



بهینه‌سازی شکل قسمت لاستیکی نگهدارنده موتور ملی به منظور بهبود رفتار ارتعاشی آن

حمید اسفندیاری^۱، علیرضا شوشتری^۲، وحید فخاری^{۳*}

^۱ دانشگاه بوعلی سینا، همدان، ایران، hamidsfandiyari@gmail.com

^۲ دانشگاه بوعلی سینا، همدان، ایران، shooshta@basu.ac.ir

^۳ دانشگاه شهید بهشتی، پردیس فنی و مهندسی شهید عباسپور، تهران، ایران، v_fakhari@sbu.ac.ir

* نویسنده مسئول

اطلاعات مقاله

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۶ اسفند ۱۳۹۵

پذیرش: ۱۸ آذر ۱۳۹۶

کلیدواژه‌ها:

نگهدارنده موتور

جداسازی مودهای ارتعاشی

محور گشتاور غلتشی

بهینه‌سازی

هایپرلاستیک

چکیده

در این مقاله، بر اساس جداسازی مودهای ارتعاشی موتور ملی نسبت به محور گشتاور غلتشی، سختی‌های بهینه نگهدارنده‌ها تعیین شده و شکل مناسب بخش لاستیکی نگهدارنده گشتاوری برای دستیابی به سختی‌های بهینه مشخص می‌گردد. به این منظور، تابع هدف مناسب انتخاب شده و پس از آنالیز حساسیت، متغیرهای بهینه‌سازی تعیین می‌گردند. برای انجام بهینه‌سازی از الگوریتم ژنتیک استفاده می‌شود. سپس، لاستیک در نرم افزار هایپر مش شبکه بندی شده و در نرم افزار اباکوس پس از انتخاب مدل مناسب هایپرلاستیک برای آن، تحلیل‌های استاتیکی انجام شده و با مقایسه نتایج حاصل با نتایج آزمون‌های تجربی، مدل اجزاء محدود و تحلیل استاتیکی انجام شده در نرم‌افزار اباکوس اعتبارسنجی می‌گردد. سپس، با تغییر شکل‌های متعدد و انجام تحلیل‌های استاتیکی در نرم‌افزار اباکوس، شکل مناسب لاستیک برای دستیابی به سختی‌های بهینه تعیین می‌گردد. در نهایت، به منظور بررسی میزان بهبود رفتار ارتعاشی موتور با به کارگیری هندسه جدید لاستیک، نمودارهای پاسخ فرکانسی قبل و بعد از بهینه‌سازی ترسیم شده و مورد مقایسه قرار می‌گیرند. بر اساس نتایج به دست آمده، با به کارگیری هندسه جدید لاستیک (حالت بهینه) در مقایسه با حالت فعلی، هم حرکات موتور کمتر شده و هم نیروهای منتقل شده به شاسی کاهش می‌یابند که منجر به آرامش بیشتر سرنشینان خودرو خواهد شد.



تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

۱- مقدمه

موتور، منبع اصلی تولید قدرت در خودرو، یکی از منابع مهم ارتعاشات در خودرو نیز به شمار می‌آید. به منظور کنترل ارتعاشات موتور خودرو از نگهدارنده‌های موتور (دسته موتورها) استفاده می‌گردد. نگهدارنده‌ها وظیفه تحمل وزن موتور و کاهش ارتعاشات منتقل شده به موتور از طرف جاده و همچنین حفظ سرنشینان از ارتعاشات تولید شده موتور را دارند. یک نگهدارنده مطلوب باید خواصی وابسته به دامنه و فرکانس ارتعاشات ورودی داشته باشد. این امر هدف اصلی طراحان در دهه‌های اخیر بوده و باعث ایجاد روند تکاملی نگهدارنده‌ها از یک قطعه لاستیکی ساده تا نگهدارنده‌های هیدرولیکی، نیمه فعال و فعال در سالهای اخیر شده است. بنابراین تعیین سختی مطلوب نگهدارنده‌ها تا حد زیادی باعث راحتی سرنشینان خودرو می‌گردد. روش‌های متنوعی برای تعیین سختی مناسب نگهدارنده‌های موتور وجود دارند که یکی از این روش‌ها مبتنی بر تعریف محوری به نام محور گشتاور غلتشی است.

چئونگ و سینگ [۱] روش‌های تحلیلی جداسازی مودهای ارتعاشی موتور خودرو از جمله جداسازی نسبت به محور گشتاور غلتشی را ارائه نمودند.

جک و پاتون [۲] بیان کردند که اگر راستای محور گشتاور غلتشی با راستای یکی از مودهای طبیعی ارتعاش منطبق شود، جسم فقط یک چرخش صلب در راستای بردار آن مود خواهد داشت و پاسخ، صرف‌نظر از فرکانس تحریک، چرخش حول محور گشتاور غلتشی خواهد بود. از آنجایی که دستیابی به جداسازی کامل یعنی انطباق کامل راستای مود طبیعی با راستای محور گشتاور غلتشی، همواره در دسترس و قابل اجرا نمی‌باشد، از این رو از روش‌های بهینه‌سازی استفاده می‌گردد. در روش‌های بهینه‌سازی سعی می‌گردد راستای مود طبیعی تا حد ممکن به راستای محور گشتاور غلتشی نزدیک گردد، یعنی جداسازی جزئی^۳ انجام می‌پذیرد.

ونگ^۴ و همکاران [۳] با استفاده از روش بهینه‌سازی برای سیستم نگهدارنده موتور یک کامیون، سختی و زاویه قرارگیری نگهدارنده‌ها را محاسبه کرده و نشان دادند که با افزایش درصد جداسازی مودها، شتاب صندلی راننده کاهش می‌یابد.

سو^۵ [۴]، کلت^۶ [۵] و چن^۷ [۶] همراه همکارانشان نشان دادند که به کارگیری روش‌های بهینه‌سازی با هدف جداسازی مودهای ارتعاشی موتور برای تعیین سختی نگهدارنده‌ها باعث کاهش ارتعاشات منتقل شده موتور خودرو می‌گردد.

لی و همکاران [۷] به منظور به دست آوردن شکل بهینه نگهدارنده لاستیکی، یک فرآیند بهینه‌سازی را با تعیین چند پارامتر که شکل نگهدارنده را مشخص می‌کنند، معرفی نمودند.

نویسندگان مقاله حاضر، در پژوهش قبلی [۸] به منظور تعیین ضرایب سختی مناسب نگهدارنده‌های موتور ملی از روش جداسازی مودهای ارتعاشی موتور نسبت به محور گشتاور غلتشی استفاده نمودند. ایشان بر اساس نتایج به دست آمده، نشان دادند که امکان دستیابی به جداسازی کامل مودهای ارتعاشی تنها با تغییر سختی نگهدارنده‌ها و با توجه به محدودیت‌های طراحی وجود ندارد. لذا با استفاده از روش بهینه‌سازی به جداسازی جزئی مودهای ارتعاشی موتور حول محور گشتاور غلتشی پرداختند. در نهایت، با مقایسه نمودارهای پاسخ فرکانسی قبل و بعد از بهینه‌سازی، نشان دادند که با به کارگیری سختی‌های به دست آمده از بهینه‌سازی، نه تنها ارتعاشات موتور کاهش می‌یابد، بلکه مقدار نیروی منتقل شده به شاسی هم کاهش می‌یابد که به معنای افزایش آرامش سرنشینان خودرو است.

در این مقاله، شکل جدید برای لاستیک نگهدارنده موتور ملی به منظور بهبود رفتار ارتعاشی موتور پیشنهاد می‌گردد.

در بخش ۲ مشخصات موتور ملی و در بخش ۳ محور گشتاور غلتشی معرفی می‌گردند. در بخش ۴ با استفاده از بهینه‌سازی بر اساس جداسازی مودهای ارتعاشی موتور ملی نسبت به محور گشتاور غلتشی، مقادیر بهینه سختی نگهدارنده موتور تعیین می‌گردند. به این منظور، متغیرهای بهینه‌سازی به کمک آنالیز حساسیت تعیین شده و به منظور انجام بهینه‌سازی از الگوریتم ژنتیک استفاده می‌شود.

در بخش ۵، لاستیک نگهدارنده در نرم‌افزار هایپر مش^۸ شبیه‌سازی شده و در نرم‌افزار آباکوس مدل هایپرلاستیک مناسبی برای آن انتخاب می‌گردد.

در بخش ۶ تحلیل استاتیکی لاستیک در نرم‌افزار آباکوس انجام شده و با مقایسه نتایج حاصل با نتایج آزمون‌های تجربی، مدل اجزاء محدود و تحلیل انجام شده در نرم‌افزار اعتبارسنجی می‌گردد.

در بخش ۷ با انجام تحلیل‌های استاتیکی متعدد در نرم‌افزار آباکوس، شکل هندسی لاستیک نگهدارنده برای دستیابی به سختی‌های بهینه تعیین می‌گردد.

در بخش ۸ نمودارهای پاسخ فرکانسی جابجایی‌ها و چرخش‌های موتور و همچنین برآیند نیروهای منتقل شده به شاسی قبل و بعد از بهینه‌سازی تعیین شده و مورد مقایسه قرار می‌گیرند. در نهایت، نتیجه‌گیری در بخش ۹ ارائه می‌شود.

روندنامه‌ی مراحل انجام شده در این مقاله در ادامه نشان داده می‌شود.

5 Suh

6 Kolteh

7 Chen

8 Hypermesh

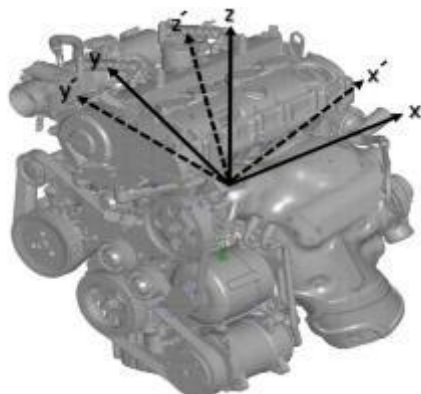
1 Engine Mounts

2 Torque Roll Axis (TRA)

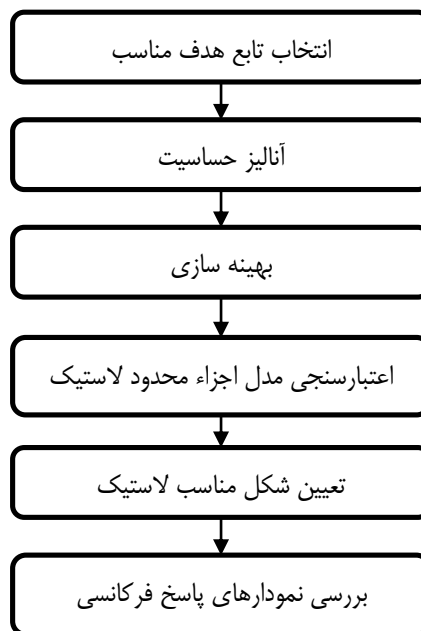
3 Partial Decoupling

4 Weng

محور گشتاور غلتشی و محور X به موازات محور میل لنگ می باشد. مبدأ سیستم های مختصات مذکور در محل مرکز جرم موتور در نظر گرفته شده اند.

