

بررسی اثر پارامترهای سیستم تعلیق در پایداری غلتشی خودرو SUV

رضا کاظمی (دانشیار)

شیده بادله (کارشناس ارشد)

دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

بیش‌غلته^۱ یکی از خطرناک‌ترین حالات از انواع تصادفات است. هدف از این پژوهش، بررسی چگونگی تأثیر پارامترهای سیستم تعلیق بر حد پایداری غلتشی خودرو اس یو وی^۲ (خودروی اسپرت ورزشی) در شرایط بروز بیش‌غلته است. برای این منظور، ضمن بررسی معادلات بیش‌غلته شبه‌ایستایی خودرو در حالت صلب و به‌همراه سیستم تعلیق، شاخص پایداری دینامیکی مشخص شد. سپس مدلی کامل با ۱۰۵ درجه آزادی در محیط ADAMS با استفاده از اطلاعات خودرو ML۳۲۰ به‌عنوان خودرو مرجع، توسعه داده شده است. برای اطمینان از رفتار مدل توسعه داده‌شده در محیط مجازی، سعی شد تا از طریق شبیه‌سازی، رفتار مدل مجازی در مانورهای استاندارد با نتایج آزمایش واقعی خودرو مرجع، صحه‌گذاری شود. سپس با استفاده از تغییر پارامترهای سیستم تعلیق مدل صحه‌گذاری شده با رفتار دینامیکی قابل قبول، مقدار و نحوه‌ی اثر آن پارامترها در شرایط بحرانی بروز بیش‌غلته در دو مانور قلاب‌ماهی^۳ و آزمایش‌ل-۳^۴ ارائه شده است. در پایان، به‌منظور بررسی رفتار بیش‌غلته، حدود پایداری استاتیکی و دینامیکی خودرو بررسی شده تا به‌کمک این نتایج، مراحل طراحی و توسعه‌ی خودرو با کم‌ترین هزینه و زمان، به‌منظور دستیابی به خودرویی ایمن‌تر در مواجهه با شرایط بیش‌غلته انجام گیرد.

واژگان کلیدی: خودرو اس یو وی، بیش‌غلته، سیستم تعلیق، پایداری استاتیکی و دینامیکی.

مقدمه

خودروهای زمینی^۴ به‌جزه ضروری زندگی مدرن تبدیل شده‌اند، و بنابراین تحقیقات بسیاری برای پیشرفت تکنولوژی این خودروها انجام شده است. در این میان، «امنیت» از مهم‌ترین و حیاتی‌ترین عواملی است که در استفاده از وسایل نقلیه‌ی موتوری مد نظر قرار می‌گیرد، به‌طوری که خودروهای امروزی اجباراً باید استانداردهای ایمنی سخت‌گیرانه‌ی را پشت سر بگذارند تا مجوز ورود به بازار را دریافت کنند. به این ترتیب، شاهد رشد روزافزون توقع مشتریان خودرو شده‌ایم.

آمار تصادفات در نقاط مختلف دنیا نشان می‌دهد که درصد قابل توجهی از تصادفات منجر به مرگ بر اثر بیش‌غلته است. بیش‌غلته یکی از خطرناک‌ترین مانورها از اشکال مختلف تصادفات در بزرگراه‌ها است.^[۱] برای مثال در آمار ارائه‌شده در سال ۲۰۰۲، تعداد ۱۰۶۶۶ نفر در حوادث بیش‌غلته در آمریکا کشته شدند که نسبت به سال ۲۰۰۱، به‌میزان ۵٪ افزایش داشته است. طبق آمار سازمان ملی ایمنی و ترافیک بزرگراه‌های آمریکا^۵ در سال ۲۰۰۱، تعداد ۱۰۱۳۸ نفر در اثر حوادث بیش‌غلته فوت شدند که ۳۲٪ کل مرگ‌ومیرهای ناشی از تصادفات در سال ۲۰۰۱ است.

میانگین سالانه‌ی مرگ‌ومیر گزارش‌شده توسط سامانه‌ی گزارش تحلیلی تلفات^۶ بر اثر بیش‌غلته برای یک میلیون خودرو ثبت‌شده در سال‌های ۱۹۹۱ تا ۱۹۹۸ برای هر یک از رده‌های خودروهای سبک در شکل ۱ آورده شده است.^[۲] چنان که مشاهده می‌شود، اس یو وی‌ها دارای بیش‌ترین نرخ مرگ‌ومیر بیش‌غلته در یک



شکل ۱. میانگین مرگ‌ومیر سالانه بر اثر بیش‌غلته برای یک میلیون خودرو ثبت‌شده براساس اطلاعات FARS سال‌های ۱۹۹۱-۱۹۹۸.^[۲]

تاریخ: دریافت ۱۳۸۸/۷/۳۰، داوری ۱۳۸۸/۱۱/۵، پذیرش ۱۳۸۹/۱/۱۷.

میلیون خودروی ثبت شده هستند؛ این مقدار بیشتر از ۳ برابر خودروهای متوسط و ۵ برابر خودروهای بزرگ است. خودروهای پیک‌آپ کوچک و پیک‌آپ‌های استاندارد رتبه‌های بعدی را دارند. متأسفانه از آمار چند سال اخیر گزارشی در دست نیست.

پیشینه

فعالیت‌های تجربی

به‌منظور بررسی بیش‌غلتهی، می‌توان از روش‌های آزمایشگاهی برای بررسی وضعیت خودرو در شرایط حد پایداری و در زمان وقوع بیش‌غلتهی استفاده کرد. این‌گونه آزمایش‌ها در فاز توسعه‌ی خودرو، روی نمونه‌هایی که هزینه‌ی ساخت‌شان بسیار زیاد است صورت می‌گیرد. در اوایل دهه‌ی ۷۰ میلادی عده‌ی از محققین تعدادی از شیوه‌های آزمایش - از جمله واژگونی ایستایی^۸، بیش‌غلتهی از روی شیب^۹، بیش‌غلتهی در خاک^{۱۰} و آزمایش FMVSS ۲۰۸ - را مورد بررسی قرار دادند^[۱] همچنین در دهه‌ی ۷۰، مؤسسه‌ی علوم دینامیکی^{۱۱} با استفاده از کنترل‌کننده‌ی فرمان و محافظ خارجی^{۱۲} آزمایش‌هایی را روی خودرو CJ-۵ با ابعاد واقعی انجام داده است.^[۴] در اوایل دهه‌ی ۸۰ میلادی، جنرال‌موتورز مجموعه آزمایش‌هایی را براساس آزمایش‌های مالیبو^{۱۳} انجام داد که در درک پدیده‌ی بیش‌غلتهی و نیز سینماتیک حرکت سرنشین‌ها در آن شرایط، کمک بسیاری کرده است.^[۵] در اواخر دهه‌ی ۸۰ میلادی نیز انجمن تحلیل گسیختگی^{۱۴} روش‌هایی را برای بررسی بیش‌غلتهی در خاک و نیز بیش‌غلتهی برخوردی^{۱۵} ارائه کرده‌اند.^[۶]

در اوایل دهه‌ی ۹۰ میلادی، محققین مجموعه‌ی از آزمایش‌ها و مدل‌سازی را در شرکت STI Inc. انجام دادند. در این آزمایش‌ها تعداد نسبتاً زیادی خودرو (۴۱ دستگاه) مورد بررسی قرار گرفت که طی آنها سعی شد اثر پارامترهای خودرو و نیز بیش‌غلتهی بررسی شود. همچنین اثر توزیع وزن^{۱۶} بر پایداری خودرو مورد بررسی قرار گرفت.

در جریان برنامه‌ی تحقیقاتی NHTSA در سال‌های ۱۹۹۷ تا ۱۹۹۸، نیز بیش‌غلتهی جاده‌ی خودروهای سبک بررسی شد و مرز ناپایداری غلتهی خودروها به‌عنوان معیاری برای وقوع بیش‌غلتهی در نظر گرفته شد که طی آزمایش‌ل-مورد بررسی قرار گرفت. علاوه بر آن شاخص پایداری دینامیکی^{۱۷} به‌عنوان معیاری کلیدی برای پیش‌بینی وقوع ناپایداری غلتهی معرفی شد. یکی از مانورهای مورد استفاده در تحقیق فیزیکی صورت گرفته، مانور قلاب‌ماهی است که در آن مدارعاشی غلتهی خودرو به‌خوبی تحریک می‌شود.^[۷]

برای بررسی بیش‌غلتهی مانعی نیز آزمایش‌هایی انجام شده است که پنج نوع آزمایش بیش‌غلتهی جدولی^{۱۸} - که یکی از آن‌ها آزمایش FMVSS ۲۰۸ بود - و دو آزمایش بیش‌غلتهی در خاک را شامل می‌شود؛ نتایج این آزمایش‌ها برای اولین بار در سال ۱۹۹۰ منتشر شد. در بررسی یادشده، اطلاعات خوبی درمورد سرعت کمیته‌ی لازم برای وقوع بیش‌غلتهی و همچنین ویژگی‌های پدیده‌ی بیش‌غلتهی در سرعت‌های مختلف ارائه شده است.^[۸]

سازمان NHTSA در سال ۲۰۰۰، تحقیقات خود را روی دو پارامتر استاتیکی خودرو، و بیش از ۱۰۰/۰۰۰ مورد تصادف بیش‌غلتهی تک‌خودرویی متمرکز کرد.^[۸] همچنین در سال ۲۰۰۳، این سازمان طی تحقیقی دیگر، از ۲۶ خودرو سبک برای انجام مانورهای بیش‌غلتهی تک‌خودرویی روی جاده استفاده کرد و در آن به بررسی چگونگی بلندشدن چرخ‌ها و اثر تماس تابر با کناره‌ی جاده در حین مانور پرداخت.^[۹] در تمامی سوابق یادشده، به آزمایش خودرو در حالت واقعی تکیه شده است.

