Abaqus/Standard User's Manual*, Version 6.9.1,

Archive of SID