

# بررسی رابطه سختی و فرکانس‌های طبیعی پیچشی میل موج‌گیر خودروی پراید با جنس آن و کشسانی اتصالات

محمد امین صلواتی\*

دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک  
دانشگاه ملایر

m.salevati@yahoo.com

علیرضا شوشتری

دانشیار گروه مهندسی مکانیک  
دانشگاه بوعلی سینا

al.shoostari@gmail.com

تاریخ دریافت: ۱۳۹۳/۱۰/۳۰

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۳/۱۲/۰۳

## چکیده

از جمله مهم‌ترین حرکات نامطلوب در خودرو، که همواره مهندسان در صدد حذف یا به حداقل رساندن آن بوده‌اند، پیچش حول محور طولی خودرو یا اصطلاحاً رول<sup>۱</sup> می‌باشد. وظیفهٔ جلوگیری از بروز چنین حرکتی برعهدهٔ میل موج‌گیر<sup>۲</sup> است که از جمله بخش‌های مهم و پرکاربرد سیستم‌های تعلیق نیمه‌مستقل و مستقل به‌شمار می‌آید. پارامترهای طراحی میل موج‌گیر از جمله هندسه، جنس و جز این‌ها با پیشرفت فناوری و در اثر سیر تکاملی خودروها، دستخوش تغییراتی شده است که با استفاده از روش‌های تحلیلی نوین می‌توان آثار آنها را بر عملکرد این قطعه مشاهده کرد. با توجه به پیچیدگی‌های هندسی این قطعه و اثر مستقیمی که بر مشخصات خوش‌فرمانی خودرو دارد، دقیق‌ترین و سریع‌ترین روش برای این تجزیه و تحلیل‌ها، استفاده از روش المان محدود<sup>۳</sup> می‌باشد. در این مقاله با استفاده از نرم‌افزار انسیس<sup>۴</sup> میل موج‌گیر خودروی پراید مدل‌سازی شده و پس از آن تأثیر تغییر دو پارامتر جنس میل موج‌گیر و کشسانی اتصالات آن بر پنج فرکانس طبیعی پیچشی اول - که توسط آنالیز مودال تعیین می‌گردند - و حداکثر جابه‌جایی دو انتهای میل موج‌گیر - که توسط آنالیز هارمونیک مشخص می‌گردند - بررسی می‌شود. در پایان، از طریق بررسی تغییرات حداکثر جابه‌جایی دو انتها، تأثیر این پارامترها بر سختی پیچشی نیز نتیجه گرفته می‌شود.

**واژگان کلیدی:** تجزیه و تحلیل ارتعاشی، فرکانس طبیعی، میل موج‌گیر، سیستم تعلیق، المان محدود

## ۱. مقدمه

چپ و راست را به یکدیگر متصل می‌کند. این قطعه به‌منظور اعمال فشار به یکی از دو چرخ جلو و بالا یا

میل موج‌گیر در واقع یک فنر پیچشی است که هندسه‌های شبیه حرف U کشیده دارد و اجزای سیستم تعلیق چرخ‌های

پایین بردن آنها در نظر گرفته شده است تا از ایجاد پیچش خودرو حول محور طولی (رول) در حین عبور از پیچ‌های تند یا دست‌اندازهای بزرگ جلوگیری کند.

در حین عبور خودرو از پیچ، در اثر پدید آمدن شتاب جانب مرکز، یک نیروی جانبی در محل مرکز جرم خودرو، که معمولاً در راستای اتصال وسط محور عقب به وسط محور جلو قرار ندارد، سعی در واژگونی خودرو و ایجاد چرخش حول محور طولی خودرو می‌نماید که اصطلاحاً رول نامیده می‌شود [۱]. عملکرد میل موج‌گیر بدین صورت است که با اعمال فشار به کمک فنر، فنر یا میله تعادل و بالا یا پایین بردن چرخ، آن را به وضعیت مناسبی نسبت به چرخ دیگر می‌رساند. میل موج‌گیر دارای مقاومت پیچشی است که با سفتی پیچشی ماده تشکیل‌دهنده، توان چهارم شعاع میله، معکوس طول بازوها، محل بوش‌های اتصال و مقدار صلیبیت اتصالات رابطه مستقیم دارد. هرچه مقدار سختی پیچشی میله افزایش یابد، حرکت یک چرخ نسبت به دیگری مشکل‌تر می‌شود و عملاً مقدار نیروی مورد نیاز برای ایجاد حرکت رول نیز افزایش می‌یابد.