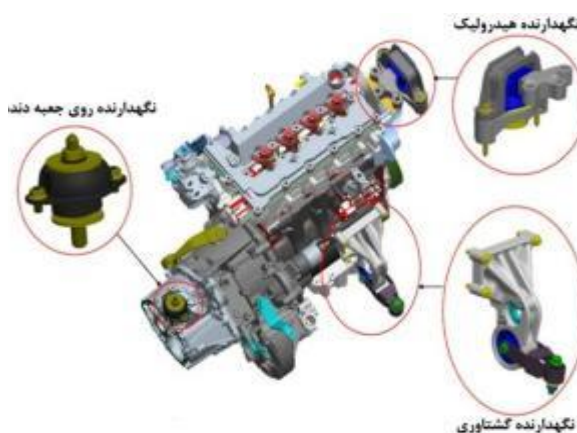


شکل ۲: سیستم مختصات فیزیکی (XYZ) و سیستم مختصات محور گشتاور غلتشی (x'y'z') برای یک موتور خودرو



۲- مشخصات موتور ملی (EF7)

موتور ملی (EF7) بر روی سه نگهدارنده قرار دارد. یکی از نگهدارنده‌ها هیدرولیکی و دوتای دیگر لاستیکی می‌باشند. شکل ۱، نمایی از موتور ملی همراه با نگهدارنده‌های آن را نشان می‌دهد.



شکل ۱: پیکربندی سیستم نگهدارنده‌های موتور ملی

۴- بهینه‌سازی بر اساس جداسازی مودهای ارتعاشی موتور نسبت به محور گشتاور غلتشی

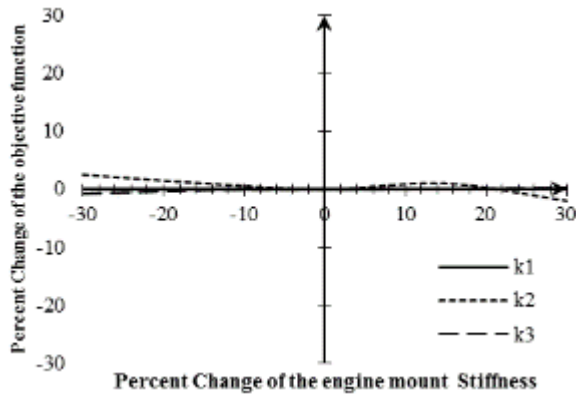
در این مقاله، به منظور جداسازی مودهای ارتعاشی موتور ملی حول محور گشتاور غلتشی، از روش بهینه‌سازی استفاده می‌گردد. از آن جا که تغییر موقعیت و زاویه قرارگیری نگهدارنده‌ها باعث ایجاد تغییر شکل در شاسی و براکت نگهدارنده‌ها می‌شود و این تغییرات از لحاظ عملی فاقد صرفه اقتصادی است، بنابراین در این مقاله سختی نگهدارنده‌ها به گونه ای انتخاب می‌گردند که یکی از مودهای ارتعاشی موتور تا حد امکان به چرخش حول محور گشتاور غلتشی نزدیک گردد. به این منظور، با ثابت در نظر گرفتن موقعیت و زاویه قرارگیری نگهدارنده‌ها و استفاده از یک روش بهینه سازی، سختی بهینه نگهدارنده‌ها برای جداسازی مودهای ارتعاشی موتور حول محور گشتاور غلتشی تعیین می‌گردند.

۱-۴- تابع هدف

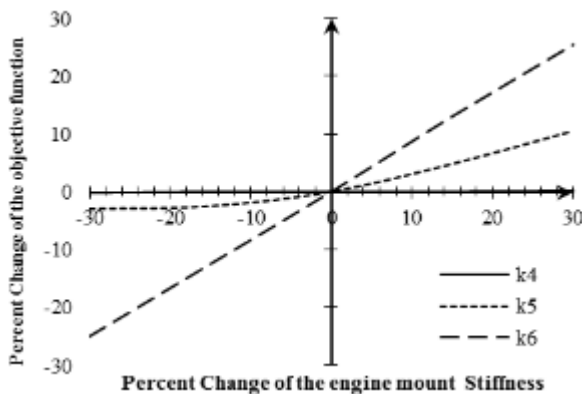
به منظور دستیابی به جداسازی مودهای ارتعاشی موتور حول محور گشتاور غلتشی، لازم است یکی از مودهای ارتعاشی موتور، به صورت چرخش حول محور گشتاور غلتشی باشد. به لحاظ تئوری، این امر با تعیین موقعیت و مقادیر سختی مناسب نگهدارنده‌ها امکان پذیر است. ولی در عمل، به دلیل محدودیت های موجود در تغییر موقعیت و سختی نگهدارنده‌ها، امکان انطباق کامل مود ارتعاشی موتور بر محور گشتاور غلتشی وجود ندارد و به عبارتی در عمل امکان جداسازی کامل مودهای ارتعاشی موتور حول محور گشتاور غلتشی وجود ندارد. ولی می توان مقادیر سختی و موقعیت نگهدارنده‌ها را به گونه ای انتخاب نمود که مود ارتعاشی موتور تا حد ممکن به محور گشتاور غلتشی نزدیک گردد

۳- محور گشتاور غلتشی

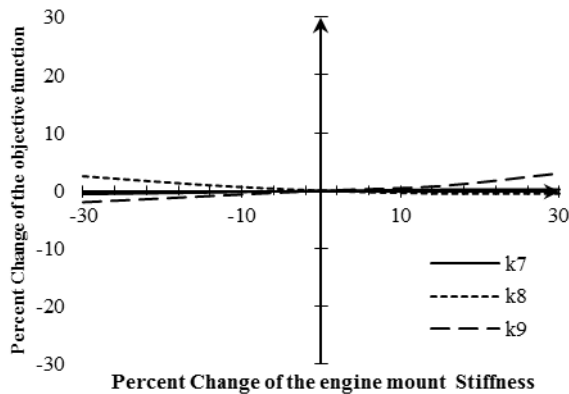
اگر به یک جسم صلب آزاد، گشتاوری در جهت دلخواه اعمال شود، جسم حول محوری خاص چرخش خالص خواهد داشت که به آن، محور گشتاور غلتشی گویند. در مورد موتور، با توجه به ماهیت عملکرد آن، محور اعمال گشتاور در تعریف فوق را حول محور میل لنگ در نظر می‌گیرند. نحوه تعیین موقعیت این محور بر اساس مشخصه های جرمی موتور در مرجع [۱] آمده است. سیستم مختصات فیزیکی (اصلی) XYZ و همچنین سیستم مختصات محور گشتاور غلتشی (x'y'z') برای یک موتور خودرو در شکل ۲ نشان داده شده اند که محور x' نمایانگر راستای



شکل ۳: تاثیر تغییرات سختی نگهدارنده هیدرولیک در سه راستا بر تابع هدف



شکل ۴: تاثیر تغییرات سختی نگهدارنده گشتاوری در سه راستا بر تابع هدف



شکل ۵: تاثیر تغییرات سختی نگهدارنده روی جعبه دنده در سه راستا بر تابع هدف

با توجه به شکل‌های ۳ تا ۵ مشخص است که سختی نگهدارنده گشتاوری در راستاهای Y و Z بیشترین تاثیر را بر تابع هدف داشته و سایر سختی‌ها تاثیر قابل توجهی بر تابع هدف ندارند. بنابراین، مقادیر سختی نگهدارنده گشتاوری در راستاهای Y و Z به عنوان متغیرهای بهینه سازی در نظر گرفته می‌شوند. به عبارت دیگر، به جای تغییر

که به این منظور از روش های بهینه سازی می توان استفاده نمود. لذا میزان انحراف مود ارتعاشی موتور از راستای محور گشتاور غلتشی به عنوان تابع هدف در نظر گرفته می شود. انحراف مذکور باعث غیر صفر شدن رابطه بردار ویژه و مقدار ویژه در مساله مقدار ویژه می شود. بنابراین نرم دوم عبارت مساله مقدار ویژه به صورت زیر به عنوان تابع هدف در نظر گرفته می شود [۹]:

$$\| [K_{Engine}]_{6 \times 6} [q_{TRA}]_{6 \times 1} - \omega^2 [M_{Engine}]_{6 \times 6} [q_{TRA}]_{6 \times 1} \|_2 \quad (1)$$

در رابطه فوق، M_{Engine} و K_{Engine} به ترتیب ماتریس های جرم و سختی موتور می باشند که روابط مربوطه در مرجع [۱] ارائه شده اند. همچنین، q_{TRA} بردار یکه محور گشتاور غلتشی است که برای موتور ملی در پژوهش قبلی نویسندگان این مقاله (مرجع [۸]) به صورت زیر محاسبه شده است.

$$q_{TRA} = [0 \ 0 \ 0 \ 0.98 \ 0.079 \ -0.181]^T \quad (2)$$

با کمینه نمودن تابع هدف رابطه (۱)، مود ارتعاشی موتور تا حد امکان به محور گشتاور غلتشی نزدیک می گردد. لازم به ذکر است که تابع هدف مذکور رابطه ای عمومی بوده و برای همه موتورهای احتراق داخلی قابل استفاده است. در انجام بهینه سازی، با ثابت در نظر گرفتن ماتریس جرم، مقادیر سختی نگهدارنده ها طوری بهینه می شوند که مقدار رابطه (۱) به سمت صفر میل کند.