این امر، چنان که اشاره شد، هزینه‌های گزافی را برای دست‌یابی به نتایج آن برای خودروسازان به دنبال دارد.

فعالیت‌ها در محیط مجازی

از همان زمان که مطالعات بیش‌غلتهی آغاز شد، انجام مدل‌سازی‌های ریاضی و مدل‌های فیزیکی هم در کنار آزمایش‌های عملی شکل گرفت تا بتوان با صرف وقت و هزینه‌ی پایین در حین طراحی و توسعه‌ی خودرو، وضعیت پایداری آن را در بیش‌غلتهی بررسی کرد. به‌رغم کارهای زیادی که در این زمینه انجام شده، تاکنون پیش‌بینی وقوع بیش‌غلتهی امکان‌پذیر نشده است. علت این امر، پیچیدگی معادلات حرکت، اتلاف انرژی‌های غیرقابل اندازه‌گیری، اثرات غیرخطی بسیار زیاد و ماهیت تکرارناپذیری مانورهای بیش‌غلتهی است.

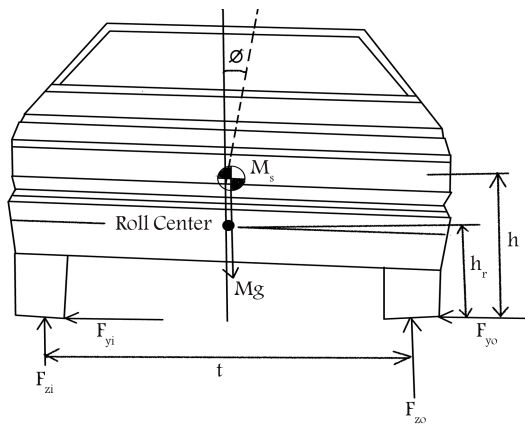
محققین شرکت STI در اواخر دهه‌ی ۸۰ میلادی مدلی را با ۱۳ درجه آزادی برای بررسی خودرو در شرایط حدی ارائه کردند که آن را «شبیه‌سازی غیرخطی تحلیل دینامیکی خودرو»^{۱۹} (VDANL) نامیدند.^[۱۰]

یکی دیگر از مدل‌های معروف که در تحلیل پاسخ خودرو به شرایط حدی مورد استفاده قرار می‌گیرد، «شبیه‌ساز دینامیکی پیشرفته‌ی خودرو»^{۲۰} (ADVS) است که در اوایل دهه‌ی ۹۰ توسط محققین دانشگاه میسوری تهیه شده است.^[۱۱] و از مدلی با ۱۴ درجه آزادی استفاده می‌کند. آنان همچنین در سال ۱۹۸۹، با استفاده از مدل STI پارامتر جدیدی با نام «ذخیره‌ی انرژی ممنوعت از بیش‌غلتهی»^{۲۱} (RPER) را برای بررسی بیش‌غلتهی مانعی معرفی کرد.^[۱۲] این پارامتر حاصل تقاضای انرژی‌های جنبشی جرم‌های خارج از مرکز و انرژی‌های پتانسیل گرانشی جرم‌های خودرو است به‌طوری که اگر RPER به مقدار صفر نزدیک شود، خودرو در شرایط ناپایداری قرار می‌گیرد و هرگاه مقدار آن از صفر کوچک‌تر شود بیش‌غلتهی روی می‌دهد.

در کنفرانس سال ۱۹۹۲ SAE، نتایج پژوهش‌های انجام‌شده درمورد مناسب بودن پارامترهای پاسخ خوش‌فرمانی خودرو برای بررسی بیش‌غلتهی ارائه شد.^[۱۳] در آن پژوهش از مدل «شبیه‌سازی غیرخطی تحلیل دینامیکی خودرو» (VDANL) که ۱۳ درجه آزادی دارد با انجام اصلاحاتی بر اثرات سیستم تعلیق، مدل تابرکالسیپان^{۲۲} همراه با اعمال مدل لختی تأیر^{۲۳} و مدل خلاصی سیستم فرمان استفاده کرده بودند. هیدینگر و همکاران با ارائه‌ی پارامتر جدید شاخص پایداری دینامیکی (DSI) و اندازه‌گیری کمیته‌ی مورد استفاده مربوط به آن حین مانورهای زاویه‌ی فرمان پله‌یی و مانور قلاب‌ماهی نشان دادند که اگر مقدار DSI از ضریب پایداری ایستا^{۲۴} (SSF) بیشتر شود و برای مدتی ادامه یابد، بیش‌غلتهی اتفاق می‌افتد. البته مدت‌زمانی که باید این حالت به طول بینجامد تا بیش‌غلتهی روی دهد مشخص نشده بود.^[۱۴]

در سال ۱۹۹۸ از مدل MADYMO برای شبیه‌سازی بیش‌غلتهی خودروها استفاده شد، و به‌کمک آن خودرو در مانورهای بیش‌غلتهی FMVSS ۲۰۸ شبیه‌سازی و مورد بررسی قرار گرفت. نتایج حاصل از این بررسی با اطلاعات منتشره از سوی سازمان NHTSA مقایسه شده است.^[۱۵]

اخیراً یکی از نرم‌افزارهای مدل‌سازی دینامیکی به‌صورت چندعضوی^{۲۵} [۱۶] (ADAMS) برای مدل‌سازی دینامیکی، به‌خصوص در صنعت خودرو، رواج زیادی یافته است. در سال ۱۹۹۹ با به‌کارگیری این نرم‌افزار و مدل‌سازی خودرو - نه به‌صورت کامل - و البته با صحت‌گذاری آن با نتایج آزمایش، سعی شد با شبیه‌سازی مانورهای زیادی در مباحث دینامیکی خودرو، نتایجی از مدل‌سازی خودرو ارائه شود.^[۱۷] اما در این پژوهش سعی شده تا با نگاهی کامل و دقیق، به‌ویژه در بحث بیش‌غلتهی و ضرایب پایداری استاتیکی و دینامیکی، پارامترهای ویژه به طراحان معرفی شود.



شکل ۳. نیروها در مدلی با سیستم تعلیق [۲۰].

عمودی روی چرخ‌ها در خارج پیچ می‌شود. همچنین غلتش بدنه‌ی خودرو حین دورزدن، باعث متمایل شدن مرکز جرم خودرو به طرف چرخ‌های خارج پیچ می‌شود و این انتقال مرکز جرم باعث کاهش بازوی گشتاور نیروی وزنی می‌شود که در برابر بیش‌غلته‌ی خودرو مقاومت می‌کند. برای اعمال اثرات فوق در مدل خودرو به همراه سیستم تعلیق، دوران بدنه‌ی خودرو حول یک محور فرضی به نام «محور غلت» نیز در نظر گرفته می‌شود.

با توجه به شکل ۳، و با نوشتن معادله‌ی تعادل گشتاور حول نقطه‌ی تماس چرخ با زمین، در حالی که نیروی عمودی چرخ در داخل پیچ صفر شده است، داریم:

$$\frac{v^2}{rg} = \frac{t}{2h} \times \frac{1}{1 + R_{\phi} \left(1 - \frac{h_r}{h}\right)} \quad (2)$$

که در آن h_r ارتفاع محور غلت، و R_{ϕ} نرخ غلتش است که به صورت زاویه‌ی غلتش تقسیم بر شتاب غلتش برحسب شتاب g بیان می‌شود. طبق رابطه‌ی ۲، حد پایداری بیش‌غلته‌ی خودرو به اندازه‌ی جمله‌ی دوم در معادله‌ی مذکور از مقدار $t/2h$ کم‌تر می‌شود.

شاخص پایداری دینامیکی

وارد شدن شتاب جانبی به خودرو ممکن است باعث بیش‌غلته‌ی واژگونی آن شود. خیلی از نشانه‌های تمایل خودرو به بیش‌غلته‌ی، از جمله پایداری ایستایی، از روابط استخراج شده‌اند که شتاب جانبی را به عنوان تنها عامل بروز بیش‌غلته‌ی در نظر می‌گیرند. در حالی که شتاب جانبی یکی از مولفه‌های نیروی جانبی اعمالی به خودرو است و شتاب غلتشی خودرو مؤلفه‌ی دیگری است که بر نیروی جانبی که باعث ایجاد گشتاور غلتشی و بروز بیش‌غلته‌ی می‌شود، تأثیر چشمگیری دارد. در شکل ۴ اثر شتاب غلتشی بدنه نیز در نظر گرفته شده است.

