



دانشکده مهندسی خودرو

تنظیم ارتفاع و سطح خودرو در حین ورود ارتعاشات غیرمتقارن به چرخ ها با استفاده از تعلیق بادی با فنرهای بادی متصل به یکدیگر

پایان نامه برای دریافت درجه کارشناسی ارشد
در رشته مهندسی مکانیک گرایش طراحی سیستم‌های دینامیکی خودرو

حسین ناظمیان

استاد راهنما:

دکتر مسعود مسیح طهرانی

آذر ماه ۱۳۹۸



تنظیم ارتفاع و سطح خودرو در حین ورود ارتعاشات غیرمتقارن به چرخ ها با استفاده از تعلیق بادی با فنرهای بادی متصل به یکدیگر

پایان نامه برای دریافت درجه کارشناسی ارشد
در رشته مهندسی مکانیک گرایش طراحی سیستم های دینامیکی خودرو

حسین ناظمیان

استاد راهنما:

دکتر مسعود مسیح طهرانی

آذرماه ۱۳۹۸



تأییدیه‌ی هیأت داوران جلسه‌ی دفاع از پایان‌نامه

نام دانشکده: خودرو

نام دانشجو: حسین ناظمیان

عنوان پایان‌نامه: تنظیم ارتفاع و سطح خودرو در حین ورود ارتعاشات غیرممتقارن به چرخ‌ها با استفاده از

تعلیق بادی با فنرهای بادی متصل به یکدیگر

تاریخ دفاع: ۱۳۹۸/۹/۲۷

رشته: مهندسی مکانیک

گرایش: طراحی سیستم‌های دینامیکی خودرو

ردیف	سمت	نام و نام خانوادگی	مرتبه دانشگاهی	دانشگاه یا مؤسسه	امضا
۱	استاد راهنما	مسعود مسیح طهرانی	استادیار	علم و صنعت ایران	
۲	استاد مدعو خارجی	محسن اصفهانیان	دانشیار	صنعتی اصفهان	
۳	استاد مدعو داخلی	سلمان ابراهیمی نژاد	استادیار	علم و صنعت ایران	

تأییدیه ی صحت و اصالت نتایج

باسمه تعالی

اینجانب حسین ناظمیان به شماره دانشجویی ۹۶۶۲۳۱۴۳ دانشجوی رشته مهندسی مکانیک مقطع تحصیلی کارشناسی ارشد تأیید می‌نمایم که کلیه ی نتایج این پایان‌نامه حاصل کار اینجانب و بدون هرگونه دخل و تصرف است و موارد نسخه‌برداری شده از آثار دیگران را با ذکر کامل مشخصات منبع ذکر کرده‌ام. در صورت اثبات خلاف مندرجات فوق، به تشخیص دانشگاه مطابق با ضوابط و مقررات حاکم (قانون حمایت از حقوق مؤلفان و مصنفان و قانون ترجمه و تکثیر کتب و نشریات و آثار صوتی، ضوابط و مقررات آموزشی، پژوهشی و انضباطی ...) با اینجانب رفتار خواهد شد و حق هرگونه اعتراض در خصوص احقاق حقوق مکتسب و تشخیص و تعیین تخلف و مجازات را از خویش سلب می‌نمایم. در ضمن، مسؤولیت هرگونه پاسخگویی به اشخاص اعم از حقیقی و حقوقی و مراجع ذی صلاح (اعم از اداری و قضایی) به عهده ی اینجانب خواهد بود و دانشگاه هیچ‌گونه مسؤولیتی در این خصوص نخواهد داشت.

نام و نام خانوادگی: حسین ناظمیان

امضا و تاریخ: ۱۳۹۸/۹/۲۷

مجوز بهره‌برداری از پایان‌نامه

بهره‌برداری از این پایان‌نامه در چهارچوب مقررات کتابخانه و با توجه به محدودیتی که توسط استاد راهنما به شرح زیر تعیین می‌شود، بلامانع است:

- بهره‌برداری از این پایان‌نامه برای همگان بلامانع است.
- بهره‌برداری از این پایان‌نامه با اخذ مجوز از استاد راهنما، بلامانع است.
- بهره‌برداری از این پایان‌نامه تا تاریخ ممنوع است.

نام استاد یا اساتید راهنما: دکتر مسعود مسیح طهرانی

تاریخ: ۱۳۹۸/۹/۲۷

امضا:

تقدیم به پدر و مادر عزیزم که همیشه آنها را پشتیبان و حامی خودم می دیدم.

تشکر و قدردانی:

تشکر و قدردانی می‌کنم از خدای متعال که به من صبر داد تا بتوانم سختی‌های مسیر را تحمل کنم و بتوانم بر مشکلات فائق بیایم سپس از کسانی که مرا در این امر یاری کردند از جمله استاد گرانقدرم و خانواده‌ام که در کنار من بودند و مرا حمایت کردند.

چکیده

از مهم‌ترین وظایف تعلیق بادی فعال می‌توان به تنظیم ارتفاع و سطح خودرو هنگام ورود ارتفاعات از طرف جاده اشاره کرد. خودرو مورد نظر در این تحقیق یک کامیون سه‌محور بود که روی یک جاده با ناهمواری‌های نامتقارن عبور می‌کرد. در ابتدا یک کنترل‌کننده هیبریدی فازی تنا سبی-انتگرال‌گیر-مشتق‌گیر برای تنظیم سطح برای جلوگیری از واژگونی طراحی شد و هر دو کنترل‌کننده با الگوریتم ژنتیک بهینه شدند که دستاورد آن عدم واژگونی در تست فیش‌هوک بود. همین کنترل‌کننده که برای ضد واژگونی طراحی شده بود؛ در برابر ارتفاعات ناهموار و نامتقارن جاده رفتار مشابهی را داشت. سپس با تلفیق کردن کنترل‌کننده دیگر هیبریدی از نوع فازی تنا سبی-انتگرال‌گیر-مشتق‌گیر ارتفاع خودرو را تنظیم می‌کرد در حالی که به صورت هم‌زمان سطح خودرو را نیز کنترل می‌کرد. با اضافه شدن فنرهایی با سیستم اتصال داخلی به عنوان سیستم نوین، استفاده از هوای داخل مخزن کاهش یافت؛ زیرا، هوای مورد نیاز فنرها برای تنظیم سطح خودرو از یک فنر دیگر تأمین می‌شد. با پیاده‌سازی این نوآوری می‌توان متوجه شد که مصرف انرژی ناشی از کمپرسور برای شارژ کردن مخزن در یک بازه مشخص کاهش چشم‌گیری داشت. اتصال فنرها به یک‌دیگر همیشه نمی‌توانست رفتار مطلوبی را برای خودرو رقم بزند بنابراین براساس نظریه بازی‌ها و پیاده‌سازی یک‌سری قوانین، یک استراتژی تعیین شد که چه زمانی از هوای داخل مخزن استفاده شود و چه زمانی فنرها به هم متصل شوند تا در عین حالی که مصرف انرژی کاهش پیدا می‌کند؛ رفتار خودرو نیز مطلوب باشد. یک بهینه‌سازی بر روی قوانین انجام شد تا تأثیر کاهش مصرف انرژی بیش‌تر شود. دستاوردی که در نهایت حاصل شد؛ بهبود ۴۶٪ مصرف انرژی کمپرسور نسبت به حالت عدم استفاده از این سیستم نوین است و ۱۴٪ کاهش مصرف انرژی در حالت قوانین بهینه شده نسبت به غیربهینه است. علی‌رغم این که روند کاهش جهش خودرو و زاویه غلت و تاب نیز در سیستم نوین وجود دارد.