امروزه استانداردهایی که برای طراحی این قطعه مورد استفاده قرار می‌گیرند همگی توسط شرکت‌های سازنده هر خودرو تهیه و تدوین شده‌اند و جزئیات و نتایج تحلیل هر یک به‌طور مدون ارائه نشده است. از سال ۱۹۹۶ م تاکنون، اکثر مطالعات بر ویژگی بوش‌های لاستیکی، عمر خستگی و فرکانس طبیعی میل موج‌گیر خودروهای مختلف تمرکز داشته‌اند. به‌عنوان مثال تای (۱۹۹۹ م) نرم‌افزار پیشرفته‌ای طراحی کرد که در آن انرژی کرنشی به‌منظور یافتن یک حالت طراحی بهینه برای میل موج‌گیر سیستم تعلیق مک‌فرسون استفاده شده است [۲]. پالما و سانتوس (۲۰۰۱ م) در پژوهش خود به مقایسه عمر خستگی به‌دست آمده برای یک میل موج‌گیر سیستم تعلیق مک‌فرسون با جنس فولاد SAE 5160 در جاده (شرایط واقعی) با عمر خستگی به‌دست آمده در شرایط آزمایشگاهی پرداختند که در نهایت نتایج حاصل از این دو آزمایش بسیار به یکدیگر نزدیک بود

[۳]. در مطالعات شیه و همکاران (۲۰۰۲ م)، درباره تنش‌های ون‌میزس، تنش برشی، ماکزیمم تنش و کرنش و عمر در یک مدل اجزای محدود میل موج‌گیر بررسی‌هایی انجام شد [۴]. در پژوهش‌های شرکت مهندسی ویستون، که توسط گومادی و همکاران (۲۰۰۳ م) انجام شد، چهار نوع بوش متفاوت به‌منظور بررسی تأثیر بر عملکرد میل موج‌گیر مورد مطالعه قرار گرفتند [۵]. کالیسکان (۲۰۰۳ م) اقدام به آنالیز میل موج‌گیر خودروهای سواری در نرم افزار انسیس نمود. وی در این پژوهش اثر تغییرات نوع و قطر سطح مقطع، نوع، محل، طول و سختی بوش‌ها، نوع اتصال دو انتهای میل موج‌گیر و جنس آن را بر سختی پیچشی، جرم، ماکزیمم تنش و کرنش اصلی، عمر خستگی و فرکانس طبیعی پیچشی اول مطالعه کرد [۶]. می‌توان ادعا کرد که این پژوهش یکی از کامل‌ترین مطالعاتی است که تاکنون روی این قطعه انجام شده است. بایراکسکن (۲۰۰۵ م) شکست رخ داده در یک میل موج‌گیر را یک‌بار به‌صورت عملی و بار دیگر توسط نرم‌افزار انسیس شبیه‌سازی کرد و به مقایسه نتایج آنالیز ماکروسکوپی و میکروسکوپی سطح شکست در هر دو روش پرداخت [۷]. سریت و همکاران (۲۰۱۰ م) به بررسی اثر بوش‌های لاستیکی بر توزیع تنش و رفتار خستگی میل موج‌گیر پرداختند. آنها در این پژوهش توزیع تنش در میل موج‌گیرهای مختلف ساخته‌شده از جنس فولاد SAE 9262 را با استفاده از روش اجزای محدود مطالعه و بررسی کردند، با این تفاوت که در هر یک، از بوش‌هایی با جنس‌ها و ضخامت‌های متفاوت استفاده نمودند [۸]. در روش ارائه‌شده برای بررسی تغییرات سختی پیچشی، از مقایسه میزان ماکزیمم جابه‌جایی هر دو انتهای میل موج‌گیر در اثر اعمال نیروی هارمونیک و با فرض تحریک اولین فرکانس پیچشی استفاده می‌گردد.

## ۲. روش مطالعه

در شکل ۱ نمایی شماتیک از یک میل موج‌گیر و نحوه نصب آن نمایش داده شده است. اگر در یک خودرو،

به‌عنوان مثال اگر مطابق شکل ۲، نیرو در نقطه A به‌سمت بیرون یا داخل صفحه وارد شود، میزان سختی پیچشی میل موج‌گیر به‌صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$L = a + b + c \quad (۱)$$

$$f = \frac{P(l_1^3 - a^3 + 0.5l_1(a+b)^2 + 4l_2^2(b+c))}{3EI} \quad (۲)$$

$$K_R = \frac{PL^2}{2f_A} \quad (۳)$$

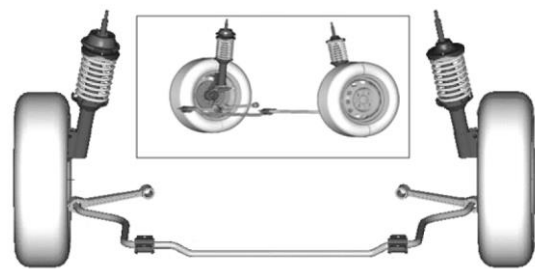
به‌طوری‌که در این روابط،  $L$  نصف طول میل موج‌گیر،  $f_A$  مقدار جابه‌جایی نقطه A،  $P$  نیروی وارده و نهایتاً  $K_R$  سختی پیچشی میل موج‌گیر می‌باشد.