با نوشتن برآیند گشتاورهای اعمالی به خودرو در حالت تعادل حول نقطه‌ی تماس چرخ‌ها در خارج پیچ در زمان بروز بیش‌غلته‌ی، نامساوی ۳ به دست می‌آید:

$$\frac{t}{2hcg} < \frac{a_y}{g} + \frac{I_{xx}s\alpha}{mghcg} \quad (3)$$

که در آن جمله‌ی سمت چپ «ضریب پایداری ایستا» (SSF)، و جمله‌ی سمت راست «شاخص پایداری دینامیکی» (DSI) است. [۱۳]

$$DSI = \frac{a_y}{g} + \frac{I_{xx}s\alpha}{mghcg} \quad (4)$$

مبانی دینامیکی بیش‌غلته‌ی خودرو

مطابق تعریف، هر مانوری را که در آن خودرو ۹۰ درجه یا بیشتر حول محور طولی خود دوران کند به طوری که بدنه‌ی خودرو با زمین تماس یابد، «بیش‌غلته‌ی» می‌نامند. [۱۸] بیش‌غلته‌ی شامل سه فاز اصلی است: فاز برخورد و به هم خوردن تعادل ۲۶، فاز غلتش ۲۷ و فاز برخورد با زمین ۲۸.

بیش‌غلته‌ی شبه‌ایستای خودرو در حالت صلب

ابتدایی‌ترین تحلیل دینامیکی که می‌توان برای خودرو در حین بیش‌غلته‌ی انجام داد، بررسی تعادل نیروهای وارد بر خودروی صلب در حین دورزدن است که به دلیل عدم در نظر گرفتن جابه‌جایی سیستم تعلیق و تغییر شکل تایرها دارای ضعف است. ولی برای رسیدن به پارامترهای کلیدی می‌توان آن را مد نظر قرار داد. برای انجام تحلیل بیش‌غلته‌ی شبه‌ایستا، خودرو در حالت ماندگار ۲۹ در حین دورزدن در یک پیچ و بدون شتاب غلتشی فرض می‌شود.

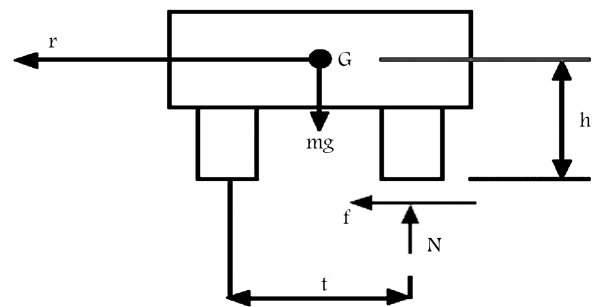
در مانور دورزدن، نیروهای جانبی از طرف جاده و در صفحه‌ی تماس خودرو با جاده به آن اعمال می‌شود تا نیروهای دالامبری ناشی از شتاب جانبی خودرو را خنثی کند. زمانی که شتاب جانبی افزایش می‌یابد، نیروی عمودی وارد به چرخ، در داخل پیچ به سمت صفر میل می‌کند و خودرو در این شرایط تحت گشتاور غلتشی قرار می‌گیرد. شرایط دورزدن حدی ۳۰ زمانی اتفاق می‌افتد که نیروهای عمودی چرخ‌ها در داخل پیچ صفر شوند. در این شرایط، بیش‌غلته‌ی آغاز می‌شود. با توجه به شکل ۲ و با نوشتن معادله‌ی تعادل داریم:

$$\frac{t}{2h} = \frac{v^2}{rg} \quad (1)$$

پارامتر $t/2h$ را ضریب پایداری ایستا (SSF) یا آستانه‌ی بیش‌غلته‌ی ۳۱ می‌نامند و معرف شتاب جانبی است که در آن بیش‌غلته‌ی آغاز می‌شود. حد تحمل بیش‌غلته‌ی پویا، معیار پایه برای پایداری غلتشی است که با شتاب جانبی در واحد گرانشی (g) بیان می‌شود. [۱۹]

بیش‌غلته‌ی شبه‌ایستای خودرو به همراه سیستم تعلیق

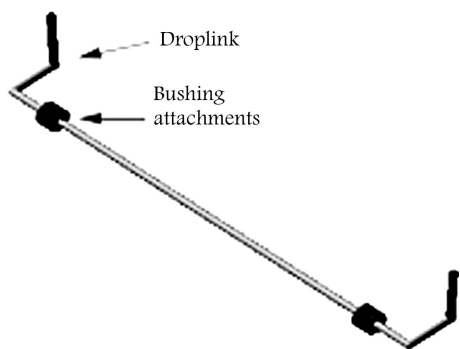
نادیده گرفتن نرمی سیستم تعلیق و تایرها، مطابق آنچه در بخش قبل انجام شد، موجب تخمین حد بیش‌غلته‌ی خودرو بالاتر از مقدار واقعی می‌شود؛ زیرا در حین دور زدن، انتقال وزن باعث کاهش نیروی عمودی چرخ‌ها در داخل پیچ، و افزایش نیروی



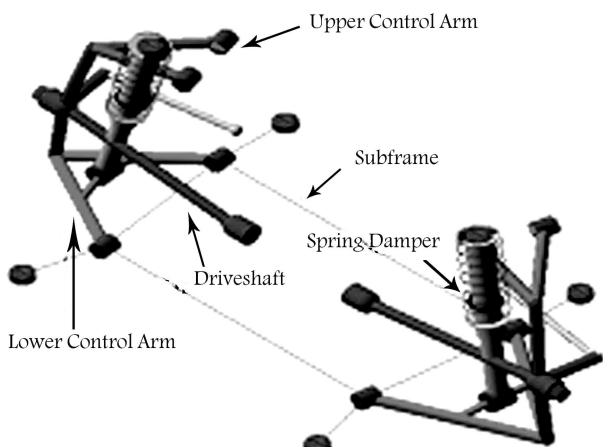
شکل ۲. مدل ایستایی خودرو. [۱۸]



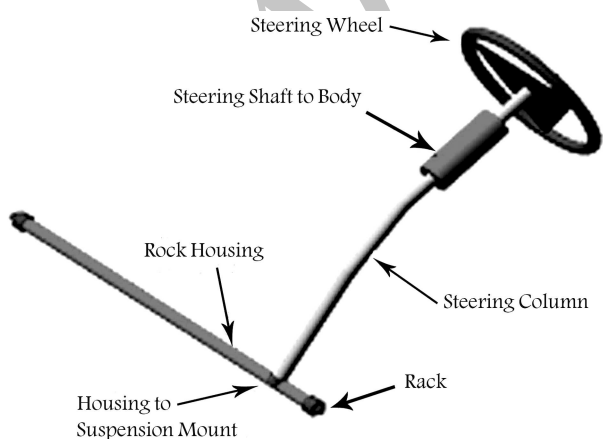
شکل ۵. سیستم محور محرک عقب.



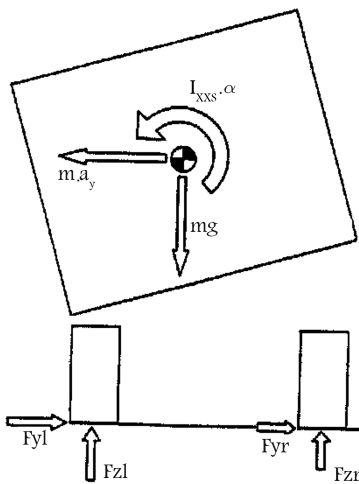
شکل ۶. سیستم میله ضد غلتش.



شکل ۷. سیستم تعلیق دو جناغی.



شکل ۸. سیستم فرمان دنده ساچمه‌یی.



شکل ۴. نیروهای اعمالی به خودرو. [۱۳]

به لحاظ نظری، در هر بیش‌غلتهی DSI از SSF فراتر می‌رود. شاخص پایداری دینامیکی تا حدی محافظه‌کارانه است و علت آن هم استفاده از ممان اینرسی بدنه به جای ممان اینرسی خودرو، و نیز کم‌تر بودن گشتاور در نظر گرفته شده در معادله در مقایسه با گشتاور حقیقی اعمالی به خودرو در حین مانور است.