واژه‌های کلیدی: تعلیق بادی، کنترل ارتفاع، کنترل سطح، فنرهای متصل به یک‌دیگر، نظریه بازی‌ها، الگوریتم ژنتیک

فهرست مطالب

۱	فصل ۱: مقدمه
۲	۱-۱- معرفی سیستم تعلیق
۲	۲-۱- معرفی سیستم تعلیق بادی
۳	۳-۱- اهمیت استفاده از سیستم تعلیق بادی
۴	۴-۱- اهداف و ساختار پایان نامه
۶	فصل ۲: مروری بر منابع
۷	۱-۲- مقدمه
۷	۲-۲- انواع سیستم تعلیق بادی از لحاظ اتصال بین اجزا
۷	۱-۲-۲- سیستم فنرهای اتصال داخلی
۹	۲-۲-۲- فنرهای متصل به منبع خارجی
۱۰	۳-۲- وظایف سیستم تعلیق بادی
۱۰	۴-۲- انواع مدل سازی سیستم تعلیق بادی
۱۰	۱-۴-۲- مدل سازی سیالاتی
۱۱	۲-۴-۲- مدل سازی دینامیکی
۱۳	۵-۲- انواع کنترل کننده
۱۷	۶-۲- جمع بندی
۱۹	فصل ۳: مدل سازی سیالاتی و دینامیکی تعلیق بادی
۲۰	۱-۳- مقدمه
۲۰	۲-۳- مدل سازی سیالاتی
۲۱	۱-۲-۳- مدل سازی سیالاتی فنرهای متصل به منبع خارجی
۲۳	۲-۲-۳- مدل سازی سیالاتی با فنرهای اتصال داخلی
۲۴	۳-۳- مدل سازی دینامیکی
۲۵	۱-۳-۳- استخراج روابط
۲۷	۴-۳- صحنه گذاری مدل تعلیق بادی
۳۰	۵-۳- تئوری واژگونی
۳۱	۶-۳- جمع بندی
۳۲	فصل ۴: طراحی کنترل کننده و مقایسه آن ها
۳۳	۱-۴- مقدمه
۳۳	۲-۴- تنظیم سطح خودرو با استفاده از کنترل کننده فازی تناسبی-انتگرال گیر-مشتق گیر
۴۰	۳-۴- تنظیم ارتفاع و سطح خودرو به صورت هم زمان
۴۳	۵-۴- تعلیق بادی با فنرهای متصل به یکدیگر و مخزن هوا

۴۴ -۶-۴ نظریه بازی‌ها در تعیین کاهش توان مصرفی و رفتار مناسب خودرو

۴۵ -۶-۴ محاسبه کار کمپرسور

۴۹ -۷-۴ بهینه‌سازی قوانین

۵۴ -۸-۴ جمع‌بندی

فصل ۵: جمع‌بندی و پیشنهادات

۵۶

۵۷ -۱-۵ خلاصه فعالیت‌ها

۵۸ -۲-۵ دستاوردها

۵۹ -۳-۵ نوآوری‌ها

۶۰ -۴-۵ پیشنهادات

۶۲ **مراجع**

فهرست اشکال

- شکل (۱-۱). شمای کلی یک سیستم تعلیق [۱۲] ۲
- شکل (۲-۱). اجزای تعلیق بادی [۱۶] ۳
- شکل (۳-۱). شمای کلی مربوط به نظریه بازی‌ها برای انتخاب حالت بین اتصال داخلی و خارجی ۵
- شکل (۱-۲). اتصال طولی فنرهای بادی [۳۴] ۸
- شکل (۲-۲). اتصال عرضی فنرهای بادی [۳۵] ۸
- شکل (۳-۲). اتصال طولی و عرضی فنرهای بادی [۲۴] ۹
- شکل (۴-۲). چیدمان سیستم تعلیق با کمپرسور [۳۶] ۹
- شکل (۵-۲). مدل یک‌چهارم خودرو [۴۹] ۱۱
- شکل (۶-۲). مدل خودرو دارای دو درجه آزادی ارتفاع و زاویه غلت [۵۱] ۱۲
- شکل (۷-۲). مدل خودرو دارای دو درجه آزادی ارتفاع و زاویه تاب [۵۲] ۱۲
- شکل (۸-۲). مدل صفحه‌ای خودرو دارای سه درجه آزادی ارتفاع و زوایای غلت و تاب [۵۳] ۱۲
- شکل (۹-۲). مدل تمام خودرو هفت درجه آزادی [۵۶] ۱۳
- شکل (۱۰-۲). شماتیک سیستم کنترلی تعلیق بادی ۱۴
- شکل (۱۱-۲). مقایسه تنظیم ارتفاع در کنترل‌کننده‌های متفاوت با حالت غیرفعال [۶۵] ۱۵
- شکل (۱۲-۲). تعامل سیستم فرمان با تعلیق برای دو مؤلفه فرمان‌پذیری و خوش‌سواری [۶۸] ۱۶
- شکل (۱-۳). شماتیک تعلیق بادی ۲۱
- شکل (۲-۳). مدل دینامیکی خودرو ۲۵
- شکل (۳-۳). درجات آزادی مدل دینامیکی خودرو ۲۵
- شکل (۴-۳). تطابق زاویه غلت بدست‌آمده در سیمولینک و خروجی مقاله ۲۸
- شکل (۵-۳). دیاگرام آزاد خودرو در معرض نیروی گریز از مرکز ۳۰
- شکل (۱-۴). تابع عضویت بهینه‌شده توسط الگوریتم ژنتیک در کنترل‌کننده فازی ۳۴
- شکل (۲-۴). چیدمان کنترلی فازی تناسبی-انتگرال‌گیر-مشتق‌گیر برای کنترل سطح ۳۵
- شکل (۳-۴). مقایسه زاویه غلت با کنترل‌کننده‌های مختلف در آزمایش شتاب جانبی ثابت ۳۶
- شکل (۴-۴). تأثیر ضد واژگونی کنترل‌کننده سطح در آزمایش قلاب ماهی با سرعت ۶۰ کیلومتر بر ساعت ۳۷
- شکل (۵-۴). تفاوت زاویه غلت خودرو با کنترل‌کننده‌های متفاوت در تحریک نامتقارن جاده ۳۸
- شکل (۶-۴). نمودار تحریک تأیر سمت راست و چپ ۳۸
- شکل (۷-۴). تفاوت زاویه غلت خودرو با کنترل‌کننده‌های متفاوت در تحریک نامتقارن جاده ۳۹
- شکل (۸-۴). زاویه تاب در حالت بدون کنترل و با کنترل‌کننده ۳۹
- شکل (۹-۴). تلفیق کنترل‌کننده ارتفاع و زاویه غلت خودرو ۴۰
- شکل (۱۰-۴). شمای کلی کنترل‌کننده‌های ارتفاع و سطح ۴۱
- شکل (۱۱-۴). رفتار دینامیکی خودرو در تنظیم ارتفاع و سطح به‌صورت هم‌زمان ۴۲