همان‌گونه که اشاره شد، به‌دلیل پیچیدگی‌های هندسی میل موج‌گیر، دقیق‌ترین و سریع‌ترین راه برای تجزیه و تحلیل آن، استفاده از روش المان محدود است؛ به‌همین منظور، یک مدل حجمی دقیق در نرم‌افزار انسیس ایجاد می‌شود و مورد استفاده قرار می‌گیرد. اساساً برای تحلیل یک مدل باید خواص ماده تشکیل‌دهنده آن مشخص شود؛ به‌طور معمول این خواص شامل جنس، خصوصیات مکانیکی و خصوصیات حرارتی ماده می‌باشند. عموماً میل موج‌گیرها از فولادهای پرکربن ساخته می‌شوند. متداول‌ترین این فولادها، که امروزه در ساخت میل موج‌گیر مورد استفاده قرار می‌گیرد و قطعه تحت بررسی نیز از این ماده ساخته شده است، فولاد SAE 5160 می‌باشد. ترکیب شیمیایی و خواص مکانیکی این ماده به‌ترتیب در جدول‌های ۱ و ۲ ذکر شده است.

جدول ۱. درصد عناصر آلیاژی موجود در فولاد SAE 5160 [۱۱]

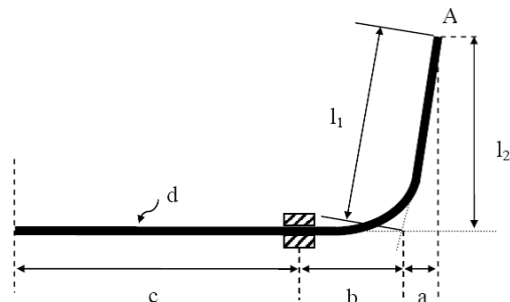
نام عنصر	درصد موجود در آلیاژ
C	۰/۵۶ تا ۰/۶۴
Si	۰/۱۵ تا ۰/۳۵
Mn	۰/۷۵ تا ۱
P	۰/۰۳۵
S	۰/۰۴
Cr	۰/۷ تا ۰/۹

چرخ‌های چپ و راست در یک مسیر صاف و مستقیم با یکدیگر حرکت کنند، دو بازوی میل موج‌گیر هماهنگ با هم حرکت می‌کنند، اما در صورت وجود حرکت نسبی، این دو بازو خلاف جهت هم حرکت خواهند کرد. هر یک از دو انتهای میله توسط یک اتصال غیردائم که یا به شکل پین یا به‌صورت کروی می‌باشند به طبق وصل می‌شوند و وسط میله به‌وسیله دو بوش - که به شکل متقارن قرار دارند - به زیر شاسی طوری وصل می‌شود که امکان چرخش به آن بدهد [۸].



شکل ۱. نمای شماتیک از میل موج‌گیر و نحوه اتصال آن [۹]

انجمن مهندسان خودرو<sup>۵</sup> اطلاعات عمومی در زمینه میله‌های پیچشی و فریند ساخت آنها را در کتاب راهنمای طراحی فنر<sup>۶</sup> منتشر و در آن تعدادی رابطه کاربردی برای محاسبه سختی پیچشی و انحراف دو انتهای میل موج‌گیر در یک بارگذاری مشخص را ارائه کرده است [۱۰]. اما فرمول‌های محاسباتی تنها می‌توانند برای میل موج‌گیرهایی با هندسه استاندارد همانند شکل ۲ مورد استفاده قرار گیرند.



شکل ۲. هندسه میل موج‌گیر مورد استفاده در

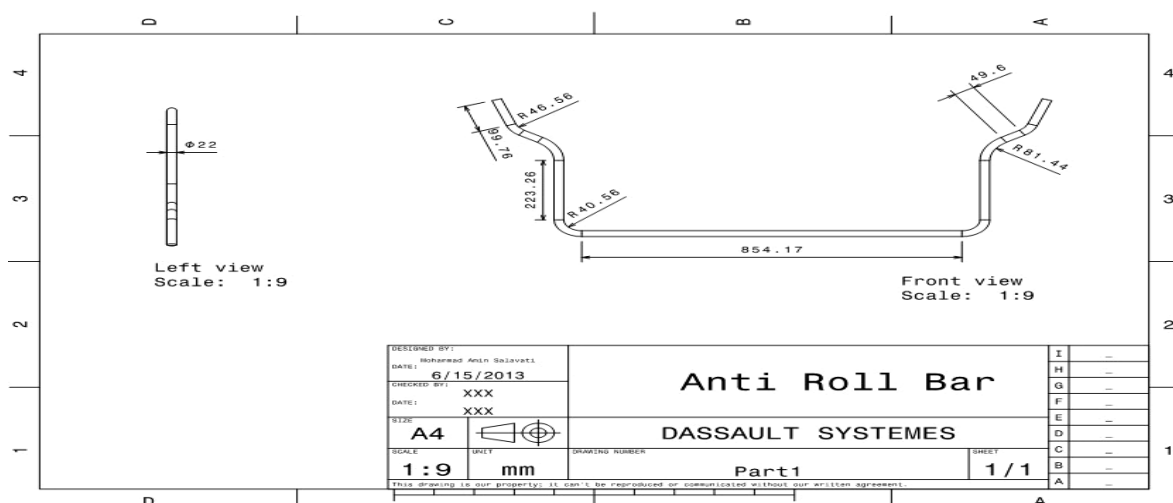
راهنمای طراحی فنر، انجمن مهندسان خودرو [۱۰]