مدل‌سازی مجازی کامل ADAMS

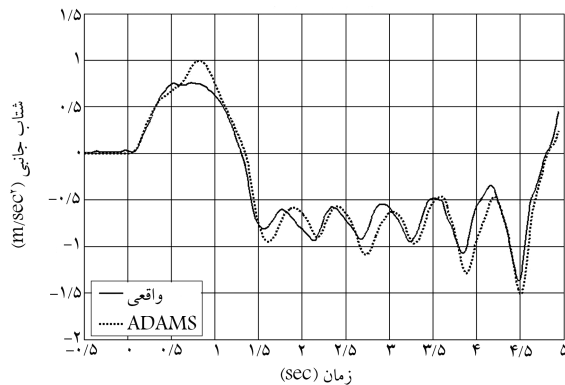
چنان‌که اشاره شد، مدل‌های ساده فقط برای استخراج پارامترهای کلیدی مورد استفاده قرار گرفته‌اند و با توجه به پیچیدگی رفتار غیرخطی خودرو، نمی‌توان از آنها به‌عنوان معیار دقیقی در مراحل نهایی توسعه یا جایگزینی با آزمایش واقعی استفاده کرد. به‌منظور بالا بردن دقت نسبت به مدل‌های ساده‌ی اشاره‌شده، می‌توان معادلات حرکت مربوط به جرم‌های فنربندی شده و فنربندی نشده را در دستگاه مختصات خودرو نوشته و مدل ۱۴ درجه آزادی - شامل ۶ درجه آزادی مربوط به انتقال و دوران جرم فنربندی شده و ۴ درجه آزادی جابه‌جایی عمودی جرم‌های فنربندی نشده که بیان‌گر جابه‌جایی عمودی سیستم تعلیق‌اند و ۴ درجه آزادی هم مربوط به دوران چرخ‌ها حول محور چرخش خود - را مدل‌سازی کرد. با این درجات آزادی انتخاب‌شده می‌توان تمامی حرکات بدنه و اثر سیستم تعلیق و همچنین اثر اعمال گشتاور دورانی ورودی چرخ‌ها ناشی از گشتاور موتور در حین شتاب‌گیری، یا گشتاورهای ترمزی را در نظر گرفت.

این مدل نیز شاید برای تحلیل‌های میانی در فاز توسعه قابل قبول باشد ولی برای تحلیل دقیق‌تر در فازهای نهایی توسعه، دسترسی به مدل کامل‌تری از خودرو ضرورت دارد که با توجه به امکانات موجود در نرم‌افزار ADAMS به‌عنوان یکی از قوی‌ترین ابزارهای تحلیل و طراحی سیستم‌های دینامیکی توسعه داده شده در دو دهه‌ی اخیر، می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد. بنابراین به‌منظور در نظر گرفتن اثر متقابل تغییر پارامترهای دینامیکی خودرو روی همه‌ی جنبه‌های عملکردی آن، در این پژوهش، مدل کاملی با ۱۰۵ درجه آزادی در نرم‌افزار ADAMS مدل‌سازی شده است. این مدل در محیط مجازی ADAMS، براساس مشخصات خودرو اس یو یو مرسدس ML۳۲۰ توسعه داده شده است و دارای محور محرک عقب^{۳۲} (شکل ۵)، میله‌ی ضد غلتش^{۳۳} (شکل ۶)، سیستم تعلیق جلو و عقب دو جناغی^{۳۴} (شکل ۷)، و سیستم فرمان دنده ساچمه‌یی^{۳۵} (شکل ۸) است. همچنین برای شبیه‌سازی رفتار

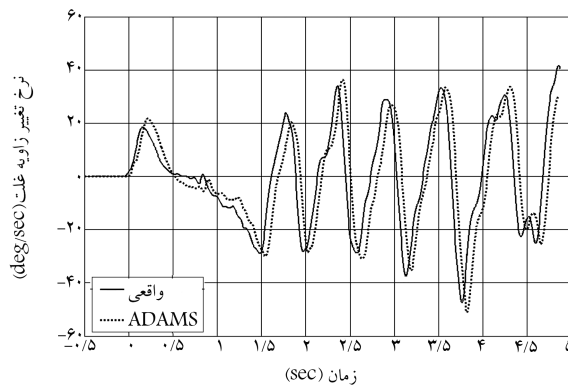
مانور آزمایش-ل

در مانور آزمایش-ل طبق تعریف سازمان NHTSA، ورودی فرمان پله‌یی با زاویه بیشینه‌ی 31° درجه و شیب تقریبی 1000° درجه در ثانیه به غربلیک فرمان مطابق شکل ۱۲ اعمال می‌شود.

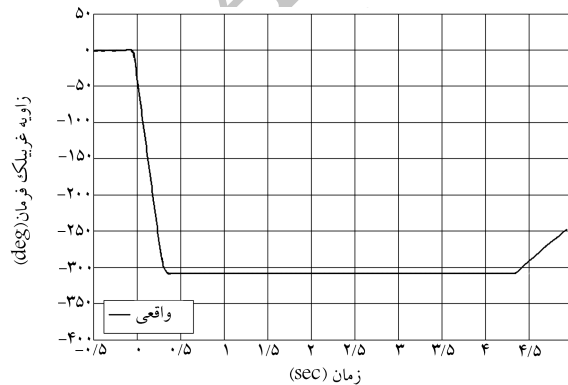
در شکل‌های ۱۳ و ۱۴ نتایج مربوط به شتاب جانبی و سرعت غلتش خودرو در $ML320$ برای حالات شبیه‌سازی در ADAMS و رفتار واقعی خودرو در ورودی فرمان آزمایش-ل نشان داده شده است. این نتایج حاکی از کافی بودن دقت مدل



شکل ۱۰. شتاب جانبی خودرو $ML320$ برای حالات شبیه‌سازی در ADAMS و رفتار واقعی خودرو در ورودی فرمان قلاب ماهی.



شکل ۱۱. سرعت غلتش خودرو $ML320$ برای حالات شبیه‌سازی در ADAMS و رفتار واقعی خودرو در ورودی فرمان قلاب ماهی.



شکل ۱۲. ورودی فرمان برای مانور استاندارد J-Turn.

تایر از مدل تایر پچکا استفاده شده است. ضمناً پارامترهای مختلف خودرو که در محیط مجازی مدل شده، منطبق بر پارامترهای ارائه‌شده‌ی خودرو مرسدس $ML320$ است.^[۱] در نهایت با انجام صحه‌گذاری^{۳۶}، می‌توان از دقت ارائه‌ی رفتار دینامیکی خودرو مدل‌سازی شده در نرم‌افزار ADAMS مطمئن شد.

صحه‌گذاری

پس از انجام مدل‌سازی دینامیکی در محیط ADAMS برای کسب اطمینان از صحت مدل‌سازی انجام‌شده و دستیابی به محدودیت‌ها و قابلیت‌های مدل تهیه‌شده، نتایج این مدل با نتایج آزمایش واقعی خودرو مرسدس $ML320$ مورد صحه‌گذاری قرار گرفت، و پس از کسب اطمینان از دقت مدل توسعه یافته، به‌منظور ارائه‌ی اثرات کلیدی و مهم نسبت به تحلیل دینامیکی و اثر پارامترهای سیستم تعلیق اقدام شده است.

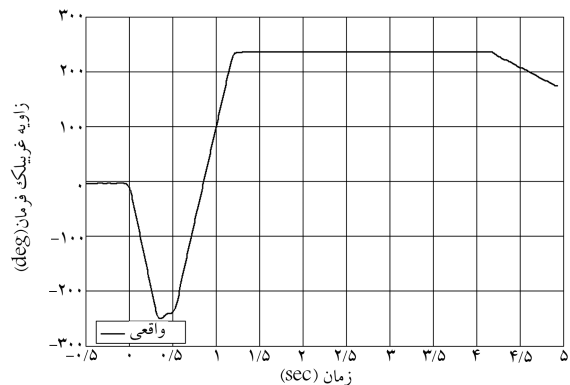
یادآور می‌شود که نتایج تجربی و واقعی مانورها به‌طور گسترده توسط شرکت‌های عظیم خودروسازی مخصوصاً مؤسسه‌ی ملی ایمنی و ترافیک بزرگراه‌های آمریکا (NHTSA) تهیه و منتشر شده است.

در سال 2002 ، چندین برنامه‌ی آزمایش مختلف در فاز چهارم برنامه‌ی تحقیقاتی بیش‌غلشی خودروهای سبک در مؤسسه‌ی NHTSA مورد بررسی و ارزیابی قرار گرفت تا از میان آن‌ها مناسب‌ترین مانور برای بیش‌غلشی انتخاب شود.^[۱] بهترین مانورها برای بررسی بیش‌غلشی، مانور آزمایش-ل و مانور قلاب ماهی هستند که بالاترین امتیاز را در این مجموعه کسب کرده‌اند. بنابراین در این پژوهش از مانورهای یادشده برای مقایسه و صحه‌گذاری مدل‌ها با نتایج واقعی استفاده شده است.

مانور قلاب ماهی

مانور آزمایش-ل طبق تعریف سازمان ملی ایمنی و ترافیک بزرگراه‌های آمریکا (NHTSA) به مانوری گفته می‌شود که با بیشترین زاویه‌ی فرمان 25° درجه و سرعت زاویه‌یی $72^\circ/\text{Degree/s}$ و با ورودی غربلیک فرمانی مطابق شکل ۹ انجام شود. تغییر جهت فرمان‌گیری زمانی انجام می‌شود که سرعت غلتش خودرو به $1/5$ درجه بر ثانیه رسیده باشد.