لازم به ذکر است که مقادیر سختی نگهدارنده های موتور ملی، موقعیت مکانی هر یک از نگهدارنده ها نسبت به مرکز جرم، مقادیر ممان های اینرسی جرمی و جرم موتور ملی به ترتیب در جداول پ ۱، پ ۲ و پ ۳ پیوست این مقاله آورده شده اند.

۲-۴- آنالیز حساسیت

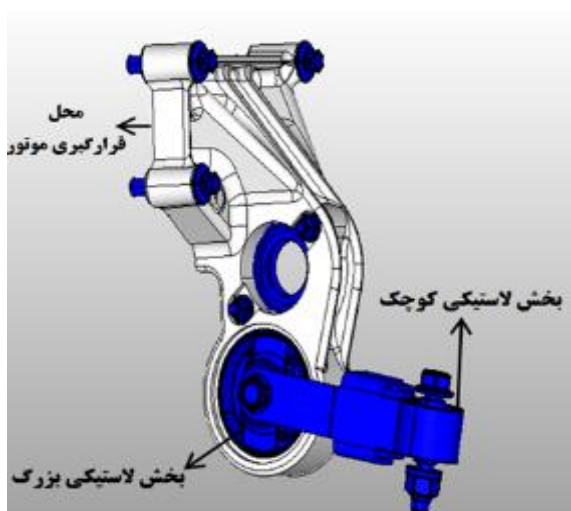
قبل از بهینه سازی، لازم است با انجام آنالیز حساسیت پارامترهای سختی نگهدارنده ها که بیشترین تاثیر را بر تابع هدف رابطه (۱) دارند، تعیین گردند تا آن پارامترها به عنوان متغیرهای بهینه سازی در نظر گرفته شوند. برای سادگی نمایش نمادها، سختی نگهدارنده های موتور ملی در راستای محورهای سیستم مختصات فیزیکی با پارامترهای ارائه شده در جدول ۱، نمایش داده می شوند.

جدول ۱: سختی های در نظر گرفته شده برای نگهدارنده ها

نگهدارنده	k_x	k_y	k_z
نگهدارنده هیدرولیکی	k_1	k_2	k_3
نگهدارنده گشتاوری	k_4	k_5	k_6
نگهدارنده روی جعبه دنده	k_7	k_8	k_9

در شکل های ۳ تا ۵ تاثیر تغییر مقادیر سختی نگهدارنده هیدرولیک، نگهدارنده گشتاوری و نگهدارنده روی جعبه دنده در سه راستا بر تابع هدف رابطه (۱) نشان داده شده اند.

طرفی ایجاد تغییر شکل در یک بخش، صرفه اقتصادی بیشتری را به لحاظ تولید در بر خواهد داشت، در این پژوهش تنها شکل بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده برای دستیابی به سختی‌های بهینه تغییر داده می‌شود و بخش لاستیکی کوچک بدون تغییر در نظر گرفته می‌شود. بنابراین، با در دست داشتن سختی‌های بخش لاستیکی کوچک (ارائه شده در جدول پ ۴ پیوست) و سختی‌های بهینه نگهدارنده گشتاوری (ارائه شده در جدول ۲) و با توجه به ارتباط سری بخش‌های لاستیکی کوچک و بزرگ، می‌توان مقادیر بهینه سختی بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده گشتاوری را محاسبه نمود. مقادیر فعلی و بهینه سختی بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده گشتاوری در راستاهای Y و Z در جدول ۳ نمایش داده شده‌اند.



شکل ۶: نگهدارنده گشتاوری و براکت اتصالی آن به موتور

در بخش‌های بعدی، پس از شبکه‌بندی بخش بزرگ نگهدارنده گشتاوری، تحلیل استاتیکی و اعتبارسنجی آن، شکل هندسی بخش لاستیکی بزرگ به گونه‌ای انتخاب می‌شود که سختی‌های بهینه ارائه شده در جدول ۳ حاصل گردند. در نهایت، موثر بودن تغییر شکل هندسی بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده گشتاوری از طریق بررسی نمودارهای پاسخ فرکانسی مورد ارزیابی قرار خواهد گرفت.

جدول ۳: مقادیر فعلی و بهینه سختی بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده گشتاوری در راستاهای Y و Z

مقادیر فعلی سختی (N/mm)	مقادیر بهینه سختی (N/mm)
$(K_y)_{larg}$ 250	189
$(K_z)_{larg}$ 550	291

سختی تمامی نگهدارنده‌ها تنها سختی نگهدارنده گشتاوری در راستاهای Y و Z که دارای بالاترین تاثیر بر تابع هدف است، تغییر داده می‌شوند تا تابع هدف کمینه گردد که البته این امر با صرفه اقتصادی نیز همراه است.

۳-۴- بهینه‌سازی

به منظور انجام بهینه‌سازی از الگوریتم ژنتیک^۱ و نرم‌افزار مدفرانتیر^۲ استفاده شده است. محدوده در نظر گرفته شده برای تغییرات سختی نگهدارنده گشتاوری در راستاهای Y و Z در انجام بهینه‌سازی، سی درصد بالاتر و سی درصد پایین‌تر از مقادیر فعلی است. در ضمن، فرکانس‌های طبیعی سیستم باید به گونه‌ای باشند که از محدوده ۲۰ هرتز بالاتر نروند. در غیر این صورت، باعث ایجاد تشدید در دوره‌های کاری موتور می‌گردند. بنابراین، قیدی با شرایط مذکور در انجام بهینه‌سازی لحاظ می‌گردد. مقادیر سختی‌های فعلی و بهینه و همچنین مقدار تابع هدف قبل و بعد از بهینه‌سازی در جدول ۲ نشان داده شده‌اند. ملاحظه می‌شود که با انجام بهینه‌سازی، مقدار تابع هدف در حدود ۲۷/۸ درصد کاهش یافته است.

جدول ۲: مقادیر تابع هدف و سختی نگهدارنده گشتاوری در راستاهای

تابع هدف	Y و Z قبل و بعد از بهینه‌سازی	
	k_6 (N/mm)	k_5 (N/mm)
مقادیر فعلی	68617	233.333
مقادیر بهینه	49505	179

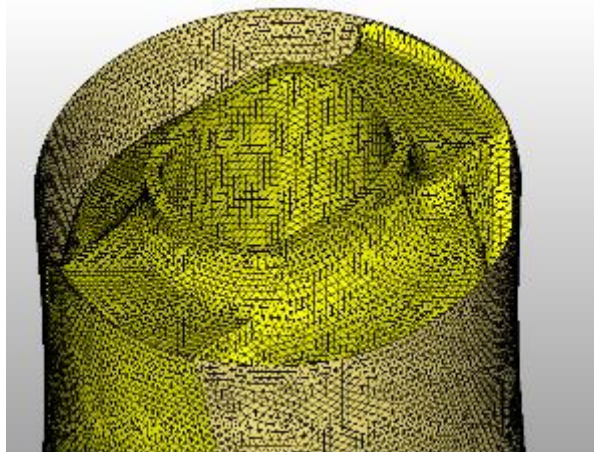
لازم به ذکر است که نگهدارنده گشتاوری از دو بخش لاستیکی بزرگ و کوچک تشکیل شده است. نگهدارنده گشتاوری همراه با براکت اتصالی آن به موتور در شکل ۶ نمایش داده شده است. با توجه به ساختار نگهدارنده گشتاوری نمایش داده شده در شکل ۶ بخش‌های لاستیکی کوچک و بزرگ نگهدارنده به لحاظ سختی، ارتباط سری با یکدیگر دارند. مقادیر سختی بخش‌های کوچک و بزرگ نگهدارنده گشتاوری در جدول پ ۴ پیوست ارائه شده‌اند.

به منظور دستیابی به سختی‌های بهینه تعیین شده در جدول ۲، لازم است شکل بخش‌های لاستیکی بزرگ و کوچک نگهدارنده گشتاوری به گونه‌ای تغییر داده شوند که سختی‌های بهینه برای نگهدارنده حاصل گردند. از آن جا که بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده گشتاوری قابلیت ایجاد تغییر شکل بهتری نسبت به بخش لاستیکی کوچک داشته و از

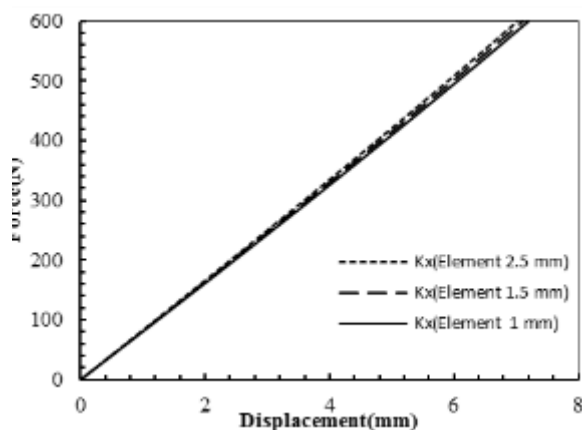
² Modefrontier

¹ Genetic Algorithm

کرده و سپس منحنی‌های نیرو-جابجایی به دست آمده از تحلیل استاتیکی در راستای X برای اندازه‌های مختلف شبکه بندی با هم مقایسه شده اند. از سه اندازه ۲/۵، ۱/۵ و ۱ میلی‌متر برای شبکه بندی استفاده شده است. برای هر سه اندازه شبکه بندی، تحلیل استاتیکی انجام شده و منحنی‌های نیرو-جابجایی در راستای X استخراج شده که در شکل ۱۰ نمایش داده شده اند. با توجه به شکل ۱۰، با تغییر اندازه شبکه بندی، در منحنی تغییر بسیار ناچیزی مشاهده می‌شود. بنابراین، به منظور کاهش مدت زمان تحلیل در نرم افزار، شبکه بندی با اندازه ۲/۵ میلی‌متر انجام می‌شود.