- شکل (۴-۱۲). چیدمان کنترلی سیستم تعلیق بادی اتصال داخلی فنرها با مخزن هوا..... ۴۴
- شکل (۴-۱۳). استراتژی کنترلی انتخابی..... ۴۴
- شکل (۴-۱۴). بررسی نمودار زاویه غلت خودرو در حالت‌های مختلف سیستم تعلیق..... ۴۵
- شکل (۴-۱۵). سیکل کاری کمپرسور..... ۴۶
- شکل (۴-۱۶). تغییرات فشار در مخزن هوا در دو حالت مختلف سیستم تعلیق..... ۴۷
- شکل (۴-۱۷). مقایسه مصرف انرژی در دو حالت مختلف سیستم تعلیق..... ۴۸
- شکل (۴-۱۸). بهینه‌سازی قوانین..... ۴۹
- شکل (۴-۱۹). زاویه غلت مربوط به حالات مختلف سیستم تعلیق، قبل و بعد از بهینه‌سازی..... ۵۰
- شکل (۴-۲۰). زاویه تاب مربوط به حالات مختلف سیستم تعلیق، قبل و بعد از بهینه‌سازی..... ۵۱
- شکل (۴-۲۱). ارتفاع خودرو مربوط به حالات مختلف سیستم تعلیق، قبل و بعد از بهینه‌سازی..... ۵۱
- شکل (۴-۲۲). انرژی مصرفی کمپرسور مربوط به حالات مختلف سیستم تعلیق، قبل و بعد از بهینه‌سازی..... ۵۲
- شکل (۴-۲۳). وضعیت عملگرها مربوط به حالات مختلف سیستم تعلیق، قبل و بعد از بهینه‌سازی..... ۵۳
- شکل (۴-۲۴). برقراری یکنواختی فشار در فنرهای محور جلو بعد از اتصال به یک‌دیگر..... ۵۳

فهرست جداول

- جدول (۱-۲). سیر تکاملی کنترل‌کننده‌ها ۱۷
- جدول (۱-۳). مشخصات خودرو و خواص گاز ۲۷
- جدول (۱-۴). مقادیر پارامترهای بدست‌آمده توسط روش زیگلر-نیکولز و الگوریتم ژنتیک ۳۵
- جدول (۲-۴). مزایا و معایب انواع سیستم تعلیق بادی از لحاظ اتصال بین اجزا ۴۳
- جدول (۳-۴). مقادیر بهینه پارامترها در نظریه بازی‌ها ۵۰
- جدول (۴-۴). درصد بهبودی هر خروجی ۵۵

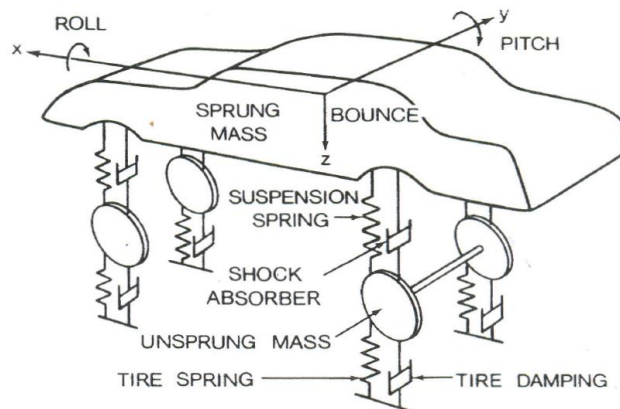
فصل ۱

مقدمه

۱-۱- معرفی سیستم تعلیق

سیستم تعلیق قسمتی از خودرو است که باعث می شود نو سانات حاصل از حرکت خودرو بر روی سطوح ناهموار به جرم معلق که شامل اتاق، شاسی، متعلقات و سرنشینان است وارد نشود. سیستم تعلیق از جرم فنربندی شده، فنر، کمک فنر و جرم فنربندی نشده تشکیل شده است [۳]-[۱۱].

سیستم تعلیق خودرو دو وظیفه مهم را برعهده دارد که یکی جذب نوسانات و ارتعاشات وارد به چرخ ها بر اثر ناهمواری های جاده و دیگری تماس مؤثر لاستیک چرخ ها با سطح جاده است. در سیستم تعلیق خودرو همیشه دو مقوله مورد بحث بوده است؛ یکی کیفیت سواری دادن و دیگری قابلیت هدایت و کنترل، که این دو در تضاد با یکدیگرند. به عبارت دیگر، بهبود یکی از آنها باعث بروز اشکال در دیگری می شود. یکی از زیرشاخه های سیستم تعلیق، تعلیق بادی می باشد [۶]-[۴]. سیستم تعلیق انواع فراوانی دارد که می توان به تعلیق مک فرسون [۷]، دوجناغی [۸]، هیدرولیکی [۹]، بادی [۱۰]، هندسه متغیر [۱۱] و هیدروپنوماتیک اشاره کرد. شکل (۱-۱) شمای کلی یک سیستم تعلیق که شامل فنربندی، میراگر، تایر، بدنه و محور می باشد را نشان می دهد. از شکل (۱-۱) می توان استنباط کرد که سیستم تعلیق جلو و عقب به ترتیب مستقل و وابسته است.

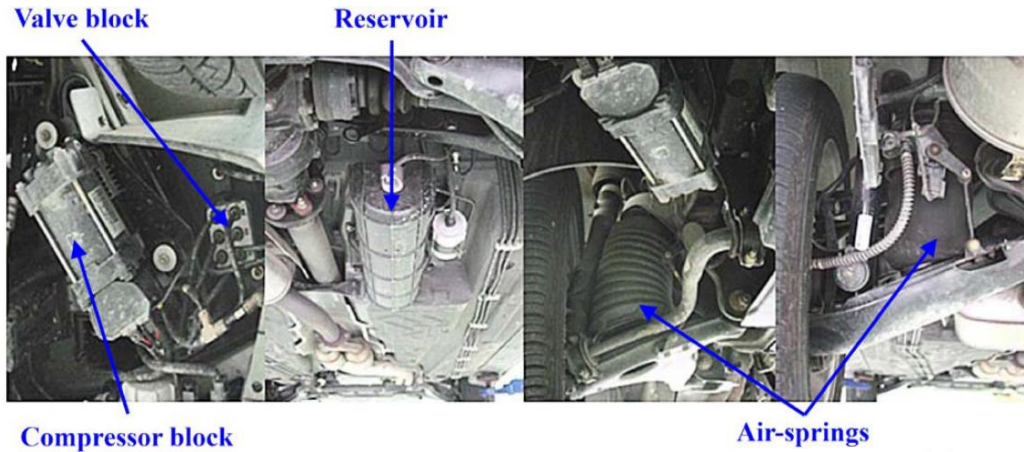


شکل (۱-۱). شمای کلی یک سیستم تعلیق [۱۲]

۲-۱- معرفی سیستم تعلیق بادی

تعلیق بادی یک نوع از سیستم های تعلیق می باشد که توسط یک کمپرسور از طریق موتور الکتریکی یا

احتراقی تغذیه می‌شود. کمپرسور، هوا را به سمت بالن‌های مرتجعی که معمولاً از الیاف مقاوم پلاستیکی ساخته شده‌اند، هدایت می‌کند. فشار هوا باعث باد شدن این بالن‌ها می‌شود و می‌تواند بدنه را از روی محورها بلند کند [۱۵]–[۱۳]. در شکل (۲-۱) اجزای سیستم تعلیق را می‌توان مشاهده کرد.