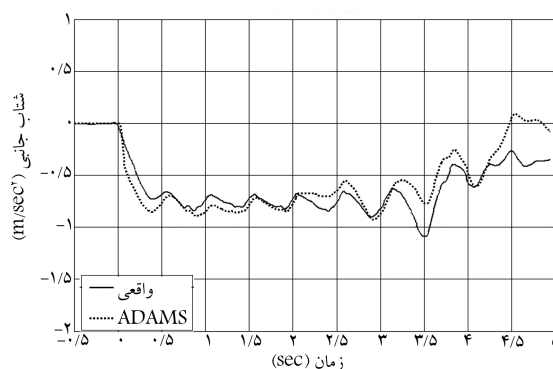
در شکل‌های ۱۰ و ۱۱ نتایج مربوط به شتاب جانبی و سرعت غلتش خودرو $ML320$ برای حالات شبیه‌سازی در ADAMS و رفتار واقعی خودرو در ورودی فرمان قلاب ماهی نشان داده شده است.



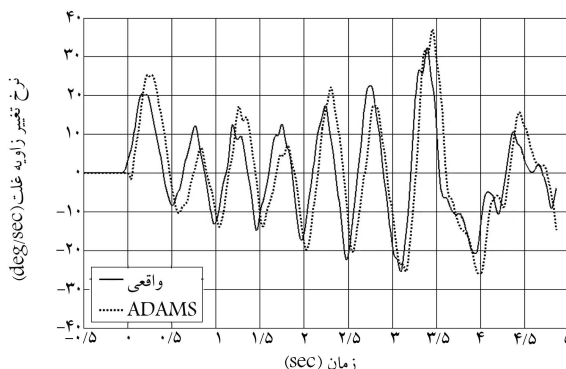
شکل ۹. ورودی فرمان برای مانور استاندارد قلاب ماهی.

جدول ۱. پارامترهای خودرو ML۳۲۰ به عنوان خودرو مرجع.

پارامترهای خودرو	مقدار	واحد
جرم کلی	۲۰۱۰	Kg
جرم فنربندی شده	۱۷۱۰	Kg
ارتفاع مرکز جرم	۰/۶۸۱	m
فاصله عرضی چرخ‌ها	۱/۵۳۵	m
فاصله طولی محورها	۲/۸۲۰	m
سفتی فنری سیستم تعلیق جلو	۳۰/۸	KN/m
سفتی فنری سیستم تعلیق عقب	۳۵	KN/m
میرایی سیستم تعلیق جلو	۲/۱	KN.s/m
میرایی سیستم تعلیق عقب	۲/۳	KN.s/m
ممان اینرسی پیش‌بند	۷۸۳	Kg.m ^۲
ممان اینرسی پیش‌بند	۳۴۹۵	Kg.m ^۲
ممان اینرسی گردشی بدنه	۳۲۷۷	Kg.m ^۲
شعاع چرخ	۰/۲۸۵	m
ممان اینرسی دورانی چرخ	۱/۴	Kg.m ^۲
سفتی عمودی تأیر	۱۷۵	KN/m
میرایی تأیر	۳/۱	KN.s/m
سفتی غلتشی میله‌ی ضد غلت جلو	۳۵	KN.m/rad
سفتی غلتشی میله‌ی ضد غلت عقب	۱۹	KN.m/rad



شکل ۱۳. شتاب جانبی خودرو ML۳۲۰ برای حالات شبیه‌سازی در ADAMS و رفتار واقعی خودرو در ورودی فرمان آزمایش-ل.



شکل ۱۴. سرعت غلتش خودرو ML۳۲۰ برای حالات شبیه‌سازی در ADAMS و رفتار واقعی خودرو در ورودی فرمان آزمایش-ل.

تأثیر تغییرات برخی از مهم‌ترین پارامترهای سیستم تعلیق خودرو بر شاخص پایداری استاتیکی و دینامیکی در طی مانورهای «آزمایش-ل» و «قلاب‌ماهی» پرداخته شده است. سیستم تعلیق، یکی از مهم‌ترین زیرسیستم‌های مؤثر در دینامیک خودرو است و چنان‌که در بخش بررسی میانی دینامیکی بیان شد، حضور آن در مدل‌سازی باعث کاهش حد پایداری خودرو می‌شود. بنابراین شناخت اثر پارامترهای این سیستم و حساسیت خودرو نسبت به هرکدام از آنها می‌تواند برای اصلاح طراحی و دست‌یابی به محدوده‌ی پایداری بالاتر، اطلاعات مفیدی در اختیار طراحان این رده از خودرو در مراحل مختلف توسعه، به ویژه نهایی کردن پارامترها، قرار دهد. ذکر این نکته ضروری است که در این نوشتار، با ارائه‌ی نگاهی دقیق، به بررسی تأثیر پارامترهای مختلف سیستم تعلیق در بیش‌غلتهی خودرو پرداخته‌ایم. بدیهی است روش‌هایی نظیر DOE و الگوریتم ژنتیک را می‌توان در ادامه و بر روی بستر آماده شده، برای مباحثی نظیر بهینه‌سازی، انجام داد. در جدول ۲ پارامترهای سیستم تعلیق که تغییر اثر آنها در رفتار دینامیکی بیش‌غلتهی مورد ارزیابی قرار گرفته شده است، برای مقادیری متعارف کاهش و افزایش یافته‌ی آنها ارائه شده است. با استفاده از جدول ۲ و مدل توسعه‌ی صحه‌گذاری شده در محیط ADAMS، شبیه‌سازی‌های مختلفی در دو مانور استاندارد برگزیده شده قلاب‌ماهی و آزمایش-ل صورت گرفته که در ادامه، نتایج حاصله ارائه و بررسی شده است.

توسعه داده شده در ADAMS در قیاس با رفتار گزارش شده در حالت واقعی خودرو^[۱] است.

تحلیل تأثیر پارامترهای سیستم در رفتار دینامیکی

بیش‌غلتهی

حال پس از اطمینان حاصل شده از مدل توسعه یافته در ADAMS، که در بخش قبلی ارائه شد، با آسودگی خاطر می‌توان از این مدل توسعه یافته، به منظور تحلیل و بررسی اثر پارامترهای سیستم تعلیق در رفتار بیش‌غلتهی خودرو در مانورهای مطرح شده به عنوان مانورهای استاندارد محرک این‌گونه رفتارها، استفاده کرد.

پارامترهای خودرو

پارامترهای خودرو ML۳۲۰ به عنوان خودرو مرجع که برای شبیه‌سازی و تحلیل دینامیکی، در نرم‌افزار ADAMS مورد استفاده قرار گرفته‌اند در جدول ۱ ارائه شده است.

پارامترهای تغییر داده شده در سیستم تعلیق

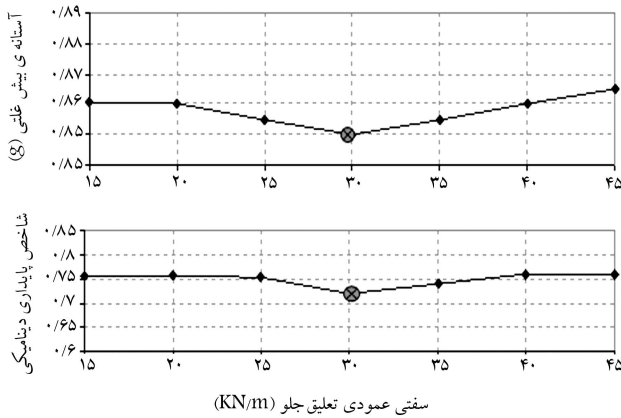
در این پژوهش با توجه به کامل بودن مدل، تمام پارامترهای خودرو برای بررسی تأثیر آن بر بیش‌غلتهی تغییر داده شده است.^[۲۸] اما با محدودیت ارائه در این نوشتار، به بررسی

تأثیر سفتی عمودی سیستم تعلیق جلو و عقب

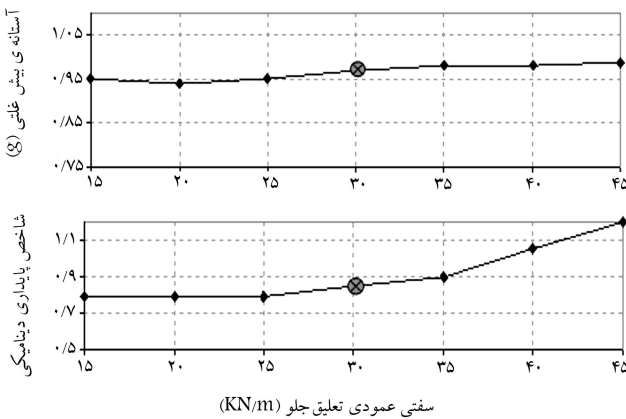
چنان‌که در شکل‌های ۱۵ و ۱۶ دیده می‌شود، در حالتی که سفتی عمودی هر دو

جدول ۲. پارامترهای سیستم تعلیق و میزان کاهش و افزایش داده شده آن‌ها.