جدول ۲. خواص مکانیکی فولاد SAE 5160 [۱۱]

SAE 5160	نوع فولاد
۷۸۰۰ تا ۷۷۰۰	چگالی (کیلوگرم بر متر مکعب)
۰/۲۷ تا ۰/۳	ضریب پواسون
۲۱۰ تا ۱۹۰	مدول الاستیسیته (گیگاپاسکال)
۱۱۵۸	استحکام کششی (مگاپاسکال)
۱۰۳۴	استحکام تسلیم (مگاپاسکال)
۳۳۵	سختی (برینل)

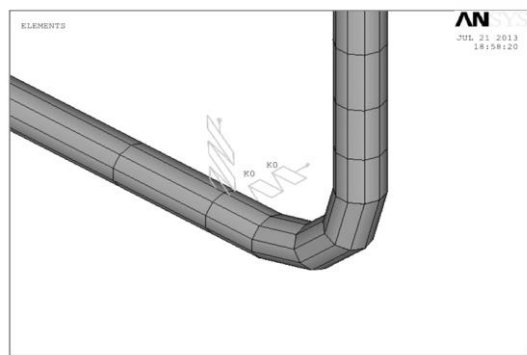
حول محور طولی بوش دوران کند. حرکات عرضی در دو انتهای میله مقید شده‌اند و در صورتی که اجزای سیستم تعلیق متصل به میل موج‌گیر به صورت یکپارچه عمل نکنند و در محل اتصال حرکت نسبی وجود داشته باشد، اعمال این قید سبب پدید آمدن خطا در نتایج خواهد شد. ولی حالت مذکور به خصوص در سیستم‌های مستقل بسیار نادر است. به جای بوش‌ها از دو المان COMBIN-14 به صورت عمود بر هم استفاده می‌شود که یک انتهای آنها به گره‌ای روی میل موج‌گیر - که درست در مرکز بوش قرار دارد - متصل شده و سر آزاد این المان‌ها به طور کامل مقید می‌شود و به عبارت دیگر به شاسی وصل می‌گردد. در اینجا مهم‌تر از هر پارامتری، ثابت فنر است؛ در واقع این ثابت بیانگر میزان کشسانی اتصال میل موج‌گیر به شاسی است و باید به مقداری باشد که وظیفه بوش را به خوبی انجام دهد و جایگزین مناسبی برای آن باشد. در بیشتر مطالعاتی که در آنها شبیه‌سازی میل موج‌گیر در نرم‌افزارهای اجزای محدود صورت گرفته است و از فنر برای شبیه‌سازی بوش‌ها استفاده کرده‌اند، ضریب سختی فنر معمولاً عددی بین ۱۳۰۰ تا ۱۶۰۰ کیلونیوتن بر متر در نظر گرفته شده است [۳، ۵، ۶]. لذا با توجه به این مطلب، ضریب سختی فنر به طور متوسط ۱۵۰۰ کیلونیوتن بر متر تعیین می‌شود.

پس از مدل‌سازی میل موج‌گیر خودروی پراید با استفاده از ابعاد نمونه واقعی، که نقشه آن در شکل ۳ مشاهده می‌شود، به منظور المان‌بندی آن از المان‌های Beam 189 استفاده می‌شود. از این المان در مدل‌های خطی و مسائلی که مدل در آنها دچار چرخش‌ها و تنش‌های غیرخطی بزرگ، خزش و یا ورود به ناحیه پلاستیک می‌شود نیز استفاده می‌گردد. به منظور شبیه‌سازی بوش‌های لاستیکی محل اتصال میل موج‌گیر و شاسی از المان Combine 14 استفاده می‌شود. این المان ترکیبی از یک فنر و یک میراکننده است که قابلیت حرکت طولی و یا پیچشی دارد. میل موج‌گیر دارای چهار نقطه اتصال است که دو مورد آنها در دو انتهای میل موج‌گیر و دو مورد دیگر بوش‌های اتصال به شاسی می‌باشند. در محل بوش‌ها، میل موج‌گیر می‌تواند آزادانه



شکل ۳. نقشه میل موج‌گیر رسم شده در نرم‌افزار کتیا<sup>۷</sup>

با توجه به اینکه اتصال دو انتهای میله با اجزای سیستم تعلیق به شکل پین می‌باشد، درجات آزادی جابه‌جایی در راستای محورهای X و Y و دوران حول محورهای Y و Z مقید می‌شوند. در محل بوش‌ها نیز سر آزاد فنرها کاملاً مقید شده و در سمت دیگر آنها فقط جابه‌جایی در راستای محور X مقید می‌باشد. محورهای X و Y به ترتیب محورهای عرضی و طولی خودرو می‌باشند. شکل ۴ مدل اجزای محدود ساخته شده با المان حجمی و شرایط تکیه‌گاهی آن را نشان می‌دهد.