شکل ۹: مدل شبکه بندی شده بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده گشتاوری



شکل ۱۰: منحنی‌های نیرو-جابجایی در راستای X به دست آمده از تحلیل استاتیکی در آباکوس با اندازه‌های مختلف شبکه بندی

لاستیک‌ها دارای یک شبکه نسبتاً بزرگ از زنجیره‌های پلیمریک می‌باشند، که انعطاف پذیری و جنبش بالایی دارند. قابلیت تغییر شکل بالای لاستیک‌ها ناشی از همین ویژگی می‌باشد. وقتی تنش به لاستیک وارد می‌شود، زنجیره‌ها به صورت خودبه خودی ساختار خود را تغییر می‌دهند. ساختار شبکه‌ای این زنجیره‌ها، آن‌ها را وادار می‌کنند به صورت یکپارچه عمل کنند. در نتیجه لاستیک می‌تواند تا ۱۰ برابر شکل واقعی کشیده

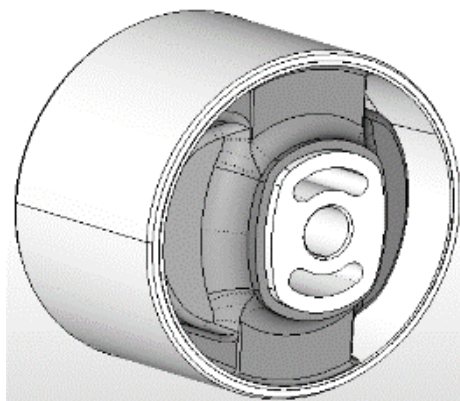
۵- شبکه بندی بخش بزرگ نگهدارنده گشتاوری و انتخاب

مدل هایبرالاستیک مناسب برای لاستیک آن

شکل ۷ نمایی از بخش بزرگ نگهدارنده گشتاوری و شکل ۸ مدل هندسی آن را نمایش می‌دهند. به منظور تحلیل استاتیکی بخش بزرگ نگهدارنده گشتاوری از روش اجزاء محدود در نرم افزار آباکوس استفاده می‌گردد. با توجه به پیچیدگی هندسی مدل این بخش و به منظور شبکه بندی بهتر مدل اجزاء محدود، از نرم افزار تخصصی هایپر مش جهت شبکه بندی استفاده می‌شود. سپس، تحلیل‌های استاتیکی در نرم افزار آباکوس انجام می‌پذیرند.



شکل ۷: بخش بزرگ نگهدارنده گشتاوری

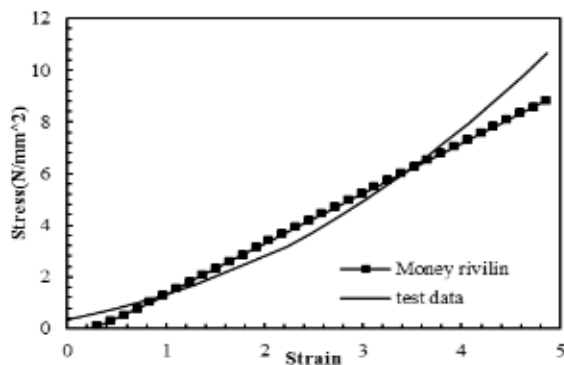


شکل ۸: مدل هندسی بخش بزرگ نگهدارنده گشتاوری

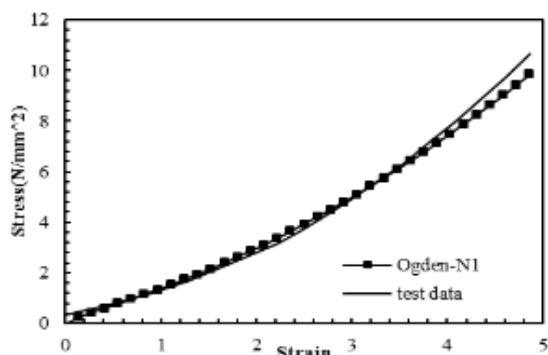
با توجه به این که لاستیک‌ها را می‌توان به عنوان مواد تراکم ناپذیر در نظر گرفت، به منظور شبکه بندی آن‌ها باید از المان‌های هیبرید^۱ استفاده نمود. در این مقاله، به منظور شبکه بندی بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده گشتاوری از المان‌های هیبرید با چهار گره (C3D4H) استفاده می‌گردد. مدل شبکه بندی شده نگهدارنده مورد بررسی در شکل ۹ نشان داده شده است.

به منظور بررسی تاثیر اندازه شبکه بندی بر تحلیل استاتیکی، بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده گشتاوری را با اندازه‌های مختلف شبکه بندی

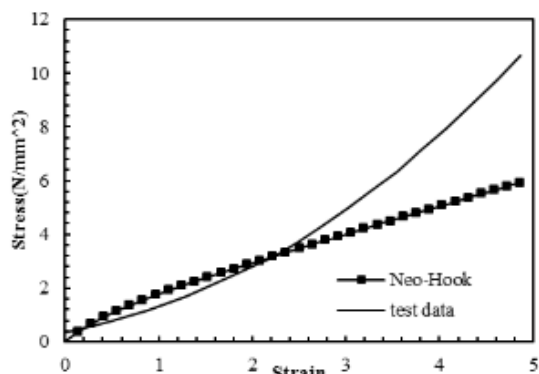
¹ Hybrid



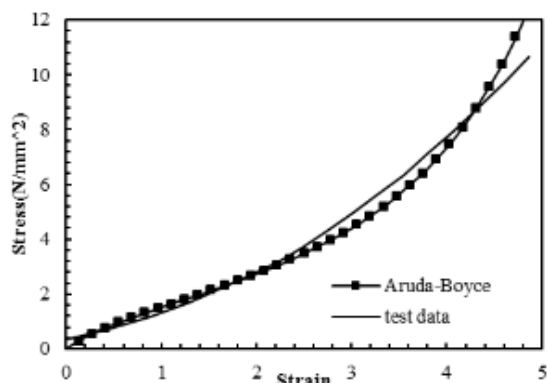
شکل ۱۲: منحنی تنش-کرنش بر اساس مدل مونی-ریولین و تجربی



شکل ۱۳: منحنی تنش-کرنش مدل اوگدن مرتبه یک و تجربی



شکل ۱۴: منحنی تنش-کرنش بر اساس مدل نئوهوک و تجربی

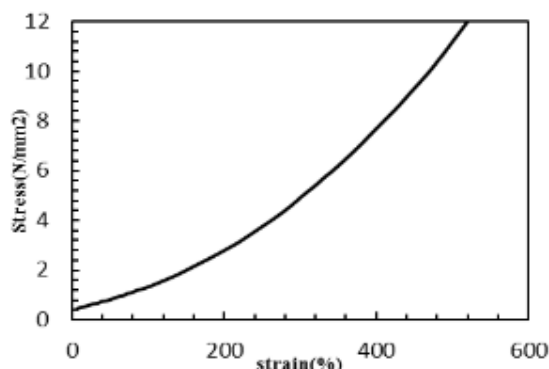


شکل ۱۵: منحنی تنش-کرنش بر اساس مدل آرودابویس و تجربی

شود و هنگامی که نیرو برداشته می‌شود، با تغییر شکل ماندگار خیلی کم به شکل واقعی برگردد [۱۰]. توصیف تغییر شکل‌های بزرگ در لاستیک‌ها با معادلات ساختاری هایپرالاستیک بیان می‌شود که این رفتار کشسان با استفاده از توابع انرژی مربوط به هایپرالاستیک بررسی می‌گردد. ماهیت این مواد، فوق ارتجاعی می‌باشد و محدوده‌ی الاستیک آنها نسبت به سایر مواد بیشتر است. مواد هایپرالاستیک توسط معادلات انرژی کرنشی توصیف می‌شوند، که توصیف کننده انرژی ذخیره شده در ماده به ازای هر واحد حجم به عنوان تابعی از کرنش می‌باشد. مدل‌های زیادی برای مواد هایپرالاستیک ارائه شده‌اند که از جمله می‌توان به مدل مونی ریولین^۱، اوگدن^۲، نئوهوک^۳، آرودابویس^۴، وان دروالز^۵، چندجمله‌ای^۶ و غیره اشاره نمود.

نتایج حاصل از آزمون تنش-کرنش تک محوره لاستیک نگهدارنده مورد بررسی در شکل ۱۱ نشان داده شده است. با توجه به این نمودار، مشاهده می‌شود که لاستیک تا حدود ۵ برابر طول اولیه خود کشیده شده است. در این مقاله، از یکی از مدل‌های مواد هایپرالاستیک برای لاستیک نگهدارنده مورد بررسی استفاده می‌گردد. به این منظور، بر اساس نمودار تنش-کرنش به دست آمده از آزمون تجربی (شکل ۱۱)، به کمک نرم‌افزار آباکوس مدل‌های مختلف مواد هایپرالاستیک برای لاستیک نگهدارنده مورد بررسی انتخاب شده، ضرایب انرژی کرنشی مربوطه تعیین شده و نمودار تنش-کرنش حاصل ترسیم می‌گردد. در نهایت، مدلی که بهترین برازش را با داده‌های آزمون تجربی داشته و در ضمن در تمامی کرنش‌ها پایدار باشد، به عنوان مدل هایپرالاستیک لاستیک نگهدارنده مورد بررسی در نظر گرفته شده و در تحلیل استاتیکی استفاده می‌گردد.

منحنی‌های تنش-کرنش برای مدل‌های مختلف مواد هایپرالاستیک همراه با منحنی تنش-کرنش به دست آمده از آزمون در شکل‌های ۱۲ تا ۱۷ نشان داده شده‌اند.



شکل ۱۱: منحنی تنش-کرنش تک محوره برای لاستیک به دست آمده از آزمون تجربی

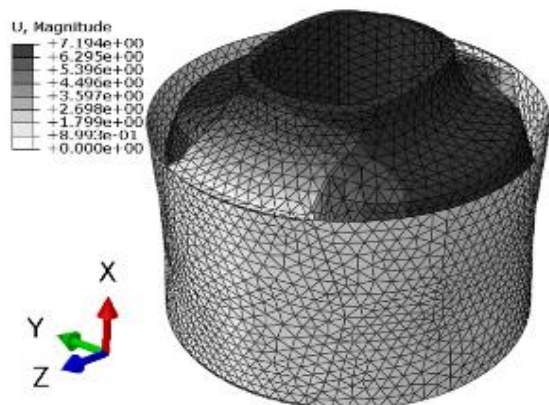
4 Aruda-Boyce
5 Van Der Waals
6 Polynomial

1 Money Rivilin
2 Ogden
3 Neo-Hook

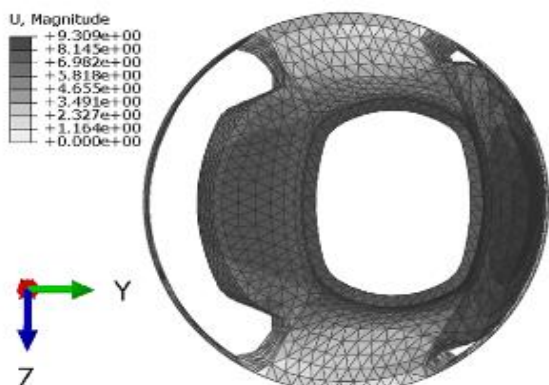
۶- تحلیل استاتیکی بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده گشتاوری و اعتبارسنجی آن

در این بخش، تحلیل استاتیکی بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده گشتاوری در سه راستا به کمک نرم‌افزار آباکوس انجام شده و به منظور اعتبارسنجی مدل اجزاء محدود و تحلیل انجام شده، نتایج حاصل با نتایج به دست آمده از آزمون تجربی (ارائه شده توسط شرکت سازنده) مقایسه می‌گردند.