شکل (۲-۱). اجزای تعلیق بادی [۱۶]

۳-۱- اهمیت استفاده از سیستم تعلیق بادی

در گذشته که از فنر فلزی استفاده می‌کردند به این فکر افتادند که می‌توانند از نیروی گاز فشرده‌شده به عنوان فنر استفاده کنند. بنابراین استفاده از فنرهای بادی رواج پیدا کرد ولی استفاده از این فنرها در سیستم تعلیق غیرفعال استفاده می‌شد، بنابراین هیچ‌گونه کنترلی روی این نوع فنرها نبود و نمی‌توانست به صورت هوشمند عمل کند. امروزه با پیشرفته شدن تکنولوژی‌های کنترلی و بوجود آمدن روش‌های نوین کنترلی می‌توان از این نوع فنرها استفاده کرد به گونه‌ای که همان مزیت سادگی و ارزان بودن را داشته‌باشد. اما اکنون می‌توان از این نوع فنرها در سیستم تعلیق از نوع فعال استفاده کرد. در ادامه به برخی از مزیت‌های استفاده از سیستم تعلیق بادی پرداخته می‌شود [۱۷].

اولین مزیتی که بسیار مهم است به آن اشاره شود، کاهش ارتعاش است [۱۸]. دومین مزیت تغییر دادن ارتفاع خودرو است که این مورد خود باعث چندین مزیت دیگر می‌شود. زمانی که خودرو با سرعت بالا حرکت می‌کند؛ سیستم، ارتفاع را کاهش می‌دهد. این عملکرد باعث می‌شود نیروی پسا^۱ در خودرو کاهش یابد که خود باعث کاهش مصرف سوخت می‌گردد. با پایین آمدن ارتفاع خودرو، مرکز جرم آن هم نیز کاهش می‌یابد و همین باعث ایجاد پایداری بیشتر می‌شود. در کل هر خودرویی که می‌خواهد قابلیت تغییر ارتفاع را

^۱ Drag Force

داشته باشد نیاز بر این است که تعلیق بادی داشته باشد. به همین سبب خودروهای سنگین در کنار فنرهای مارپیچ از فنرهای بادی هم استفاده می‌کنند. خودروهای بیرون جاده‌ای^۱ نیز باید قابلیت تغییر ارتفاع نیز داشته باشند به این دلیل که تغییر ارتفاع باعث می‌گردد که سطح زمین ناهموار به قسمت زیرین خودرو برخورد نکند که این خود یکی از قابلیت‌های تعلیق بادی است. زمانیکه خودرو بارگذاری می‌شود، خودرو به حالت چمباتمه^۲ در می‌آید که وضعیت مطلوبی ندارد بنابراین با تغییر ارتفاع در طول فنر بادی در عقب خودرو باعث می‌شود خودرو در جهت طولی تراز شود. زمانیکه تعلیق بادی می‌تواند ارتعاشات را به حداقل برساند، در نتیجه راحتی سرنشین را فراهم می‌کند [۲۲]–[۱۹]. در تعلیق بادی فعال سه درجه آزادی خودرو قابل کنترل است که ارتفاع مرکز جرم و زوایای تاب و غلت هستند که در این اثر به صورت خاص این پارامترها برای اهداف گوناگون کنترل می‌شوند.

مزیت استفاده از تعلیق بادی نسبت به بقیه سیستم‌های تعلیق‌های هوشمند ارزان بودن آنها است و مزایایی نسبت به دیگر سیستم‌ها دارند. در مقایسه با میراگرهای مغناطیسی، مشکل عمده آنها مصرف انرژی بالا و همچنین ته‌نشینی ذرات مغناطیسی آنها است. در مقایسه با سیستم تعلیق هیدرولیکی می‌توان به داغ شدن روغن درون سیستم، نیاز به تعمیرات و تعویض روغن، محدودیت کاری در شرایط گرد و غبار و دیگر نقاط ضعف سیستم هیدرولیکی به پنوماتیکی اشاره کرد علاوه بر این که به دلیل تراکم‌پذیری بالای گاز نسبت به مایع، خوش‌سواری بهتری را نیز به ارمغان می‌آورد.

۴-۱- اهداف و ساختار پایان‌نامه

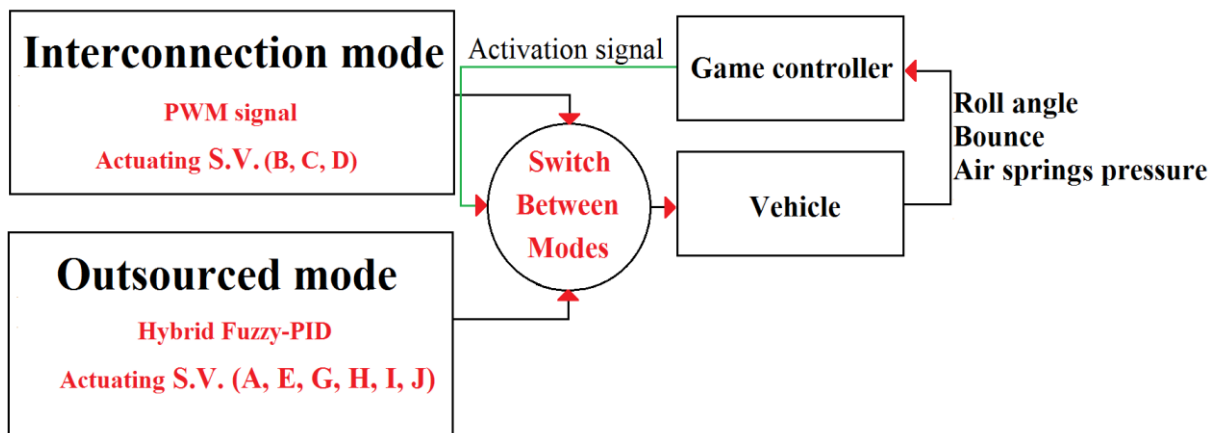
در فصل مقدمه، در مورد سیستم تعلیق بادی فعال، اجزای آن و اهمیت استفاده از این نوع سیستم بحث شد. در ادامه که مروری بر کارهای قبلی است در مورد انواع سیستم‌های تعلیق فعال از نوع فنرهای متصل به یکدیگر و مستقل از هم، انواع کنترل‌کننده‌ها برای مقاصد مختلف و نقاط ضعف و قدرت هر یک بحث می‌شود. در قسمت مدل‌سازی به شماتیک سیستم تعلیق بادی پرداخته می‌شود که به نوآوری آن هم اشاراتی می‌شود. یک مدل دینامیکی خودرو داده شده است و روابط سیالاتی و دینامیکی آورده شده است. برای مشخصات خودرو یک جدول ارائه شده است که خصوصیات مورد نیاز خودرو و یکسری خواص سیالاتی برای هوا داده شده است. فصل بعدی مربوط به کنترل‌کننده می‌شود و به بررسی کنترل‌کننده‌های مختلفی از

^۱ Off Road Vehicle

^۲ Squat

قبیل فازی^۱ و تناسبی-انتگرالی-مشتق گیر^۲ پرداخته می شود. برای تنظیم پارامترهای کنترل کننده و وضعیت مکانی تابع عضویتها در کنترل کننده فازی از الگوریتم بهینه سازی ژنتیک^۳ بهره گرفته می شود. هدف نهایی حفظ ارتفاع و زوایای تاب و غلت کامیون سه محور هنگام عبور از جاده ناهموار است که ارتعاشات به صورت کاملاً نامتقارن به چرخها وارد می شود. در بعضی مواقع تنظیم ارتفاع به صورت دستی از طرف راننده وارد می شود که در این حالت تنظیم ارتفاع به صورت رگولاتوری نیست و به این مورد هم پرداخته می شود.