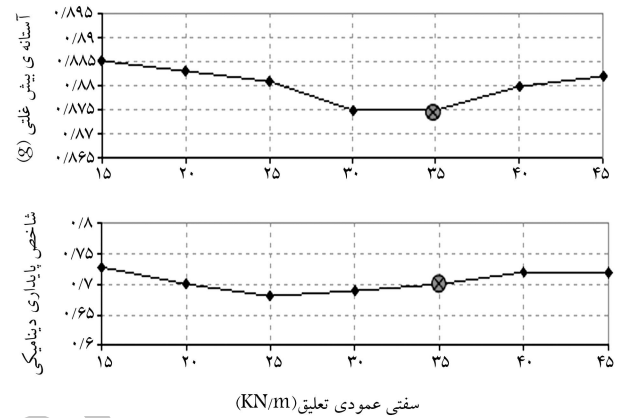
ردیف	پارامترهای طراحی	مقدار متعارف		درصد کاهش	درصد افزایش
۱	سفتی عمودی سیستم تعلیق جلو	۳۰٫۸	KN/m	-۰٫۵۰٪	+۰٫۴۵٪
۲	سفتی عمودی سیستم تعلیق عقب	۳۵	KN/m	-۰٫۵۵٪	+۰٫۳۰٪
۳	میرایی سیستم تعلیق جلو	۲٫۱	KN.s/m	-۰٫۴۰٪	+۰٫۳۰٪
۴	میرایی سیستم تعلیق عقب	۲٫۳	KN.s/m	-۰٫۴۵٪	+۰٫۲۰٪
۵	فاصله محل اتصال سیستم تعلیق جلو به بدنه تا مرکز جرم خودرو	۱٫۲۱۳	m	-۰٫۳٪	+۰٫۳٪
۶	فاصله محل اتصال سیستم تعلیق عقب به بدنه تا مرکز جرم خودرو	۱٫۳۵۰	m	-۰٫۳٪	+۰٫۳٪



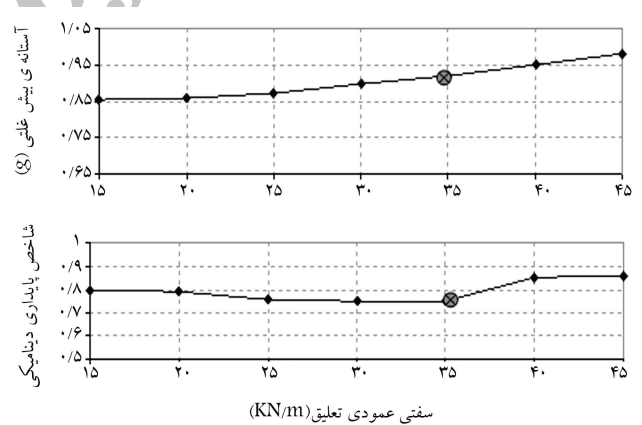
شکل ۱۷. تأثیر سفتی عمودی سیستم تعلیق جلو در مانور آزمایش-ل.



شکل ۱۸. تأثیر سفتی عمودی سیستم تعلیق جلو در مانور قلاب ماهی.



شکل ۱۵. تأثیر سفتی عمودی سیستم تعلیق در مانور آزمایش-ل.



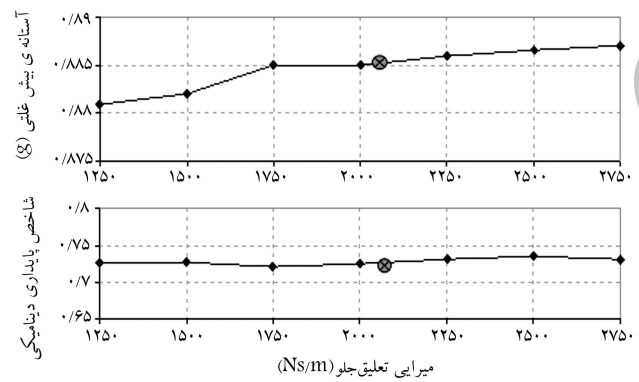
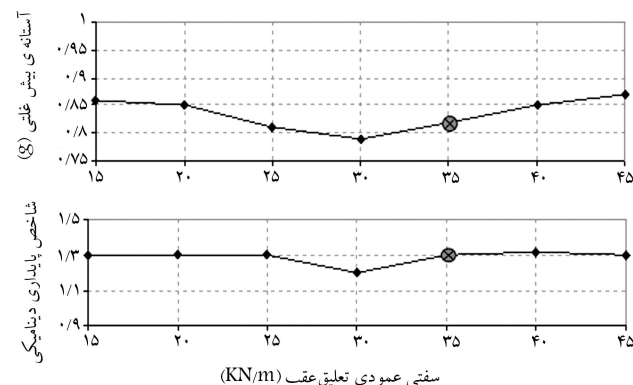
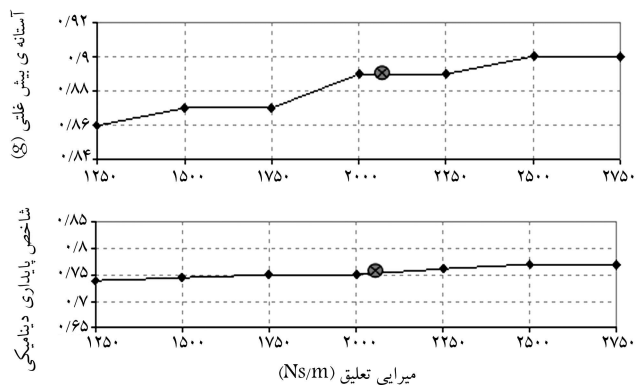
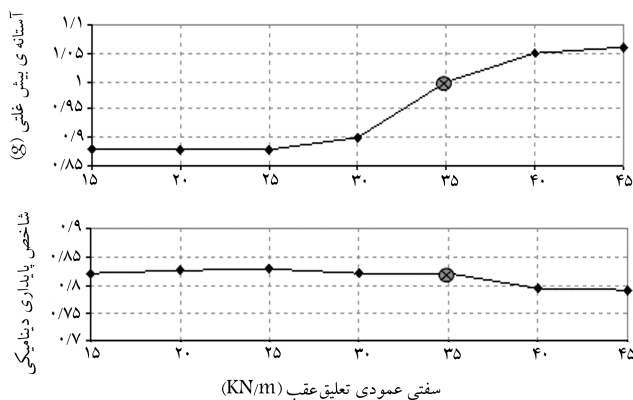
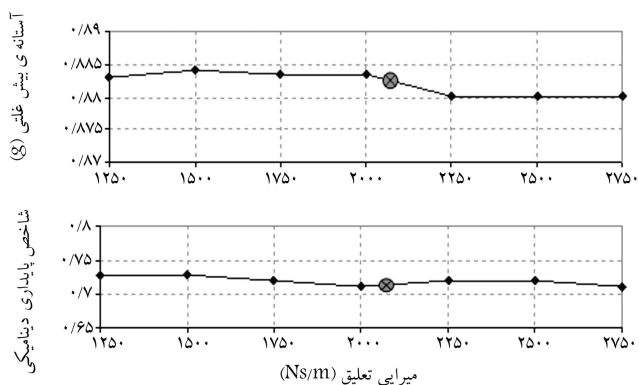
شکل ۱۶. تأثیر سفتی عمودی سیستم تعلیق در مانور قلاب ماهی.

دینامیکی دارای مقدار کمیته است و در دو طرف آن منحنی با شیبی اندک صعود می‌کند. در شکل ۱۸ در مانور قلاب ماهی، سیر صعودی یکنواختی مشاهده می‌شود که در آن‌ها با افزایش ۵۰ درصدی سفتی از ۳۰ به ۴۵ کیلو نیوتن بر متر، پایداری استاتیکی ۲٪ و پایداری دینامیکی ۳۲٪ افزایش دارد.

در شکل‌های ۱۹ و ۲۰ نیز حالتی بررسی شده که در آن سفتی عمودی سیستم تعلیق عقب افزایش یافته و سفتی سیستم تعلیق جلو ثابت مانده است. در این حالت، چشم بسیار خوبی در پایداری استاتیکی در مانور آزمایش-ل دیده می‌شود. به‌طور کلی افزایش پایداری در حالتی که سفتی سیستم تعلیق عقب افزایش می‌یابد محسوس‌تر است. زیرا در شکل ۱۹ در مانور آزمایش-ل با افزایش ۵۰ درصدی

سیستم تعلیق جلو و عقب با هم زیاد می‌شود، در حالی که پایداری دینامیکی در هر دو مانور قلاب ماهی و آزمایش-ل، پس از کمی کاهش دوباره به حد اولیه خود می‌رسد، پایداری استاتیکی اندکی افزایش می‌یابد (افزایش ۶٫۵٪ در مانور قلاب ماهی). به‌طور کلی تغییرات سفتی عمودی سیستم تعلیق، بهبود کمی به پایداری می‌بخشد.