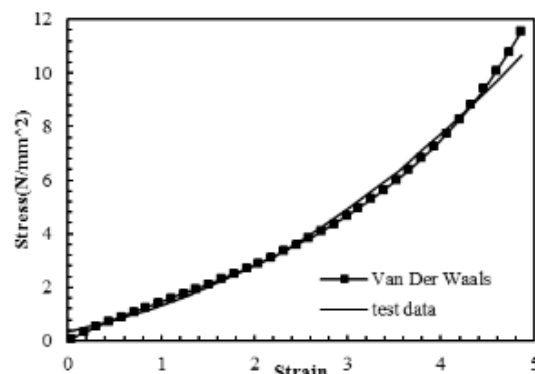
ابتدا با اعمال نیرو در راستاهای X, Y, Z در نرم‌افزار آباکوس، منحنی‌های نیرو-جابجایی (سختی استاتیکی) در راستاهای مذکور به دست می‌آیند. شکل‌های ۱۸ تا ۲۰ تغییر شکل بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده گشتاوری با اعمال نیرو در راستاهای مذکور را نمایش می‌دهند. از طرفی، محدوده منحنی‌های نیرو-جابجایی در سه راستا برای بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده گشتاوری بر اساس آزمون‌های تجربی توسط شرکت سازنده نگهدارنده اعلام شده است. به این ترتیب، می‌توان نتایج تحلیل استاتیکی در نرم‌افزار آباکوس را با نتایج تجربی مقایسه و اعتبارسنجی نمود.



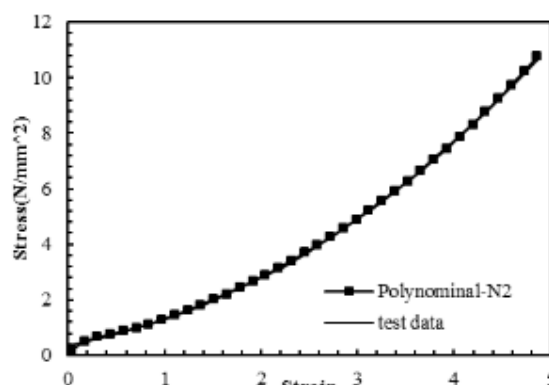
شکل ۱۸: تغییر شکل بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده گشتاوری با اعمال نیرو در راستای محور X



شکل ۱۹: تغییر شکل بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده گشتاوری با اعمال نیرو در راستای محور Y

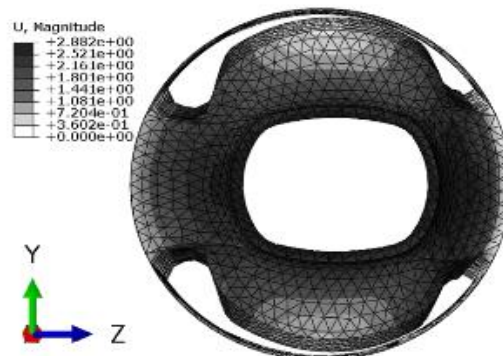
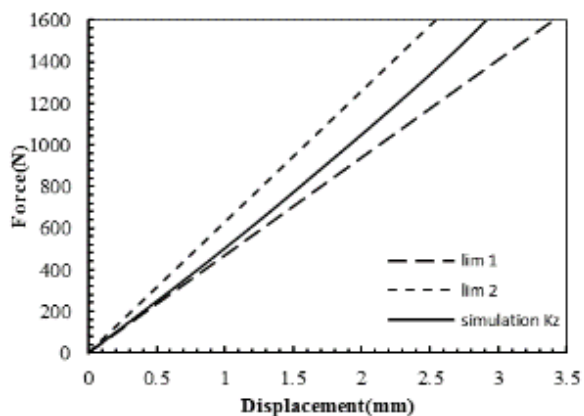


شکل ۱۶: منحنی تنش-کرنش بر اساس مدل وان‌دروالز و تجربی



شکل ۱۷: منحنی تنش-کرنش بر اساس مدل چندجمله‌ای مرتبه دو و تجربی

نرم‌افزار آباکوس علاوه بر ارائه منحنی تنش-کرنش برای مدل‌های مختلف مواد هایپروالاستیک بر اساس داده‌های تجربی، پایداری مدل‌ها را در کرنش‌های مختلف ارزیابی و گزارش می‌نماید. به علت فشردگی و کشیده شدن لاستیک نگهدارنده، باید مدل انتخاب شده برای لاستیک در تمامی محدوده‌ی کرنش‌های کششی و فشاری پایدار باشد. بر اساس گزارش نرم‌افزار آباکوس در به‌کارگیری مدل‌های مختلف برای لاستیک مورد بررسی در این پژوهش بر اساس داده‌های تجربی ارائه شده در شکل ۱۱، مدل مونی-ریولین برای همه محدوده کرنش‌های کششی و فشاری ناپایدار است. مدل اوگدن مرتبه یک در همه محدوده کرنش‌های کششی و فشاری پایدار بوده و در ضمن، منحنی تنش-کرنش مربوطه تطابق مناسبی با داده‌های تجربی دارد. مدل‌های نئو-هوک و آرودا-بویس برای همه محدوده کرنش‌های کششی و فشاری پایدار هستند، اما منحنی‌های مربوطه تطابق با دقت قابل قبولی با داده‌های تجربی ندارند. مدل وان‌دروالز در همه محدوده کرنش‌ها ناپایدار است. منحنی مربوط به مدل چندجمله‌ای مرتبه دو نیز دارای تطابق مناسب با داده‌های تجربی است، اما در محدوده‌ای از کرنش‌ها ناپایدار است. بنابراین مدل اوگدن مرتبه یک در ضمن برآزش با دقت قابل قبول با داده‌های تجربی، در همه محدوده کرنش‌های کششی و فشاری پایدار است و در نتیجه به عنوان مدل هایپروالاستیک لاستیک نگهدارنده در نظر گرفته می‌شود.



شکل ۲۰: تغییر شکل بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده گشتاوری با اعمال نیرو در راستای محور Z

شکل ۲۳: منحنی نیرو-جابجایی در راستای محور Z به دست آمده از تحلیل استاتیکی و حدود بالا و پایین آن بر اساس آزمون تجربی

شکل‌های ۲۱ تا ۲۳ منحنی‌های نیرو-جابجایی در سه راستا به دست آمده از تحلیل استاتیکی در نرم‌افزار آباکوس و همچنین حدود بالا و پایین منحنی‌های مذکور به دست آمده از آزمون تجربی را نمایش می‌دهند. با توجه به شکل‌های مذکور، مشاهده می‌شود که نتایج به دست آمده از تحلیل استاتیکی در نرم‌افزار کاملا در محدوده‌های تعیین شده توسط آزمون‌های تجربی قرار دارد و به این ترتیب می‌توان بر اعتبار مدل اجزاء محدود تهیه شده در نرم‌افزار آباکوس و تحلیل استاتیکی انجام شده صحه گذاشت.

۷- تعیین شکل هندسی بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده

گشتاوری برای دستیابی به سختی‌های بهینه

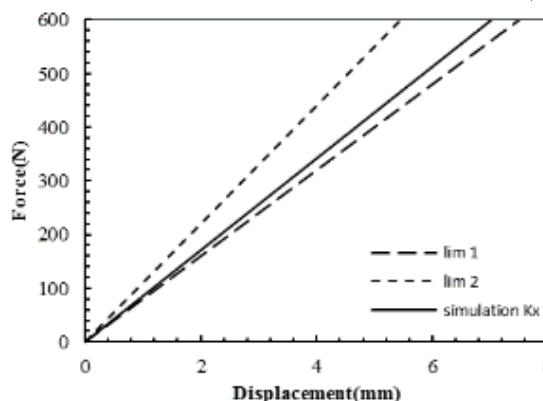
پس از اعتبارسنجی مدل اجزاء محدود و تحلیل استاتیکی انجام شده در نرم‌افزار آباکوس، شکل بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده گشتاوری به گونه‌ای تغییر داده می‌شود که بدون تغییر سختی آن در راستای محور X $(K_x)_{larg} = 95 \text{ N/mm}$ ، سختی آن در راستاهای Y و Z برابر با مقادیر بهینه ارائه شده در جدول ۳ گردد، یعنی $(K_y)_{larg} = 189 \text{ N/mm}$ و $(K_z)_{larg} = 291 \text{ N/mm}$. به این منظور، مرتبا شکل لاستیک در نرم‌افزار آباکوس تغییر داده می‌شود و هر بار تحلیل استاتیکی انجام شده و سختی‌ها محاسبه می‌شوند. این عمل آن قدر تکرار می‌شود که سختی‌های بهینه حاصل گردند.