نوآوری موجود در این سیستم نسبت به سیستمهای پیشین، تلفیق فنرهای متصل به یکدیگر به انضمام بهره بردن از یک منبع هوای خارجی است. اتصال فنرها به یکدیگر این قابلیت را ایجاد می کند که خودرو هنگام ورود در جاده ناهموار نامتقارن، فنرها می توانند با هم به تبادل گاز بین خود بپردازند و این باعث می شود از تانک هوا برای شارژ کردن خود استفاده نکنند و گاز بیشتری درون مخزن هوا ذخیره بماند بنابراین کمپرسور نیاز کمتری به شارژ مجدد مخزن دارد و در نتیجه این استراتژی در کاهش مصرف انرژی نقش بسزایی دارد. برای اثبات این امر، نیروی کار کمپرسور در دو حالت فنرهای مستقل از هم و حالت تلفیقی محاسبه شده است. برای کاهش مصرف انرژی و داشتن رفتار مطلوب دینامیکی یک استراتژی وجود دارد که توسط نظریه بازیها ارائه می شود. قوانین مربوط به نظریه بازیها نیز بین چندین مقدار بهینه می شود تا مصرف انرژی نیز دوباره کاهش پیدا کند. شکل (۳-۱) شمای کلی بخش نوآورانه این پایان نامه را شرح می دهد که مربوط به نظریه بازیها برای انتخاب بین حالت اتصال داخلی و خارجی است.



شکل (۳-۱). شمای کلی مربوط به نظریه بازیها برای انتخاب حالت بین اتصال داخلی و خارجی

^۱ Fuzzy controller

^۲ PID Controller

^۳ Genetic algorithm

فصل ۲

مروری بر منابع

۲-۱- مقدمه

سیستم تعلیق بادی یکی از انواع سیستم تعلیق فعالی می‌باشد که با بهره گرفتن از کنترل‌کننده‌های مختلف، اهداف گوناگونی را دنبال می‌کنند. در این فصل از پایان‌نامه، به بررسی انواع کاربردهای سیستم تعلیق بادی، انواع آن‌ها از لحاظ اتصال بین اجزا و سیستم‌های متنوع کنترلی پرداخته می‌شود. کنترل‌کننده‌های زیادی در سیستم تعلیق بادی مورد استفاده قرار گرفته است و هدف آن تنظیم ارتفاع و سطح بوده است ولی هدف جامع‌تر آن‌ها ایجاد راحتی سرنشین و افزایش ضریب خوش سواری^۱ و فرمان‌پذیری^۲ نیز بوده است [۲۳]-[۳۱].

۲-۲- انواع سیستم تعلیق بادی از لحاظ اتصال بین اجزا

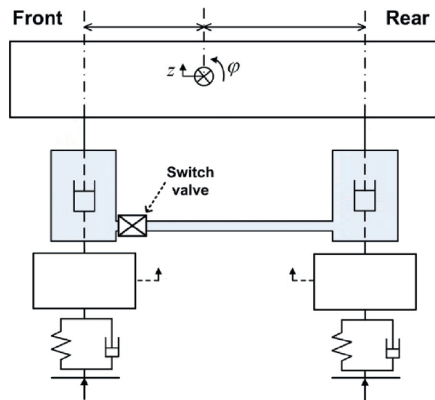
تحقیقات اخیر بر روی سیستم تعلیق بادی با فنرهایی با اتصال داخلی و فنرهای مستقل از هم که به منبع خارجی متصل است؛ انجام شده است [۳۳]، [۳۲]. تفاوت ظاهری این دو سیستم در چیدمان آن‌ها است که شکل‌های (۱-۲) تا (۴-۲) این تفاوت‌ها در ساختار را نشان می‌دهند.

۲-۲-۱- سیستم فنرهای اتصال داخلی

در سیستم فنرهای اتصال داخلی، نیازی به وجود کمپرسور نیست؛ زیرا هوا درون فنرها جابه‌جا می‌شوند و بین هم جریان دارند. برخی از فنرهای متصل به هم طولی هستند که معمولاً کنترل زاویه تاب را برعهده دارند. در این سیستم فنرهای عقب به جلو متصل هستند. شکل (۱-۲) بیانگر اتصال طولی فنرها است [۳۴].

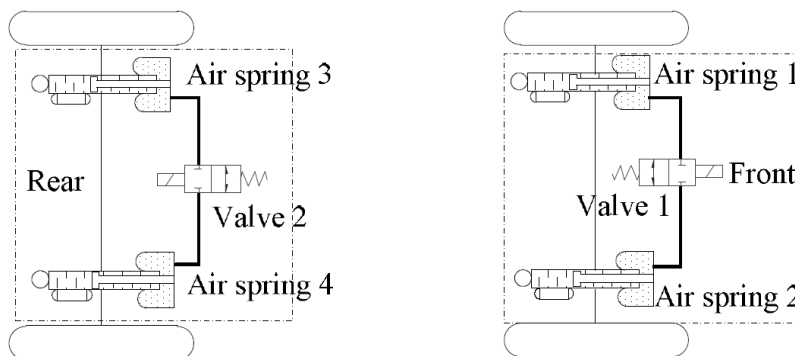
^۱ Ride comfort

^۲ Handling



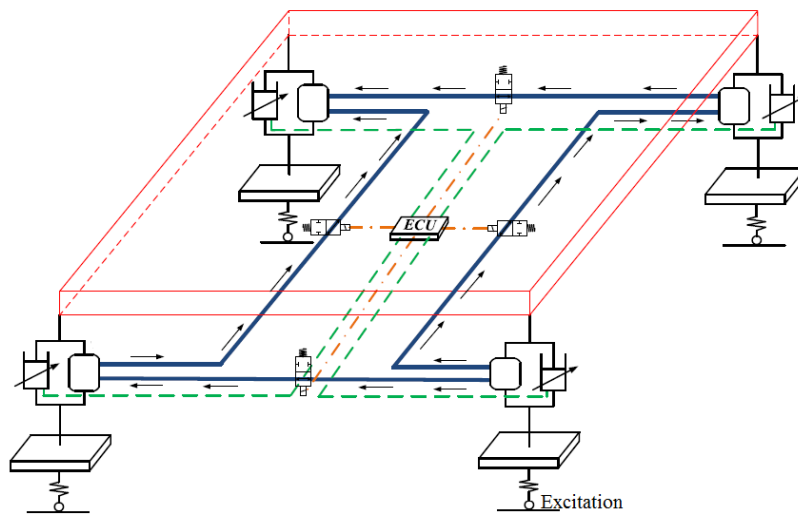
شکل (۲-۱). اتصال طولی فنرهای بادی [۳۴]

بعضی دیگر اتصال عرضی دارند که معمولاً زاویه غلت را کنترل می کنند. در این گونه سیستم ها هر فنر به فنر روبه روی خود متصل است و یک شیر سلونوئید جریان بین آن دو را کنترل می کند. شکل (۲-۲) این اتصال را نشان می دهد [۳۵].