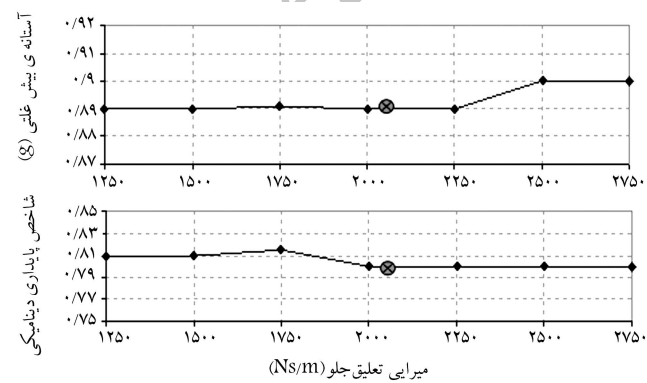
در شکل‌های ۱۷ و ۱۸ حالتی بررسی شده که در آن سفتی عمودی سیستم تعلیق عقب ثابت مانده و سفتی سیستم تعلیق جلو افزایش یافته است. در این حالت در مانور قلاب ماهی همچنان بهبود پایداری دینامیکی و استاتیکی مشاهده می‌شود. در شکل ۱۷ در مانور آزمایش-ل، نقطه‌ی مرجع در هر دو حد پایداری استاتیکی و



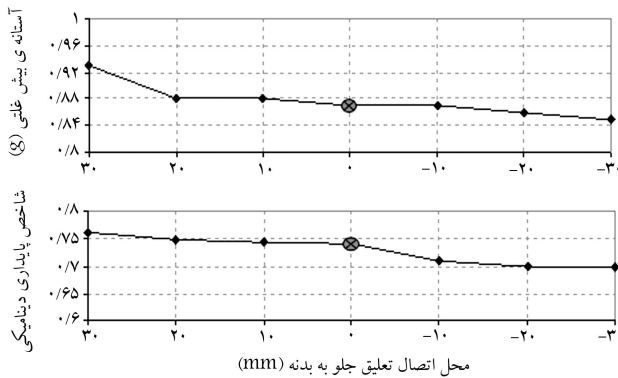
سفتی از ۳۰ به ۴۵ کیلو نیوتن برمتر، پایداری استاتیکی ۲٪ افزایش و در شکل ۲۰ با همین افزایش در سفتی ۱۱٪ بهبود می‌یابد.

تأثیر میرایی سیستم تعلیق جلو و عقب

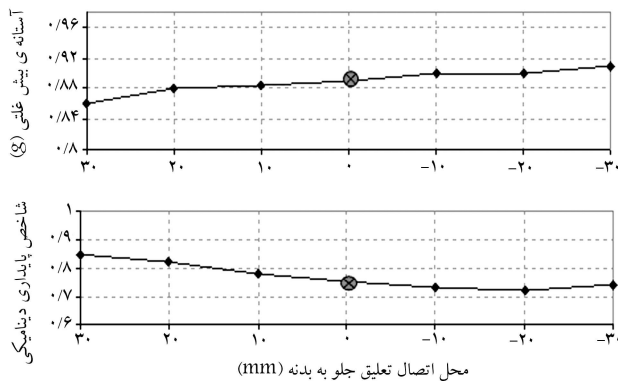
میرایی سیستم تعلیق عمدتاً براساس خواص سواری خودرو تنظیم می‌شود. با افزایش میرایی هر دو سیستم تعلیق عقب و جلو در شکل ۲۱ در آزمایش-ل، حد پایداری استاتیکی اندکی کاهش می‌یابد و نقطه‌ی مرجع نیز در کم‌ترین مقدار حد پایداری دینامیکی قرار دارد. در شکل ۲۲ نیز ۱٪ افزایش در حد پایداری استاتیکی و ۲٪ افزایش در حد پایداری دینامیکی مشاهده می‌شود. در شکل‌های ۲۳ و ۲۴، میرایی سیستم تعلیق عقب ثابت مانده و میرایی سیستم تعلیق جلو افزایش می‌یابد؛ در شکل‌های ۲۵ و ۲۶ نیز، میرایی سیستم تعلیق عقب افزایش یافته است. در حالتی که میرایی سیستم تعلیق جلو متغیر است، تغییرات حدود پایداری چندان زیاد نیستند. ولی در حالت تغییر میرایی در سیستم تعلیق عقب، با کاهش ۴۰ درصدی میرایی، در مانور آزمایش-ل، ۱٪ کاهش در پایداری استاتیکی و ۲٪ کاهش در شاخص پایداری دینامیکی و در مانور قلاب ماهی به ترتیب ۲٪ و ۱٪ کاهش در حدود پایداری استاتیکی و دینامیکی ایجاد می‌شود.



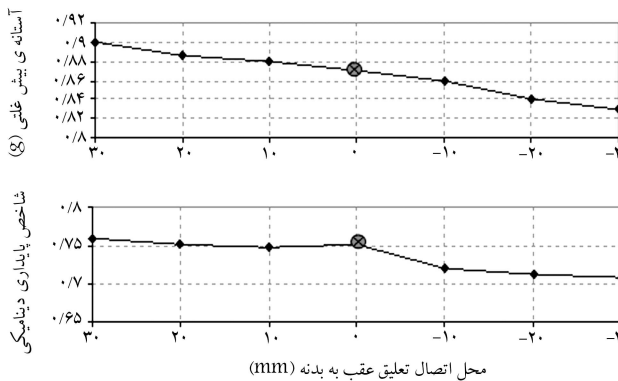
تأثیر محل اتصال سیستم تعلیق جلو و عقب به بدنه در این بررسی، فاصله‌ی نسبی محل اتصال بازوی کترالی بالا و پایین سیستم تعلیق



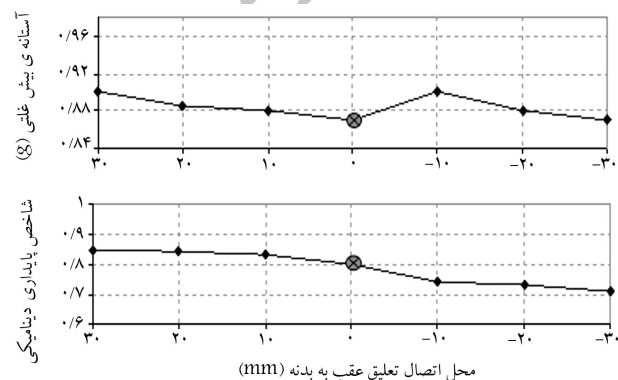
شکل ۲۷. تأثیر محل اتصال سیستم تعلیق جلو به بدنه در مانور آزمایش-ل.



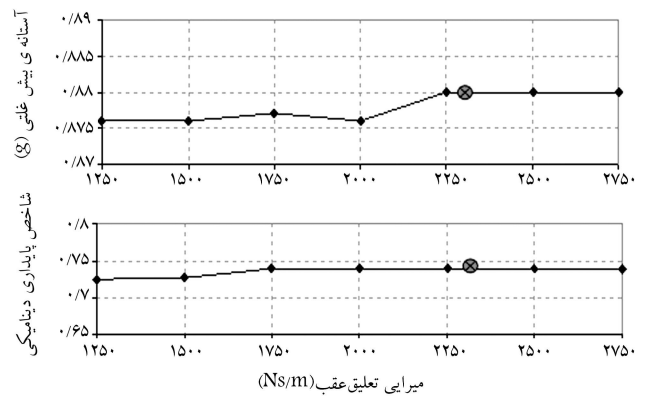
شکل ۲۸. تأثیر محل اتصال سیستم تعلیق جلو به بدنه در مانور قلاب ماهی.



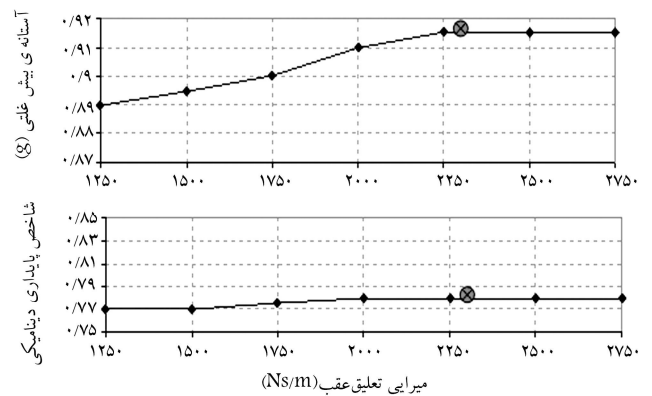
شکل ۲۹. تأثیر محل اتصال سیستم تعلیق عقب به بدنه در مانور آزمایش-ل.



شکل ۳۰. تأثیر محل اتصال سیستم تعلیق عقب به بدنه در مانور قلاب ماهی.



شکل ۲۵. تأثیر میرایی سیستم تعلیق عقب در مانور آزمایش-ل.



شکل ۲۶. تأثیر میرایی سیستم تعلیق عقب در مانور قلاب ماهی.