شکل ۴. المان‌بندی میل موج‌گیر و اعمال شرایط تکیه‌گاهی آن

قبل از انجام هرگونه تحلیل باید از صحت مدل اجزای محدود ساخته شده اطمینان حاصل کرد. برای این منظور ابتدا به یکی از دو انتهای میل موج‌گیر مدل‌سازی شده، نیرویی هارمونیک با دامنه ۳۰۰ نیوتن و محدوده فرکانسی صفر تا ۱۰۰۰ هرتز در راستای Z وارد می‌شود. سپس با انجام آنالیز مودال و با بررسی نمودار جابه‌جایی انتهای میل موج‌گیر بر حسب فرکانس، مشاهده می‌شود که تشدید در فرکانس طبیعی اولین مود پیچشی رخ می‌دهد که در بخش آنالیز مودال، مقدار آن ۲۳/۶۶۵ هرتز تشخیص داده شده است. لذا چون مهم‌ترین تشدید در اثر ورود نیروی هارمونیک در اولین فرکانس پیچشی رخ داده است و انیمیشنی که نرم‌افزار برای این مود ارتعاشی نمایش می‌دهد کاملاً با نحوه عملکرد میل موج‌گیر واقعی برابری می‌کند. با انجام آزمایش سختی در نرم‌افزار انسیس به مقایسه نتایج آن با نتایج حاصل از پژوهش‌های شرعیات و

گنجی‌دوست پرداخته شد و مطابقت بسیار مناسبی نیز در این زمینه به دست آمد [۱۲]. لذا می‌توان انطباق عملکرد میل موج‌گیر مدل‌سازی شده در نرم‌افزار با مدل اصلی آن را نتیجه گرفت.

### ۳. نتایج و بحث

#### ۳-۱-۱. تأثیر تغییر پارامترها بر فرکانس‌های طبیعی

##### پیچشی

به منظور بررسی تأثیر تغییر جنس میل موج‌گیر و کشسانی اتصالات آن بر ۵ فرکانس طبیعی پیچشی اول، نخست با مشاهده انیمیشن مودهای ارتعاشی، پنج فرکانس پیچشی اول را تشخیص داده و سپس با ثابت نگاه داشتن سایر پارامترها، تأثیر تغییر یکی از پارامترها بر این فرکانس‌های طبیعی بررسی می‌شود.

#### ۳-۱-۱-۱. تغییر کشسانی اتصالات و اثر آن بر

##### فرکانس‌های طبیعی پیچشی

برای بررسی تأثیر تغییر کشسانی اتصالات، به تغییر ضریب سختی فنرهایی که برای مدل کردن اتصالات میل موج‌گیر به شاسی استفاده شده‌اند، پرداخته می‌شود. لذا با فرض ثابت بودن سایر پارامترها، ضریب سختی فنر را یک بار ۲۰ درصد افزایش و بار دیگر به همان میزان کاهش داده و نتایج مقایسه می‌شوند. با مقایسه داده‌های جدول ۳ می‌توان دریافت که با افزایش ضریب سختی فنرهای جایگزین بوش‌های میل موج‌گیر، مقادیر فرکانس‌های طبیعی پیچشی آن افزایش می‌یابند و بالعکس. به طوری که می‌توان گفت فرکانس‌های طبیعی پیچشی میل موج‌گیر با ضریب سختی فنرهای آن رابطه مستقیم دارند.

#### ۳-۱-۲. تغییر جنس و اثر آن بر فرکانس‌های طبیعی

##### پیچشی

همان‌گونه که اشاره شد، عموماً میل موج‌گیرها از فولادهای پرکربن ساخته می‌شوند. متداول‌ترین این فولادها که امروزه در ساخت میل موج‌گیر مورد استفاده قرار می‌گیرد

فولاد SAE 5160 است. در این مرحله، برای بررسی تأثیر تغییر جنس میل موج‌گیر بر فرکانس‌های طبیعی پیشگی آن، با فرض ثابت‌بودن سایر پارامترها، نتایج حاصل از آنالیز مودال یک میل موج‌گیر ساخته‌شده از فولاد مذکور با نتایج حاصل از یک مدل ساخته شده از آلیاژ تیتانیوم (Ti-6Al-

4V) مقایسه می‌شوند. ترکیب شیمیایی و خواص مکانیکی این آلیاژ، به‌ترتیب در جدول‌های ۴ و ۵ ذکر شده است. همان‌طور که از مقایسه داده‌های جدول ۶ نیز برمی‌آید، با تغییر جنس میل موج‌گیر به آلیاژ تیتانیوم مذکور، به‌غیر از فرکانس‌های پیشگی اول و پنجم که با کاهش مواجه می‌شوند، مابقی فرکانس‌های طبیعی افزایش می‌یابند.