شکل (۲-۲). اتصال عرضی فنرهای بادی [۳۵]

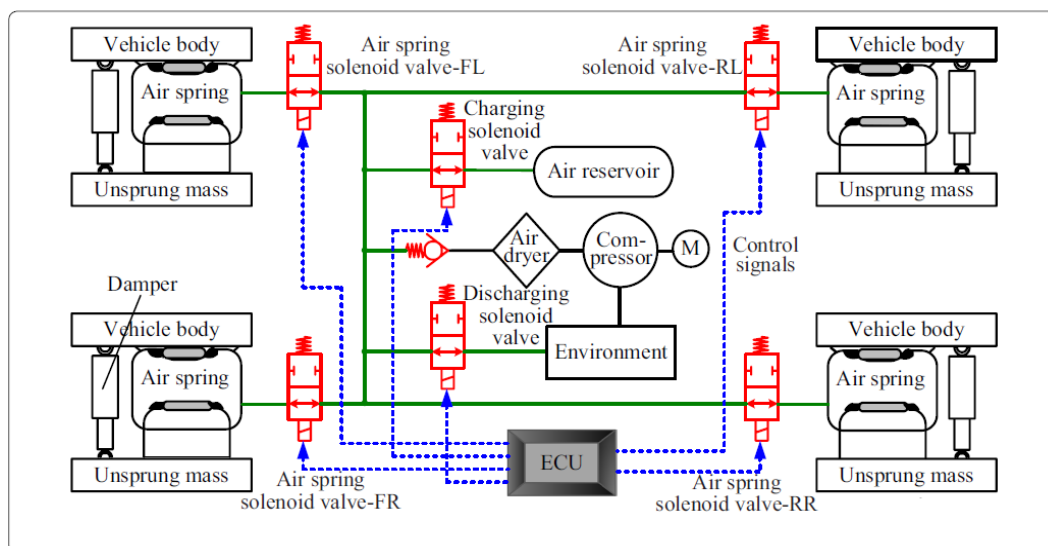
در برخی دیگر تلفیق طولی و عرضی هستند که هر دو زاویه را کنترل می کنند. در این سیستم برای خودرو چهار چرخ، چهار شیر سلونوئید وجود دارد که به صورت مربعی به هم متصل است. شکل (۲-۳) بیانگر این نوع سیستم است [۲۴].



شکل (۲-۳). اتصال طولی و عرضی فنرهای بادی [۲۴]

۲-۲-۲- فنرهای متصل به منبع خارجی

استفاده از فنرهای متصل به هم به منظور حذف کمپرسور است که م صرف برق را کاهش دهند [۲۴] منتها برای تنظیم ارتفاع نیاز است از یک منبع خارجی استفاده شود. شکل (۲-۴) سیستم دارای مخزن هوا را نمایش می دهد که به فنرها متصل است.



شکل (۲-۴). چیدمان سیستم تعلیق با کمپرسور [۳۶]

۲-۳- وظایف سیستم تعلیق بادی

مهم ترین ویژگی این سیستم تعلیق فعال تغییر خواص فنریت فنرهای بادی هنگام عبور از جاده ناهموار است [۳۷]. با تغییر این خواص، رفتار دینامیکی خودرو شکل می گیرد و براین اساس اهداف مختلفی می توان برای این نوع سیستم تعلیق متصور شد. مهم ترین رفتار دینامیکی، کنترل زوایای غلت و تاب و همچنین ارتفاع می باشد [۳۹]، [۳۸]. کنترل پارامترهای دینامیکی به دلایل مختلفی انجام می شود. در تغییر ارتفاع معمولاً برای جلوگیری برخورد کف خودرو به زمین انجام می شود. برای افزایش پایداری در سرعت های بالا ارتفاع خودرو کاهش پیدا می کند و این کار باعث کاهش نیروی پسا هم می شود [۴۰]. با تغییر رفتار دینامیکی نیز می توان شاخص فرمان پذیری و خوش سواری را تغییر داد [۲۴]. کاربردهای پایداری نیز مورد استفاده قرار گرفته است [۴۳]–[۴۱]. کاربردهای کم اهمیت تری در زمینه نقطه تعادل در خودرو نیز جزء مواردی بوده است که در تعلیق بادی به کار گرفته شده است [۴۴].

۲-۴- انواع مدل سازی سیستم تعلیق بادی

در بخش مدل سازی به بررسی روابط حاکم بر خودرو و فنر بادی پرداخته می شود. روابط مربوط به بخش فنر بادی در مورد فشار هوای داخل آن است. این روابط در بخش مدل سازی سیالاتی آورده شده است. فشار فنر که به صورت نیرو به بدنه خودرو وارد می شود؛ نتیجه آن رفتار دینامیکی خودرو اعم از غلت، تاب و جهش می باشد. مدل سازی دینامیکی به صورت ویژه روابطی را معرفی می کند که با ورودی فشار فنر می توان به رفتار دینامیکی خودرو دست پیدا کرد.

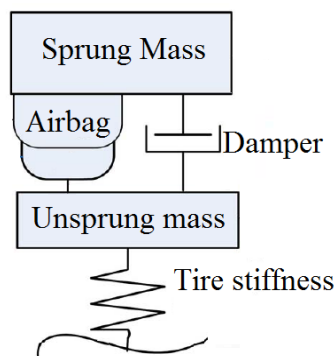
۲-۴-۱- مدل سازی سیالاتی

دو بخش مهم در این مدل سازی، قسمت سیالاتی و دیگری قسمت دینامیکی خودرو می باشد. در قسمت سیالاتی، یکی از مهم ترین پارامترها، فشار درون فنر بادی است. زیرا فشار هوا باعث می شود نیرو به بدنه خودرو وارد شود و رفتار دینامیکی خودرو را شکل دهد. در این زمینه، فرایند ورود گاز از تانک به فنر را آدیاباتیک در نظر می گیرند و روابط (۳-۱) تا (۳-۵) استخراج می گردد [۴۶]، [۴۵]. در ادامه روابط سیالاتی

فنرهای متصل به هم وجود دارند که در آن به وجود هیستریزیس در لوله‌ها اشاره می‌کنند. در رابطه (۳-۶)، به تأخیر سیستم و یا حتی عدم ایجاد جریان هوا در شرایط خاص اشاره شده است [۴۷]. در برخی پژوهش‌ها تغییرات سطح مقطع فنر یکسان در نظر گرفته نمی‌شود و برحسب تغییر طول فنر، سطح مقطع آن تغییر می‌کند [۴۸]. در رابطه (۳-۴) تغییر سطح مقطع براساس تغییر طول فنر آورده شده است [۴۱].