دوجناگی و مرکز جرم بدنه نسبت به حالت اصلی نصب آن افزایش (با علامت مثبت) و کاهش (با علامت منفی) داده شده است تا از این طریق تأثیر محل نصب نقاط اتصال سیستم تعلیق به بدنه بر حد پایداری خودرو بررسی شود.

در سیستم تعلیق جلو رفتار متفاوتی مشاهده می‌شود. مطابق شکل ۲۷ و ۲۸، زمانی که نقاط اتصال سیستم تعلیق جلو به بدنه، به سمت مرکز جرم بدنه نزدیک می‌شود، پایداری استاتیکی خودرو در مانور آزمایش-ل کاهش می‌یابد و در مانور قلاب ماهی افزایش می‌یابد. در اثر ۳٪ کاهش فاصله نصب سیستم تعلیق جلو به بدنه تا مرکز جرم، در آزمایش-ل، ۲٪ کاهش در حد پایداری استاتیکی و ۵٪ کاهش در حد پایداری دینامیکی و در مانور قلاب ماهی، ۱٪ افزایش در حد پایداری استاتیکی و ۱٪ کاهش در حد پایداری دینامیکی مشاهده می‌شود.

مطابق شکل ۲۹ و ۳۰، زمانی که نقاط اتصال سیستم تعلیق عقب به بدنه، به سمت مرکز جرم بدنه نزدیک می‌شود، پایداری استاتیکی و دینامیکی خودرو در هر دو مانور قلاب ماهی و آزمایش-ل، کاهش می‌یابد. در اینجا نیز، در اثر ۳٪ کاهش فاصله‌ی نصب سیستم تعلیق عقب به بدنه تا مرکز جرم، در آزمایش-ل ۵٪ کاهش در حد پایداری استاتیکی و ۶٪ کاهش در حد پایداری دینامیکی و در مانور قلاب ماهی ۱۱٪ کاهش در حد پایداری دینامیکی دیده می‌شود. به‌طور کلی، هر چه نقاط اتصال سیستم تعلیق دورتر از مرکز جرم، به بدنه نصب شود، پایداری خودرو افزایش می‌یابد. علت این رفتار افزایش گشتاورهای مقاوم در برابر غلتش به دلیل افزایش بازوی گشتاوری است.

نتیجه گیری

با توجه به نتایج حاصله که از تغییر برخی از پارامترهای مهم سیستم تعلیق به دست آمده است، برای بهبود حدود پایداری دینامیکی و استاتیکی خودرو اس یوی مورد بررسی در شرایط بحرانی با بروز بیش غلشی، می توان تغییرات زیر را به ترتیب اولویت در پارامترهای طراحی، به طراحان در مرحله نهایی کردن طرح در فاز توسعه ی خودرو پیشنهاد داد.

• با افزایش سفتی عمودی سیستم تعلیق، حدود پایداری افزایش قابل توجهی نمی یابد.

• با افزایش سفتی سیستم تعلیق عقب و جلو، پایداری دینامیکی و استاتیکی بهبود نمی یابد.

• بهبود حدود پایداری در اثر افزایش سفتی سیستم تعلیق عقب محسوس تر است.

• افزایش میرایی در رفتار دینامیکی در آزمایش-ل، ضمن عدم تغییر در پایداری استاتیکی، به کاهش نامحسوس در پایداری دینامیکی منجر می شود.

• در مانور قلاب ماهی، هر دو حد پایداری در اثر افزایش میرایی سیستم تعلیق افزایش می یابد.

• با کاهش میرایی سیستم تعلیق عقب، حدود پایداری کاهش می یابد.

• به طور کلی، افزایش میرایی سیستم تعلیق، بهبود ناچیزی در پایداری غلشی خودرو دارد.

• حساسیت نقطه ی اتصال سیستم تعلیق به بدنه در عقب، در پایداری غلشی محسوس تر است.

• هرچه فاصله ی نقطه ی اتصال تعلیق به بدنه با مرکز جرم بیشتر باشد، پایداری خودرو افزایش می یابد.

در پایان ذکر این نکته ضروری به نظر می رسد که با داشتن مدل توسعه یافته در ADAMS، می توان تحلیل کامل تری در تمامی پارامترها - نه تنها بر حدود پایداری، بلکه بر تمامی متغیرهای حالات دینامیکی - انجام داد و در یک فرایند طراحی واقعی، با روش بهینه سازی پارامترها را به منظور دست یابی به نتایج بهینه، بهینه سازی کرد.

پانوش

35. rack & pinion
36. validation

1. roll over
2. sport utility vehicles(SUV)
3. fishhook and j-turn
4. ground vehicle
5. national highway traffic safety administration (NHTSA)
6. fatality analysis reporting system (FARS)
7. pickup
8. static tip-over
9. ramped rollover
10. soil trip rollover
11. dynamic science
12. outrigger
13. Malibo
14. failure analysis associates (FAA)
15. tripped rollover
16. load transfer distribution (LTD)
17. dynamic stability index (DSI)
18. curb-tripped rollover
19. vehicle dynamic analysis, nonlinear simulator
20. advanced dynamic vehicle simulation
21. rollover prevention energy reserve
22. kalspan tire model
23. tire lag
24. static stability factor (SSF)
25. multi body dynamics
26. tripping phase
27. roll phase
28. ground impact phase
29. steady state
30. critical cornering condition
31. rollover threshold
32. rear wheel drive (RWD)
33. anti-roll bar
34. double wishbone

منابع

1. National Highway Traffic Safety Administration. "A comprehensive experimental evaluation of test maneuvers that may induce on-road, untripped light vehicle rollover phase IV of NHTSA's light vehicle rollover research program", DOT HS 809 513 (October 2002).
2. National Highway Traffic Safety Administration. "An experimental examination of selected maneuvers that may induce on-road, untripped light vehicle rollover phase I-A of NHTSA's 1997-1998 vehicle rollover research program" (August 2001).
3. Wilson, R.A. and Gannon, R.R. "Rollover testing", SAE 720495 (1972).
4. Larson, Robert E.; Smith, James W.; Werner, Stephen M., and Fowler, Graeme F. "Vehicle rollover testing, methodologies in decreasing rollover collisions", SAE 2000-01-1641 (2000).
5. Oriowski, K.F.; Bundorf, R.T., and Moffat E.A. "Rollover crash tests-the influence of roof strength on injury mechanics", SAE 851734 (1985).
6. Cooperider, N.K.; Hammoud S.A., and Colwell, J. "Characteristics of soil tripped rollover", SAE 98B-115 (1998).
7. Heydinger, Gray J., and Gavin Howe, J. "Analysis of vehicle response data measured during severe maneuvers", SAE 2000-01-1644 (2000).
8. National Highway Safety Administration. "Rollover prevention", NHTSA-2000-6859RIN 2127-AC64 (2000).

9. National Highway Traffic Safety Administration. "An experimental evaluation of 26 light vehicles using test maneuvers that may induce on-road, untripped rollover and a discussion of NHTSA's refined test procedures- phase VI & VII of NHTSA's light vehicle rollover research program", DOT HS 809 547 (October 2003).
10. Allen R.W.; Rosenthal T.J. and Szostak H.T. "Steady state and transient analysis of ground vehicle handling", SAE 870495 (1987).
11. Andrzej G.; Nalecz, N.; Kenneth L. d'Entremont, "Development and experimental validation of advanced dynamic vehicle simulation", International Association for Vehicle System Dynamics, China (1993).
12. Nalecz, N.; Andrzej G. "Influence of vehicle and roadway factors on the dynamics of tripped rollover", *Int. J. of Vehicle Design*, **10**(3) (1989).
13. Gray J. Heydinger; W. Riley Garrott, and Chrstos, J. P. "The importance of tire lag on simulated transient vehicle response", SAE 910235 (1991).
14. Cooperider, N.K.; Thomas T.M., and Hammoud S.A. "Testing and analysis of vehicle rollover behavior", SAE 900366 (1990).
15. Renfro D.A., Partain J., Lafferty J. "Modeling of vehicle rollover and evaluation of occupant injury potential using MADYMO", SAE 980021, Society of Automotive Engineers International Congress and Exposition, Detroit (1998).
16. ADAMS User Documentation, Mechanical Dynamics Inc., Ann Arbor, MI, p.13 (1998).
17. Milton A. Chace, and Thomas J. Wielenga "A test and simulation process to improve rollover resistance", SAE 1999-01-0125 (1999)
18. Gillspie D. Thomas "Fundamentals of vehicle dynamics", SAE Publishing (1999).
19. Chrstos "Relationship between rollover and vehicle factors" (1999).
20. Kenneth L. d'Entremont "The effects of light-vehicle design parameters in tripped-rollover maneuvers – an statistical analysis using an experimentally validated computer model", SAE 950315 (1995).
21. Badeleh, S. "Dynamic analysis rollover SUV's with ADAMS software", Msc. Thesis, K.N. Toosi University of Technology, Mechanical Engineering Dept (Jan. 2007).

Archive of SID