جدول ۳. نتایج بررسی تأثیر تغییر ضریب سختی فنر بر فرکانس‌ها

شماره فرکانس پیشگی	فرکانس مدل با ضریب سختی فنر ۱۲۰۰ کیلونیوتن بر متر برحسب هرترز	فرکانس مدل با ضریب سختی فنر ۱۵۰۰ کیلونیوتن بر متر برحسب هرترز	فرکانس مدل با ضریب سختی فنر ۱۸۰۰ کیلونیوتن بر متر برحسب هرترز
۱	۲۳/۵۷۷	۲۳/۶۶۵	۲۳/۷۲۳
۲	۱۶۴/۹۴	۱۷۳/۴۸	۱۸۰/۲۱
۳	۲۶۰/۶۹	۲۶۵/۲۸	۲۷۰/۱۶
۴	۳۵۰/۱۵	۳۵۲/۵۴	۳۵۵/۲۸
۵	۷۴۵/۰۱	۷۴۵/۲۳	۷۴۵/۳۷

جدول ۳. نتایج بررسی تأثیر تغییر ضریب سختی فنر بر فرکانس‌ها (ادامه)

شماره فرکانس پیشگی	درصد تغییر نتایج در اثر افزایش سختی فنر	درصد تغییر نتایج در اثر افزایش سختی فنر
۱	-۰/۳۷	+۰/۲۴
۲	-۴/۹۲	+۳/۷۳
۳	-۱/۷۳	+۱/۸۰
۴	-۰/۶۷	+۰/۷۷
۵	-۰/۰۲	+۰/۰۱

جدول ۴. درصد عناصر آلیاژی موجود در آلیاژ Ti-6Al-4V [۱۱]

نام عنصر	درصد موجود در آلیاژ
Al	۶
V	۴
C	۰/۰۸
N	۰/۵
O	۰/۲
H	۰/۰۱۲۵
Fe	۰/۳
Y	۰/۰۰۵

جدول ۵. خواص مکانیکی آلیاژ Ti-6Al-4V [۱۱]

Ti-6Al-4V	نوع آلیاژ
۴۴۳۰	چگالی (کیلوگرم بر متر مکعب)
۰/۳۴۲	ضریب پواسون
۱۱۳/۸	مدول الاستیسیته (گیگاپاسکال)
۹۹۳	استحکام کششی (مگاپاسکال)
۹۲۴	استحکام تسلیم (مگاپاسکال)
۳۶	سختی (برینل)

جدول ۶. نتایج بررسی تأثیر تغییر جنس بر فرکانسها

شماره فرکانس پیچشی	فرکانس مدل با جنس فولاد (هرتز)	فرکانس مدل با جنس آلیاژ تیتانیوم (هرتز)	درصد تغییر نتایج نسبت به مدل اصلی
۱	۲۳/۵۷۷	۲۳/۶۶۵	-۲/۹۱
۲	۱۶۴/۹۴	۱۷۳/۴۸	+۱۰/۱۴
۳	۲۶۰/۶۹	۲۶۵/۲۸	+۵/۷۲
۴	۳۵۰/۱۵	۳۵۲/۵۴	+۱/۴۵
۵	۷۴۵/۰۱	۷۴۵/۲۳	-۱/۶۷

### ۲-۳. تأثیر تغییر پارامترها بر سختی پیچشی

از جمله مهم‌ترین مشخصه‌هایی که بیانگر کاهش و یا افزایش سختی پیچشی میل موج‌گیر می‌باشد و اثر مستقیمی بر کارایی سیستم تعلیق خودرو دارد، میزان جابه‌جایی دو انتهای آن است. افزایش مقادیر ماکزیمم جابه‌جایی دو انتهای میل موج‌گیر بیانگر کاهش سختی پیچشی آن می‌باشد و اگر آن مقادیر کاهش یابند، افزایش سختی پیچشی پدید خواهد آمد. همچنین به هر میزان که این دو مقدار جابه‌جایی به یکدیگر نزدیک‌تر باشند، میل موج‌گیر عملکرد بهتری خواهد داشت.