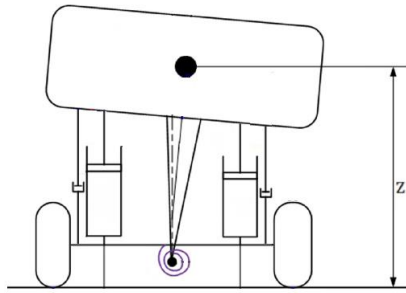
۲-۴-۲- مدل سازی دینامیکی

بخش دیگر این مدل سازی متعلق به دینامیک خودرو است. تاکنون مدل‌های متفاوتی ارائه شده است. ابتدایی‌ترین مدل مربوط به تنظیم ارتفاع است که فقط همین پارامتر را در بر دارد. این مدل دو درجه آزادی است که به صورت مدل یک‌چهارم خودرو نمایش داده می‌شود و هدف فقط تنظیم ارتفاع است. شکل (۲-۵) مدل یک‌چهارم خودرو را نمایش می‌دهد [۴۹].



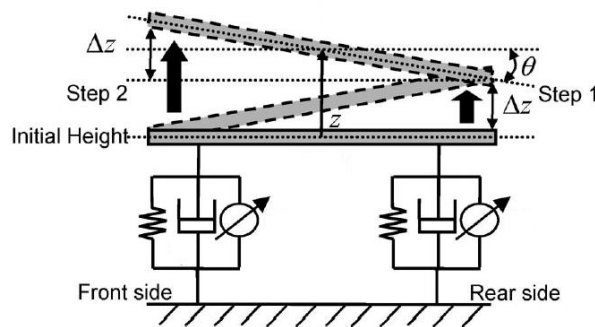
شکل (۲-۵). مدل یک‌چهارم خودرو [۴۹]

برای کنترل ارتفاع و همین‌طور یکی از زوایای تاب یا غلت از مدل چهار درجه آزادی استفاده می‌شود. این مدل خودرو را از روبه‌رو یا از بغل نمایش می‌دهد. دو درجه آزادی مربوط به اجرام غیرمعلق و دو درجه دیگر برای ارتفاع و زاویه غلت یا تاب می‌باشد. توجه شود که این مدل نمی‌تواند زاویه تاب و غلت به صورت هم‌زمان را دربر بگیرد؛ به این دلیل که مدل کاملاً از نمای روبه‌رو یا از بغل است که نمی‌تواند هم‌زمان دو زاویه را شامل شود [۵۲]-[۵۰]. شکل (۲-۶) مدلی را نشان می‌دهد که دارای دو درجه آزادی است که برای تنظیم ارتفاع و زاویه غلت از آن استفاده می‌شود.



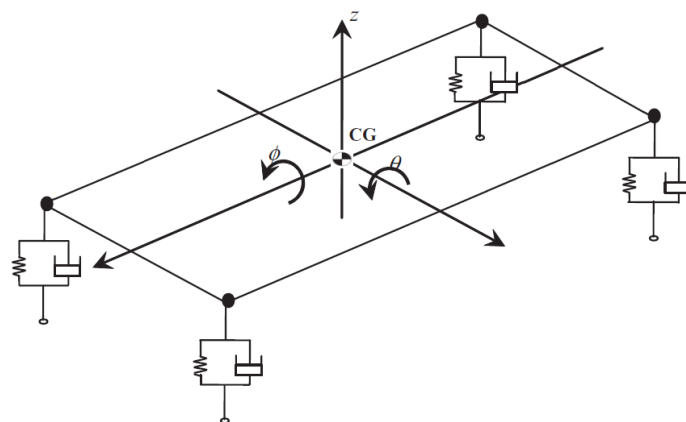
شکل (۶-۲). مدل خودرو دارای دو درجه آزادی ارتفاع و زاویه غلت [۵۱]

شکل (۷-۲) نیز مدلی را نشان می دهد که دارای دو درجه آزادی است منتها به جای زاویه غلت، زاویه تاب را نمایش می دهد.



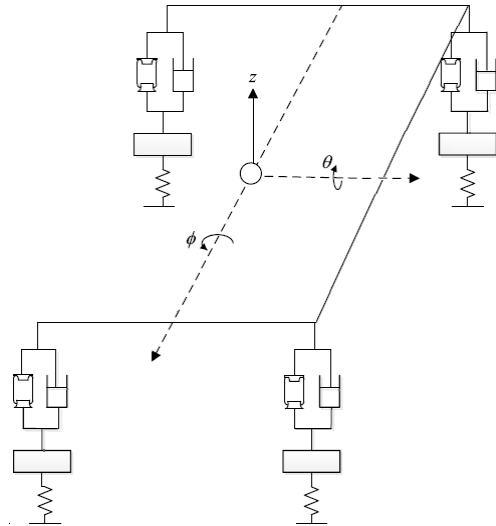
شکل (۷-۲). مدل خودرو دارای دو درجه آزادی ارتفاع و زاویه تاب [۵۲]

مدل کلی تر نیز وجود دارد که مقالات اخیر از آن استفاده می کنند. این مدل به عنوان مدل صفحه ای خودرو شناخته می شوند. در این مدل که در شکل (۸-۲) مشهود است؛ از نمای ایزومتریک نشان داده شده است که شامل سه درجه آزادی می شود [۵۳].



شکل (۸-۲). مدل صفحه ای خودرو دارای سه درجه آزادی ارتفاع و زوایای غلت و تاب [۵۳]

کمی پیچیده تر از این مدل، اضافه شدن اجرام غیرمعلق است که حرکت قائم آن ها جزء درجات آزادی است که به آن مدل تمام خودرو^۱ می گویند [۵۵]، [۵۴]. این مدل دارای سه درجه آزادی در قسمت صفحه ای است و به ازای هر محور دو درجه آزادی می گیرد. برای مثال خودرو دو محور، هفت و سه محور نه درجه آزادی دارند [۵۶]. شکل (۹-۲) مدل تمام خودرو را به وضوح نشان می دهد.



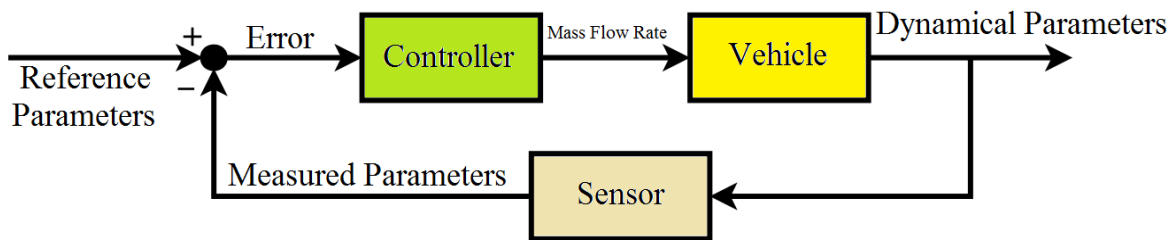
شکل (۹-۲). مدل تمام خودرو هفت درجه آزادی [۵۶]

۲-۵- انواع کنترل کننده

همان طور که در مورد وظایف سیستم تعلیق بادی بحث شد؛ تنظیم ارتفاع و زوایای غلت و تاب مهمترین آن ها بودند که بقیه سیستم های تعلیق غیرفعال قادر به انجام آن نیستند. برای تنظیم پارامترهای دینامیکی خودرو به کنترل کننده نیاز است و سپس می توان براساس نوع کنترل کننده، دستورکنترلی را که از نوع تنظیم کننده دبی جرمی است صادر کرد [۵۸]، [۵۷]. عملگرهایی که دبی را تنظیم می کنند؛ می توانند دیجیتال باشند، یعنی یا حالت کاملاً باز یا بسته باشند که با تکنیک پالس مربعی^۲ با یک سیکل وظیفه مشخص باز و بسته شوند. انواع دیگر شیرها از طریق یک سروموتور می تواند دبی را تنظیم کند [۶۱]–[۵۹]. در این پایان نامه تمرکز بر روی تنظیم دبی است و کمتر به خصوصیت عملگرها و هم چنین ورودی پالس مربعی یا زاویه سروموتور پرداخته می شود [۲۶].