در ابتدا به منظور بررسی اثر پهنای لاستیک در راستای محور Z، مقدار آن کمی کاهش داده می‌شود که تغییر شکل حاصل در شکل ۲۴ نمایش داده شده است. همچنین، مقادیر سختی حاصل از تغییر شکل مذکور با انجام تحلیل استاتیکی در نرم‌افزار آباکوس خواهد بود:

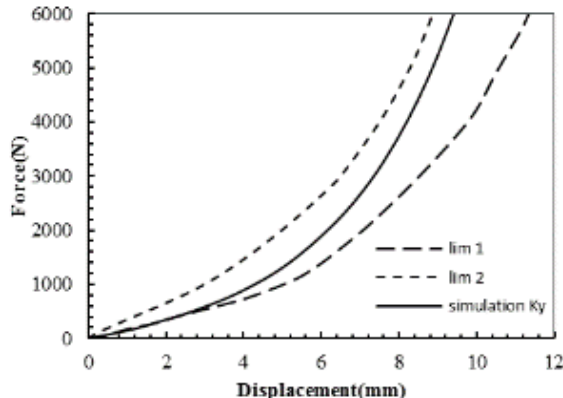
$$\begin{aligned} (K_x)_{larg} &= 52 \text{ N/mm} \\ (K_y)_{larg} &= 180 \text{ N/mm} \\ (K_z)_{larg} &= 323 \text{ N/mm} \end{aligned} \quad (۳)$$



شکل ۲۴: تغییر شکل اول بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده گشتاوری



شکل ۲۱: منحنی نیرو-جابجایی در راستای محور X به دست آمده از تحلیل استاتیکی و حدود بالا و پایین آن بر اساس آزمون تجربی

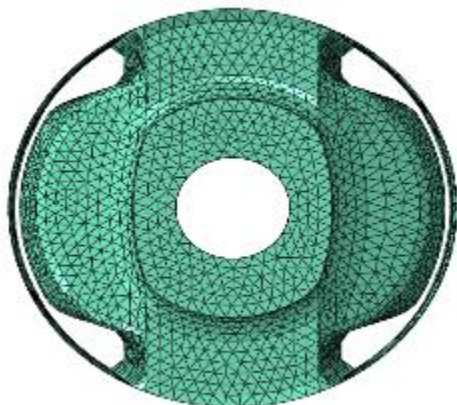


شکل ۲۲: منحنی نیرو-جابجایی در راستای محور Y به دست آمده از تحلیل استاتیکی و حدود بالا و پایین آن بر اساس آزمون تجربی

ملاحظه می‌شود که با افزایش ضخامت بخش لاستیکی اطراف حفره داخلی، سختی در هر سه راستا کاهش می‌یابد. به منظور بررسی بیشتر، ضخامت بخش لاستیکی اطراف حفره داخلی به صورت‌های مختلف افزایش داده شده است که به صورت تغییر شکل‌های چهارم، پنجم و ششم به ترتیب در شکل‌های ۲۷، ۲۸ و ۲۹ نمایش داده شده‌اند.

سختی‌های مربوط به تغییر شکل چهارم (ارائه شده در شکل ۲۷) از تحلیل استاتیکی در نرم‌افزار آباکوس به صورت زیر به دست آمده‌اند:

$$\begin{aligned}(K_x)_{larg} &= 57 \text{ N/mm} \\ (K_y)_{larg} &= 136 \text{ N/mm} \\ (K_z)_{larg} &= 250 \text{ N/mm}\end{aligned}\quad (۶)$$



شکل ۲۷: تغییر شکل چهارم بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده گشتاوری سختی‌های مربوط به تغییر شکل پنجم (ارائه شده در شکل ۲۸) با انجام تحلیل استاتیکی در نرم‌افزار آباکوس به صورت زیر می‌باشند:

$$\begin{aligned}(K_x)_{larg} &= 62 \text{ N/mm} \\ (K_y)_{larg} &= 165 \text{ N/mm} \\ (K_z)_{larg} &= 324 \text{ N/mm}\end{aligned}\quad (۷)$$



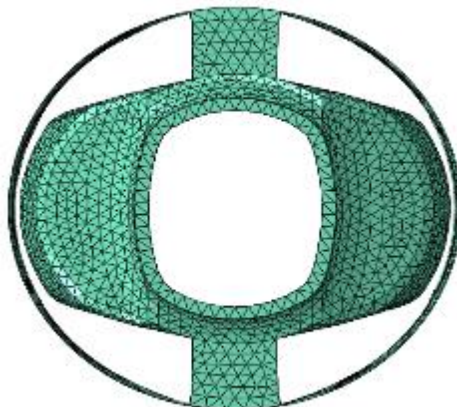
شکل ۲۸: تغییر شکل پنجم بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده گشتاوری

همچنین سختی‌های به دست آمده از تحلیل استاتیکی تغییر شکل ششم (ارائه شده در شکل ۲۹) در نرم‌افزار آباکوس به صورت زیر می‌باشند:

$$\begin{aligned}(K_x)_{larg} &= 62 \text{ N/mm} \\ (K_y)_{larg} &= 164 \text{ N/mm} \\ (K_z)_{larg} &= 306 \text{ N/mm}\end{aligned}\quad (۸)$$

ملاحظه می‌شود که با کاهش پهنای لاستیک در راستای Z سختی در هر سه راستا کاهش می‌یابد. به منظور مشاهده بهتر اثر کاهش پهنای لاستیک در راستای Z، در تغییر شکل دوم باز هم پهنای لاستیک در راستای Z کمتر شده است. تغییر شکل دوم در شکل ۲۵ نشان داده شده و مقادیر سختی مربوطه در سه راستا از تحلیل استاتیکی در نرم‌افزار آباکوس به صورت زیر به دست می‌آیند:

$$\begin{aligned}(K_x)_{larg} &= 36 \text{ N/mm} \\ (K_y)_{larg} &= 167 \text{ N/mm} \\ (K_z)_{larg} &= 200 \text{ N/mm}\end{aligned}\quad (۴)$$



شکل ۲۵: تغییر شکل دوم بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده گشتاوری

با توجه به نتایج به دست آمده از تغییر شکل‌های اول و دوم، ملاحظه می‌شود که با کاهش پهنای لاستیک در راستای Z، سختی راستاهای X و Z به شدت کاهش و سختی راستای Y نیز نسبتاً کاهش می‌یابد. حال اثر کوچک شدن حفره داخلی (افزایش ضخامت بخش لاستیکی اطراف آن) بررسی می‌گردد. به این منظور، بر روی مدل اولیه، ضخامت بخش لاستیکی اطراف حفره داخلی افزایش می‌یابد که تغییر شکل حاصل در شکل ۲۶ نشان داده شده است.



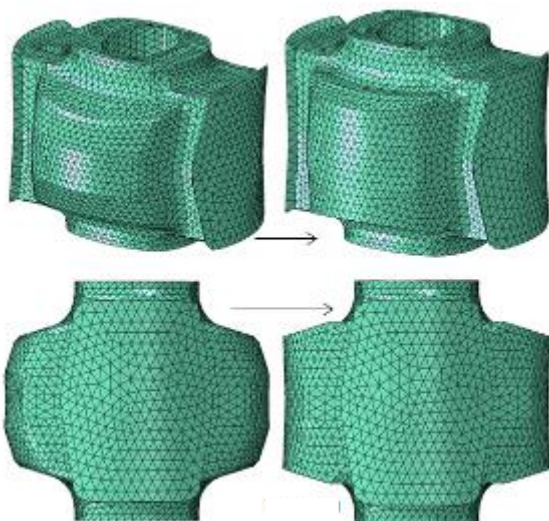
شکل ۲۶: تغییر شکل سوم بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده گشتاوری در ضمن، سختی‌های مربوط به این تغییر شکل از تحلیل استاتیکی در نرم‌افزار آباکوس به صورت زیر به دست آمده‌اند:

$$\begin{aligned}(K_x)_{larg} &= 67 \text{ N/mm} \\ (K_y)_{larg} &= 180 \text{ N/mm} \\ (K_z)_{larg} &= 342 \text{ N/mm}\end{aligned}\quad (۵)$$

تغییر شکل‌های مذکور در شکل ۳۱ نشان داده شده‌اند. مقادیر سختی تغییر شکل هشتم به دست آمده از تحلیل استاتیکی در نرم‌افزار آباکوس به صورت زیر می‌باشند:

$$\begin{aligned}(K_x)_{larg} &= 62.2 \text{ N/mm} \\ (K_y)_{larg} &= 189 \text{ N/mm} \\ (K_z)_{larg} &= 306 \text{ N/mm}\end{aligned}\quad (10)$$

مشاهده می‌شود که سختی در راستای Y در تغییر شکل هشتم افزایش یافته است. همچنین مقادیر سختی در دو راستای Y و Z تغییر شکل هشتم بسیار نزدیک به سختی‌های بهینه می‌باشند. ولی سختی در راستای X تغییر شکل هشتم با مقدار فعلی آن اختلاف دارد. از آن جا که بر اساس آنالیز حساسیت انجام شده، سختی راستای X نگهدارنده گشتاوری بر تابع هدف بی‌تاثیر است، اختلاف مذکور قابل قبول است. بنابراین تغییر شکل هشتم به عنوان تغییر شکل مورد نظر و نهایی بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده گشتاوری در نظر گرفته می‌شود. در نهایت، مقادیر سختی نگهدارنده گشتاوری با در نظر گرفتن تغییر شکل هشتم به عنوان شکل بخش لاستیکی بزرگ آن در جدول ۴ نشان داده شده‌اند.



تغییر شکل هشتم تغییر شکل نهم

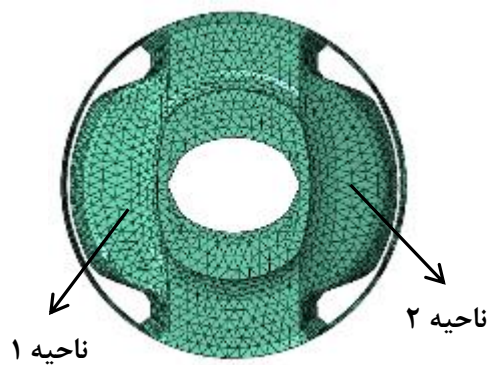
شکل ۳۱: تغییر شکل هشتم در مقایسه با تغییر شکل نهم

جدول ۴: مقادیر سختی نگهدارنده گشتاوری با در نظر گرفتن تغییر شکل هشتم برای شکل بخش لاستیکی بزرگ آن

پارامتر	سختی (N/mm)
k_4 نگهدارنده	61.114
k_5 گشتاوری	179.316
k_6	189.826

۸- بررسی پاسخ‌های فرکانسی

پس از انجام بهینه‌سازی و انتخاب تغییر شکل هشتم به عنوان هندسه نهایی بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده گشتاوری در بخش قبل، لازم



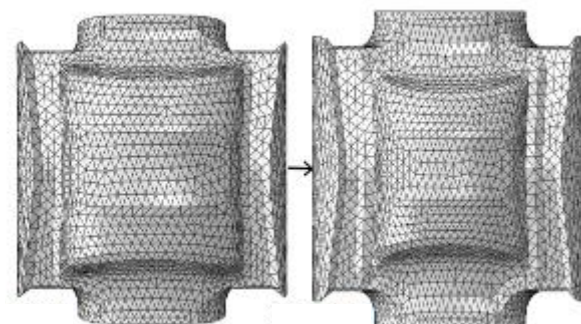
شکل ۲۹: تغییر شکل ششم بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده گشتاوری

ملاحظه می‌شود که در تغییر شکل ششم، مقدار سختی در راستای Z حدوداً برابر با مقدار بهینه سختی در این راستا است و مقدار سختی در راستای Y باید کمی افزایش یابد تا به مقدار بهینه سختی در این راستا برسد. برای افزایش سختی در راستای Y چند تغییر شکل دیگر پیشنهاد شده که در ادامه بررسی می‌گردند.