سختی پیچشی میل موج‌گیر بر خوش‌فرمانی خودرو نیز تأثیرگذار است، به این صورت که در خودروهای دارای دو میل موج‌گیر (یکی در محور جلو و یکی در محور عقب) چرخ بیرونی محور جلو یک زاویه لغزش بزرگ و چرخ بیرونی محور عقب یک زاویه لغزش کوچک پیدا می‌کند که در اثر آن، خودرو دچار اثر کم‌فرمانی می‌شود. از سوی دیگر

اگر مقدار سختی پیچشی میل موج‌گیر محور عقب افزایش یابد، خودرو دارای حالت بیش‌فرمانی می‌گردد [۶]. همان‌گونه که اشاره شد، به یکی از دو انتهای میل موج‌گیر مدل‌سازی شده، نیروی هارمونیک با دامنه ۳۰۰ نیوتن و محدوده فرکانسی صفر تا ۱۰۰۰ هرتز در راستای Z وارد می‌شود. از طریق مقایسه میزان ماکزیمم جابه‌جایی هر دو انتهای قطعه در اثر اعمال نیروی هارمونیک مذکور و با فرض تحریک اولین فرکانس پیچشی، تأثیر تغییر جنس میل موج‌گیر و نیز کشسانی اتصالات (بوش‌های لاستیکی) بر سختی پیچشی میل موج‌گیر بررسی می‌شود.

#### ۱-۲-۳. تغییر کشسانی اتصالات و اثر آن بر سختی

##### پیچشی

برای بررسی تأثیر تغییر میزان کشسانی اتصالات به شاسی روی ماکزیمم جابه‌جایی نقاط انتهایی میل موج‌گیر با فرض ثابت بودن سایر پارامترها، ضریب سختی فنرهای جایگزین

اتصالات راه که مقدار آن ۱۵۰۰ کیلونیوتن بر متر می‌باشد، یک‌بار ۲۰ درصد افزایش و بار دیگر به‌همان میزان کاهش داده و نتایج مقایسه می‌شوند. با مقایسه داده‌های جدول ۷ درمی‌یابیم که در صورت کاهش ضریب سختی فنرهای جایگزین بوش‌های میل موج‌گیر، ماکزیمم جابه‌جایی در هر دو گره انتهایی به‌میزان کمی با افزایش همراه خواهند بود. مقایسه درصد تغییر نتایج، بیانگر تأثیر اندک ایجاد تغییر در میزان سختی بوش‌ها بر سختی پیچشی میل موج‌گیر می‌باشد، اما این‌گونه استنباط می‌شود که این تغییرات اندک بیانگر رابطه مستقیم بین ضریب سختی فنرها و سختی پیچشی می‌باشند.

### ۲-۳-۲. تأثیر تغییر جنس بر سختی پیچشی

در این مرحله برای بررسی تأثیر تغییر جنس میل موج‌گیر روی ماکزیمم جابه‌جایی نقاط انتهایی آن، با فرض ثابت‌بودن سایر پارامترها، نتایج حاصل از آنالیز یک میل موج‌گیر ساخته‌شده از فولاد مذکور با نتایج حاصل از یک مدل ساخته‌شده از آلیاژ تیتانیوم (Ti-6Al-4V) مقایسه می‌شوند. از مقایسه داده‌های این بخش که در جدول ۸ ارائه شده است، برمی‌آید که در صورت استفاده از آلیاژ تیتانیوم (Ti-6Al-4V) برای ساخت میل موج‌گیر، مقادیر ماکزیمم جابه‌جایی در دو انتهای میل موج‌گیر افزایش می‌یابند که سبب کاهش سختی پیچشی می‌گردد. همچنین کم‌تر بودن چگالی این آلیاژ نسبت به فولاد، کاهش وزن میل موج‌گیر و در نتیجه بهبود عملکرد آن را در پی دارد.

### ۴. نتیجه‌گیری

فرکانس‌های طبیعی پیچشی و سختی پیچشی میل موج‌گیر با سختی بوش‌های لاستیکی رابطه مستقیم دارند، اما ایجاد تغییر در میزان سختی بوش‌ها به میزان بسیار اندکی روی سختی پیچشی میل موج‌گیر تأثیر گذار است. در اثر استفاده از آلیاژ تیتانیوم برای ساخت میل موج‌گیر، به‌غیر از فرکانس‌های پیچشی اول و پنجم که با کاهش مواجه می‌شوند، مابقی فرکانس‌های طبیعی افزایش می‌یابند. از طرفی، سختی پیچشی با کاهش مواجه می‌شود. لذا این‌گونه استنباط می‌شود که گرچه این آلیاژ چگالی کمتری نسبت به فولاد دارد و انتظار می‌رود که با کاهش وزن میل موج‌گیر عملکرد آن بهبود یابد، اما عملاً کاهش سختی پیچشی را در پی دارد. با مقایسه درصد تغییر نتایج در هر بخش استنباط می‌شود که تأثیر تغییر جنس بر سختی پیچشی و فرکانس‌های طبیعی پیچشی به‌ترتیب و به‌طور میانگین ۵۲ برابر و ۴ برابر تأثیر تغییر سختی اتصالات است. نتایج حاصل از این مقاله حاکی از وجود اختلاف تقریباً ۲/۵ برابری بین ماکزیمم جابه‌جایی گره‌های انتهایی می‌باشد که نمایانگر فاصله زیاد میان عملکرد میل موج‌گیر مورد پژوهش با عملکرد ایده‌آل است. در پایان، تحلیل پاسخ میل موج‌گیر به ارتعاشات تصادفی که یکی از دقیق‌ترین روش‌های بررسی عملکرد این قطعه می‌باشد و نیز تحلیل و ارزیابی مدل و نتایج مربوط به تغییر پارامترها توسط شبکه عصبی به‌منظور دستیابی به یک مدل بهینه پیشنهاد می‌شود.

جدول ۷. نتایج بررسی تأثیر تغییر ضریب سختی فنر بر ماکزیمم جابه‌جایی نقاط انتهایی

جابه‌جایی گره‌های انتهایی مدل با افزایش ضریب سختی فنر (میلی‌متر)		جابه‌جایی گره‌های انتهایی مدل با ضریب سختی اولیه فنر (میلی‌متر)		جابه‌جایی گره‌های انتهایی مدل با کاهش ضریب سختی فنر (میلی‌متر)	
گره ۲	گره ۱	گره ۲	گره ۱	گره ۲	گره ۱
۱۶/۶۹	۴۲/۴۱۴	۱۶/۸۶۹	۴۲/۵۶۰	۱۷/۰۰۳	۴۲/۹۸۹



جدول ۷. نتایج بررسی تأثیر تغییر ضریب سختی فنر بر ماکزیمم جابه‌جایی نقاط انتهایی (ادامه)

درصد تغییر نتایج در اثر افزایش سختی فنر		درصد تغییر نتایج در اثر کاهش سختی فنر	
گره ۲	گره ۱	گره ۲	گره ۱
-۱/۰۷	-۰/۳۴	+۰/۷۹	+۱

جدول ۸. نتایج بررسی تأثیر تغییر جنس بر ماکزیمم جابه‌جایی نقاط

جابه‌جایی گره‌های انتهایی مدل اصلی		جابه‌جایی گره‌های انتهایی مدل با جنس آلایژ تیتانیوم (میلی‌متر)		جابه‌جایی گره‌های انتهایی مدل با جنس فولاد (میلی‌متر)	
گره ۲	گره ۱	گره ۲	گره ۱	گره ۲	گره ۱
+۴۱/۳	+۴۲/۲۷	۲۸/۷۳۸	۷۳/۷۲۶	۱۶/۸۶۹	۴۲/۵۶۰

## ۵. مآخذ

- [1] Gillespie, T., *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Society of Automotive Engineers, 1992.
- [2] Thi, T. "Automated Torsion Bar Design for Vehicle Suspension System", Master of Science Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Louisville, 1999.
- [3] Palma, S., Santos, S. "Cumulative Fatigue Damage in an Automobile Stabilizer Bar: Correlation between Laboratory and Road Experiments." *SAE Technical Paper Series*, Paper No.: 2001-01-3175, 2001.
- [4] Shih, S., kuan, S., Somany, R., "Effective FEA for Product Development Support." *SAE Technical Paper Series*, Paper No.: 2002-01-3124, 2002.
- [5] Gummadi, L., Cai, H., Lin, S., Fan, X., Cao, K. "Bushing Characteristics of Stabilizer Bars." *SAE Technical Paper Series*, Paper No.: 2003-01-0239, 2003.
- [6] Caliskan, Kemal. "Automated Design Analysis Of Anti-Roll Bars", Master of Science Thesis, Department Of Mechanical Engineering, The Middle East Technical University, 2003.
- [7] Bayrakceken H., Tasgetiren S., Aslantas K. "Fracture of an automobile anti-roll bar." *Engineering Failure Analysis*, Vol. 13, 2006, pp. 732-738.
- [8] Cerit M., Nart E., Genel K. "Investigation into effect of rubber bushing on stress distribution and fatigue behaviour of anti-roll bar." *Engineering Failure Analysis*, Vol. 17, 2010, pp. 1019-1027.
- [9] Longhurst, C., <http://www.carbibles.com>, (accessed July 22, 2013)
- [10] SAE Spring Committee, *Spring Design Manual*, SAE, 2<sup>nd</sup> Ed, 1996.
- [11] China jiangyou longhai Special Steel Co., <http://www.steelss.com>, (accessed July 22, 2013)

[۱۲] شرعیات، محمد، امیر گنجی‌دوست. "تحلیل واماندگی و آسیب خستگی یک میل موج‌گیر تحت آزمون خستگی"، *فصلنامه علمی - پژوهشی مهندسی مکانیک*، س. ۱، ش. ۳، پاییز ۱۳۸۷، ص. ۷۶-۶۹.

- 
1. Roll
  2. Anti-Roll bar
  3. Finite Element Method (FEM)
  4. ANSYS<sup>®</sup>
  5. SAE International, initially established as the Society of Automotive Engineers, <http://www.sae.org> (accessed February 22, 2015)
  6. *Spring Design Manual*
  7. CATIA<sup>®</sup>