در تغییر شکل هفتم، نواحی ۱ و ۲ تغییر شکل ششم (نمایش داده شده در شکل ۲۹) کوچک‌تر می‌شوند تا اثر آن بررسی گردد. در شکل ۳۰ تغییر شکل هفتم در مقایسه با تغییر شکل ششم نشان داده شده است. مقادیر سختی مربوط به تغییر شکل هفتم به دست آمده از تحلیل

استاتیکی در نرم‌افزار آباکوس به صورت زیر خواهند بود:

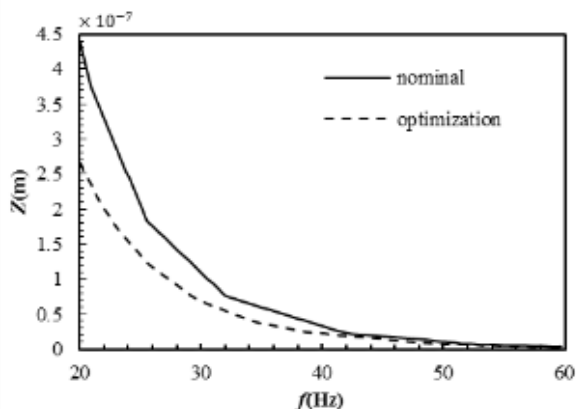
$$\begin{aligned}(K_x)_{larg} &= 60.8 \text{ N/mm} \\ (K_y)_{larg} &= 137 \text{ N/mm} \\ (K_z)_{larg} &= 293 \text{ N/mm}\end{aligned}\quad (9)$$



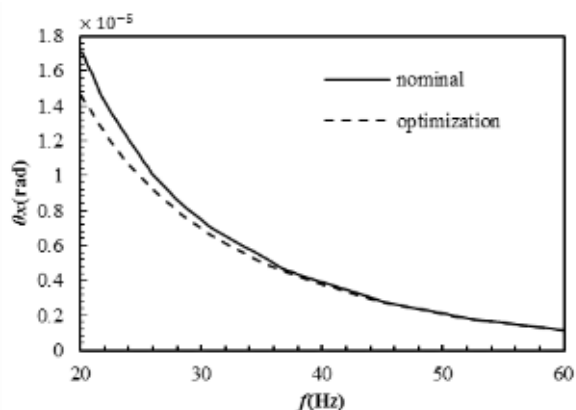
تغییر شکل هفتم تغییر شکل ششم

شکل ۳۰: تغییر شکل هفتم در مقایسه با تغییر شکل ششم

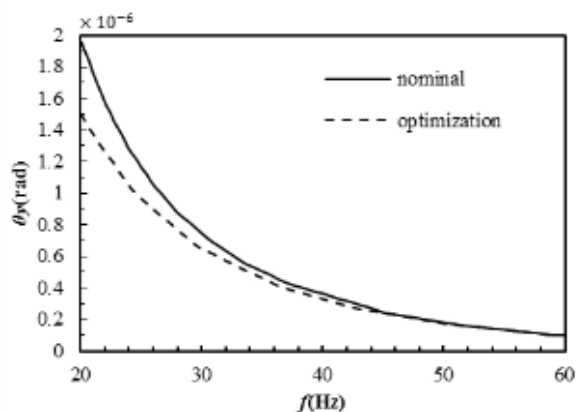
ملاحظه می‌گردد که در تغییر شکل هفتم با کوچک کردن نواحی ۱ و ۲ سختی در راستای Y کاهش یافته، اما تغییرات سختی در دو راستای دیگر چندان چشم‌گیر نبوده است. در حالی که به منظور دستیابی به سختی بهینه، باید در تغییر شکل ششم سختی در راستای Y را افزایش داد. بنابراین در تغییر شکل هشتم، نواحی ۱ و ۲ تغییر شکل ششم بزرگ‌تر می‌شوند به گونه‌ای که افزایش سطح تماس نواحی ۱ و ۲ با بوش خارجی در راستای Y (با اعمال نیرو در این راستا) اتفاق می‌افتد.



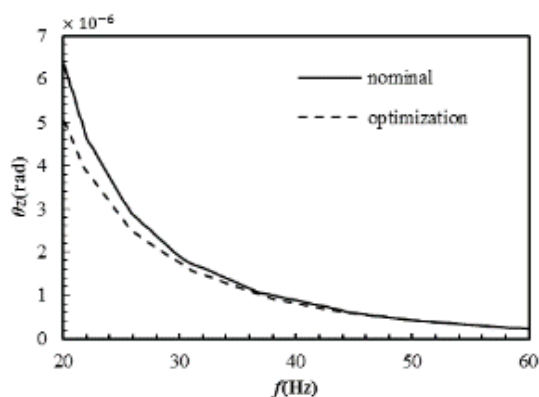
شکل ۳۴: پاسخ فرکانسی جابه‌جایی مرکز جرم در راستای محور Z



شکل ۳۵: پاسخ فرکانسی چرخش موتور حول محور X



شکل ۳۶: پاسخ فرکانسی چرخش موتور حول محور Y



شکل ۳۷: پاسخ فرکانسی چرخش موتور حول محور Z

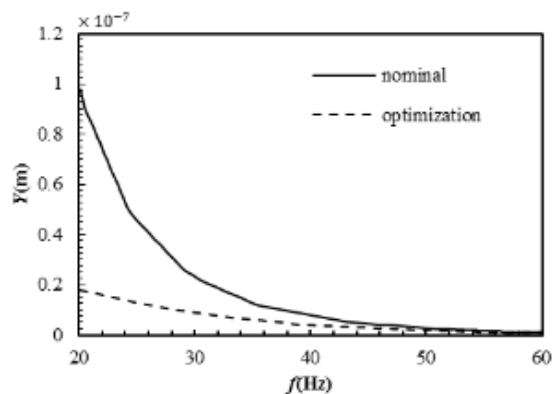
است موثر بودن به کارگیری هندسه مذکور در کاهش ارتعاشات موتور و نیروهای منتقل شده به شاسی بررسی گردند. به این منظور نمودارهای پاسخ فرکانسی قبل و بعد از بهینه‌سازی ترسیم شده و مورد مقایسه قرار می‌گیرند.

از آنجا که گشتاور حول محور میل لنگ عمده تحریک موتور را تشکیل می‌دهد، با اعمال گشتاور سینوسی حول محور میل لنگ با دامنه واحد و فرکانس متغیر (از ۲۰ تا ۶۰ هرتز)، دامنه جابجایی‌ها و چرخش‌های موتور و همچنین دامنه برآیند نیروهای منتقل شده به شاسی استخراج می‌گردد. به این منظور، موتور به عنوان جسم صلب و نگهدارنده‌های آن با فنرهای خطی مدل‌سازی می‌گردند. معادلات حاکم بر این مدل دینامیکی در مرجع [۱۱] ارائه شده‌اند.

در این مطالعه مدل دینامیکی مذکور با پارامترهای موتور ملی و نگهدارنده‌های آن و اعمال ورودی گشتاور سینوسی حول محور میل لنگ با دامنه واحد و فرکانس متغیر (از ۲۰ تا ۶۰ هرتز) به کمک نرم افزار متلب حل می‌شود. به این ترتیب دامنه جابجایی‌ها، چرخش‌های موتور و دامنه برآیند نیروهای منتقل شده به شاسی در فرکانس‌های مختلف، به صورت نقطه به نقطه، به دست می‌آیند و لذا نمودارهای پاسخ فرکانسی ترسیم می‌شوند.

شکل‌های ۳۲ تا ۳۷ نمودارهای پاسخ فرکانسی جابه‌جایی مرکز جرم موتور در سه راستای X, Y, Z و چرخش موتور حول سه راستا در محل مرکز جرم موتور ($\theta_x, \theta_y, \theta_z$) را قبل و بعد از بهینه‌سازی نمایش می‌دهند.

همچنین، نمودارهای پاسخ فرکانسی برآیند نیروهای منتقل شده به شاسی در سه راستا برای حالت فعلی و حالت بهینه در شکل‌های ۳۸ تا ۴۰ نشان داده شده‌اند. با توجه به نمودارهای پاسخ فرکانسی ملاحظه می‌شود که با به کارگیری هندسه تعیین شده در بخش قبل برای بخش لاستیکی بزرگ نگهدارنده گشتاوری (حالت بهینه)، جابجایی‌ها و چرخش‌های موتور و همچنین برآیند نیروهای منتقل شده به شاسی کاهش می‌یابند. به عبارت دیگر، در حالت بهینه در مقایسه با حالت فعلی، حرکات موتور کمتر بوده و همچنین آرامش سرنشینان خودرو بیشتر خواهد بود.



شکل ۳۸: جابه‌جایی مرکز جرم موتور در راستای محور Y

نتایج بهینه‌سازی، سختی در دو راستای نگهدارنده گشتاوری به مقادیر بهینه تغییر یافت. برای دستیابی به سختی‌های بهینه، لازم است شکل لاستیک نگهدارنده گشتاوری تغییر نماید. به این منظور، ابتدا لاستیک مذکور به کمک نرم‌افزار هایپریش شبکه‌بندی شده و در نرم‌افزار آباکوس، مدل هایپرلاستیک مناسب برای آن انتخاب شده و تحلیل-های استاتیکی انجام شده است. با مقایسه نتایج به دست آمده از تحلیل استاتیکی در نرم‌افزار آباکوس با نتایج به دست آمده از آزمون تجربی، اعتبار مدل اجزاء محدود و تحلیل استاتیکی انجام شده در نرم‌افزار آباکوس صحت‌گذاری گردید. سپس، با تغییرات متعدد شکل لاستیک و تحلیل‌ها در نرم‌افزار آباکوس، شکل مناسب برای دستیابی به سختی-های بهینه تعیین گردید. در نهایت، نمودارهای پاسخ فرکانسی برای جابجایی‌ها و چرخش‌های موتور و همچنین برآیند نیروهای منتقل شده به شاسی قبل و بعد از بهینه‌سازی ترسیم گردید. بر اساس نتایج به دست آمده در این پژوهش، با به‌کارگیری شکل جدید برای لاستیک نگهدارنده گشتاوری (به دست آمده از بهینه‌سازی)، حرکات موتور کمتر شده و همچنین نیروهای منتقل شده به شاسی کمتر می‌گردند که منجر به افزایش راحتی سرنشینان خودرو می‌شود.

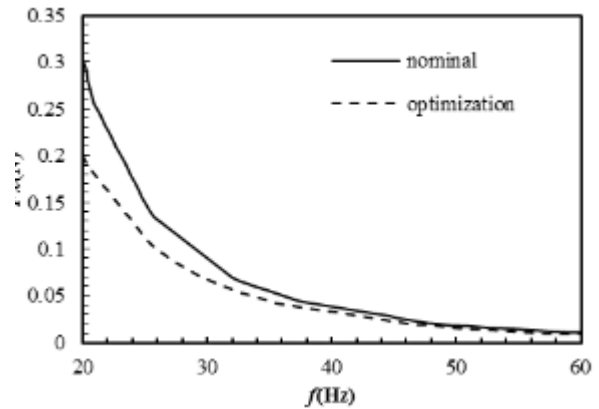
پیشنهادها

در این پژوهش، شکل لاستیک نگهدارنده تنها بر اساس سختی‌های بهینه تعیین گردید. از آن جا که بررسی طول عمر لاستیک نگهدارنده نیز دارای اهمیت است، انجام تحلیل‌های خستگی و تخمین طول عمر لاستیک نگهدارنده با سختی بهینه را می‌توان به عنوان یکی از پژوهش‌های پیشنهادی آینده در نظر گرفت. همچنین، لازم است طرح ارائه شده برای شکل قسمت لاستیکی نگهدارنده در این مقاله، از طریق انجام آزمون‌های تجربی مناسب ارزیابی گردد. لذا ساخت نگهدارنده با شکل لاستیک به دست آمده در این پژوهش و انجام آزمون‌های ارتعاشی بر روی موتور و یا خودرو در شرایط کاری مختلف با هدف ارزیابی طرح پیشنهادی این مقاله، به عنوان یکی دیگر از پژوهش‌های آینده پیشنهاد می‌شود.

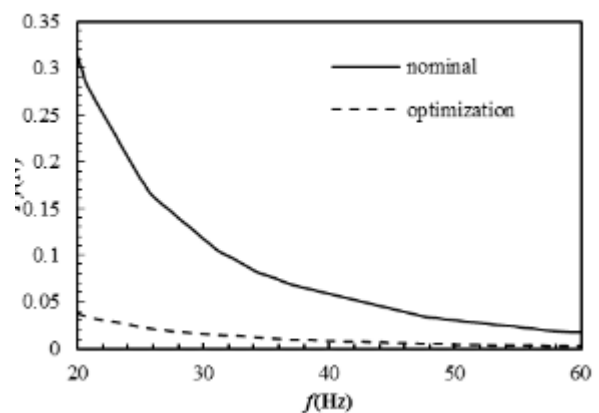
پیوست

جدول پ ۱: مقادیر سختی نگهدارنده‌های موتور ملی

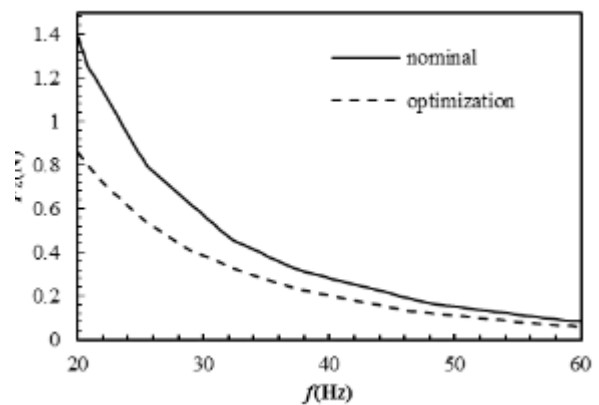
k_z (N/mm)	k_y (N/mm)	k_x (N/mm)	
120	190	85	نگهدارنده هیدرولیکی
261.9	233.3	92.5	نگهدارنده گشتاوری
220	225	313	نگهدارنده روی جعبه دنده



شکل ۳۸: پاسخ فرکانسی برآیند نیروهای منتقل شده به شاسی در راستای محور X



شکل ۳۹: پاسخ فرکانسی برآیند نیروهای منتقل شده به شاسی در راستای محور Y



شکل ۴۰: پاسخ فرکانسی برآیند نیروهای منتقل شده به شاسی در راستای محور Z

۹- نتیجه‌گیری

در این مقاله، بر اساس جداسازی مودهای ارتعاشی موتور ملی نسبت به محور گشتاور غلتشی موتور ملی مقادیر بهینه سختی محاسبه گردید. به منظور انجام بهینه‌سازی، تابع هدف مناسبی انتخاب شده و پس از انجام آنالیز حساسیت، از الگوریتم ژنتیک استفاده شده است. بر اساس

Journal of Sound and Vibration, Vol. 234, No. 1, pp. 85-114, 2000

[2] P.E. Geck and R. Patton, Front wheel drive engine mount optimization, SAE Technical, Paper 840736, 1984

[3] J. Weng, Robust optimization design of the power-train mounting system of the light truck, SAE Technical Paper 2007-01-0556, 2007

[4] M. Suh, M. Shim, M. Kim and S. Hong, Multidisciplinary design optimization of engine mounts with consideration of the driveline, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 217, No. 2, pp. 107-114, 2003

[5] S. Kolte, D. Neihguk, A. Prasad and S. Rawte, A Particle Swarm Optimization Tool for Decoupling Automotive Powertrain Torque Roll Axis, SAE Technical Paper 14011687, 2014

[6] S. Chen, Q. Wei1, J. Huang1, G. Yin and Z. Li, An Equivalent Model for Modal Analysis of Engine Mounting System, 2nd International Conference on Electronic & Mechanical Engineering and Information Technology, pp. 1128-1132, 2012

[7] Q. Li, J. Zhao, B. Zhao and X. Zhu, Parameter optimization of rubber mounts based on Finite Element Analysis and Genetic Neural Network, Journal of Macromolecular Science, Part A, Vol.46, No. 2, pp. 186-192, 2008

[8] H. Esfandiyari, V. Fakhari, A. Shooshtari, Complete and partial vibration mode decoupling of national engine about torque roll axis, The Journal of Engine Research, Vol. 40, pp. 03-12, 2015 (in Persian)

[9] E. Courteille, F. Mortier, L. Leotoing and E. Ragneau, Multi-objective robust design optimization of an engine mounting system, SAE Technical Paper 2005-01-2412, 2005

[10] Z. Andalib, M. Kafi and M. Bazaz, Using hyper elastic materials to increase formability of braces, 1st conference of steel and structures, Tehran, Iran, December 25, 2010 (in Persian)

جدول پ ۲: مولفه‌های x , y و z موقعیت نگهدارنده‌ها نسبت به مرکز

جرم موتور

$a_z (m)$	$a_y (m)$	$a_x (m)$	
0.187	-0.02	-0.405	نگهدارنده هیدرولیکی
-0.252	0.216	-0.133	نگهدارنده گشتاوری
0.05	0.059	0.452	نگهدارنده روی جعبه دنده

جدول پ ۳: جرم و ممان‌های اینرسی جرمی موتور ملی

I_{xz}	I_{yz}	I_{xy}	I_{zz}	I_{yy}	I_{xx}
-1.96	0.261	1.05	10.5	12.5	6.84
$m = 204 \text{ Kg}$					
واحد ممان‌های اینرسی جرمی kg m^2 می‌باشد.					

جدول پ ۴: سختی بخش‌های کوچک و بزرگ نگهدارنده گشتاوری

k_x (N/mm)	k_y (N/mm)	k_z (N/mm)	
95	250	550	بخش لاستیکی بزرگ
3500	3500	500	بخش لاستیکی کوچک

تشکر و قدردانی

نویسندگان این مقاله از شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران-خودرو برای حمایت از این پژوهش و در اختیار قرار دادن مشخصه‌های جرمی موتور ملی و نگهدارنده‌های آن تشکر و قدردانی می‌نمایند.

مراجع

[1] T. Jeong and R. Singh, Analytical methods of decoupling the automotive engine torque roll axis,



Optimizing the Shape of Rubber Part of EF7 Engine Mount to Improve its Vibration Behavior

H. Esfandiari¹, A. Shooshtari², V. Fakhari^{3*}

¹Bu-Ali Sina University, Hamedan, Iran, hamidsfandiyari@gmail.com

²Bu-Ali Sina University, Hamedan, Iran, shooshta@basu.ac.ir

³Shahid Beheshti University, A. C., Tehran, Iran, v_fakhari@sbu.ac.ir

*Corresponding Author

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 26 April 2017

Accepted: 9 November 2017

Keywords:

Engine Mount
Vibration Mode Decoupling
Torque Roll Axis
Optimization
Hyper Elastic

ABSTRACT

In this paper, optimized stiffnesses of the mounts are determined based on decoupling of vibration modes of national engine with respect to the torque roll axis. In addition, proper rubber shape of torque strut mount is specified to achieve the optimized stiffnesses. In this regard, a proper objective function is selected and after performing sensitivity analysis, optimization variables are determined. Genetic algorithm is employed to perform optimization. Then, the rubber is meshed in Hypermesh software and after selecting a proper hyper elastic model in Abaqus software, static analyses are performed. By comparing the obtained results with experimental results, finite element model and performed static analysis in Abaqus software is validated. Then, proper rubber shape is determined to achieve optimized stiffnesses by trying various deformations and performing static analyses in Abaqus software. Finally, in order to evaluate improvement of engine vibration behavior by employing new rubber shape, frequency response diagrams before and after optimization are plotted and are compared. According to the obtained results, by employing the new rubber shape (optimized state) compared with the current state, engine motions are decreased and transmitted forces to the chassis are reduced that results in more comfort for automotive passengers.