^۱ Full Vehicle Model

^۲ PWM



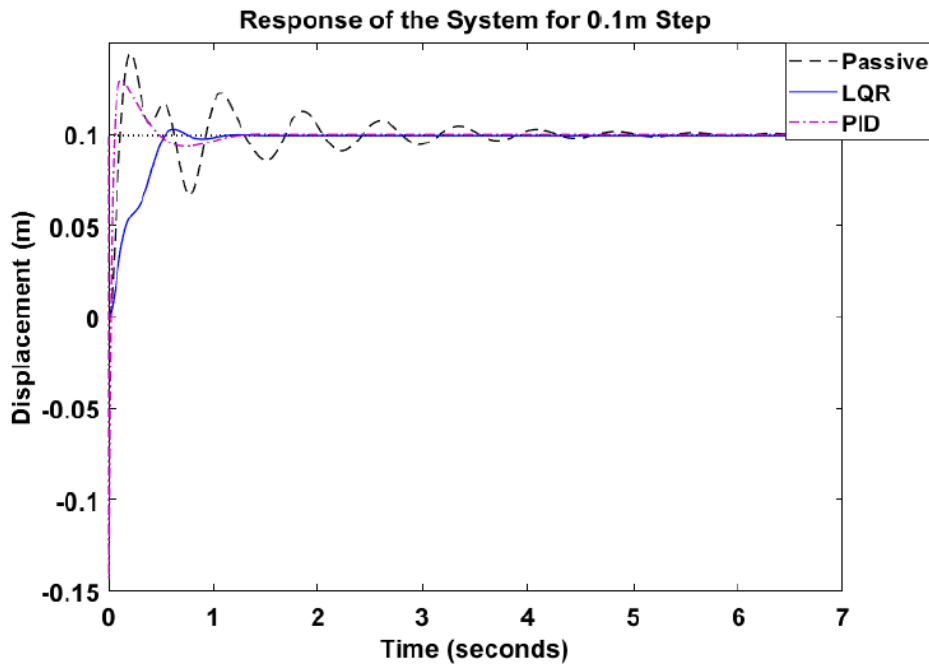
شکل (۱۰-۲). شماتیک سیستم کنترلی تعلیق بادی

طبق شکل (۱۰-۲)، کلیت تمام کنترل کننده‌ها به این صورت است که پارامترهای دینامیکی خودرو یعنی زوایای غلت و تاب و ارتفاع را به‌عنوان ورودی می‌گیرد و دبی جرمی هوا را از تانک به فنر تعیین می‌کند. دبی جرمی نیز باعث تغییر فشار در فنر بادی می‌شود و فشار، عامل ایجاد رفتار دینامیکی در خودرو است. این چارچوب کلی برای سیستم تعلیق بادی فعال است. کنترل کننده‌های زیادی برای تنظیم این پارامترهای دینامیکی ارائه شده‌اند. کنترل کننده‌هایی از قبیل تناسبی-انتگرالی-مشتق‌گیر [۶۵]–[۶۲]، بهینه [۶۵]، مد لغزشی [۲۶]، فازی [۶۶]، تلفیق مد لغزشی با فازی [۳۶]، نظریه بازی‌ها [۲۴]، شبکه عصبی [۳۷]، پیش‌بین [۶۷]، تقویتی [۶۸] و انواع فیلترها مانند فیلتر کالمن [۶۹]، [۲۵] استفاده شده‌اند. اولین کنترل کننده‌های استفاده شده متعلق به مد لغزشی بود ولی مشکلی که این کنترل کننده به‌علت رفتار سوئیچینگ^۱ که باعث چترینگ^۲ و بالا و پایین شدن نمودار حول حالت مطلوب می‌شد. به‌همین خاطر تلفیق شدن این کنترل کننده با یک بلوک فازی ارائه شد [۳۶]. برخی از محققان تمایل دارند که در فضای حالت^۳ به طراحی کنترل کننده بپردازند. پارامترهای داخل فضای حالت که ارائه می‌شود معمولاً با کارهای بقیه افراد یکسان است [۵۶]، [۳۶]. طراحی کنترل کننده در فضای حالت به‌علت خطی بودن سیستم تعلیق بادی بسیار مرسوم است. در کنترل کننده بهینه، با تعریف یک تابع هزینه، می‌توان ضرایب بهینه کنترل کننده را محاسبه کرد. در شکل (۱۱-۲) تفاوت خروجی خودرو مشاهده می‌شود.

^۱ Switching

^۲ Chattering

^۳ State Space



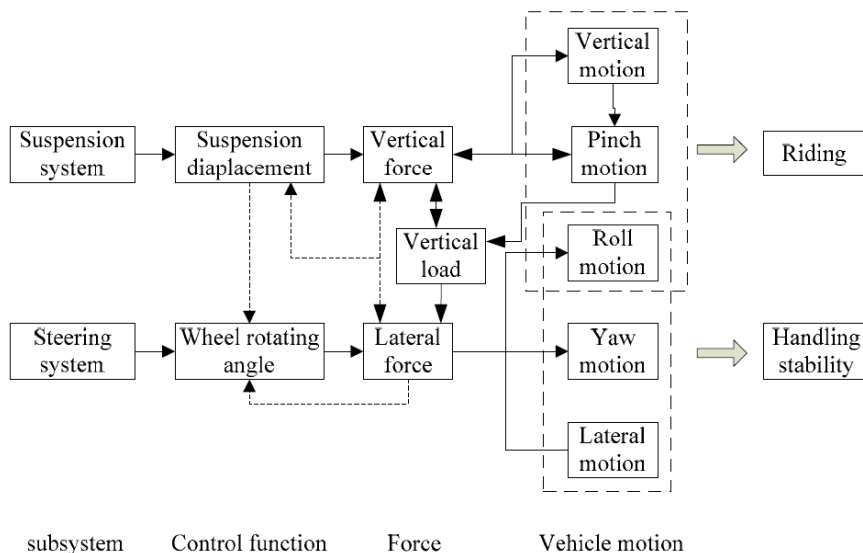
شکل (۲-۱۱). مقایسه تنظیم ارتفاع در کنترل‌کننده‌های متفاوت با حالت غیرفعال [۶۵]

محاسبه ضرایب بهینه و همچنین خروجی بدست آمده برای تنظیم ارتفاع بوده‌است و همین ضرایب را برای جاده‌های مختلف تست می‌کند. در نهایت برای اعتبارسنجی کار خود، این مدل را آزمایش می‌کند [۶۵]. از زمانی که پردازنده‌های کنترلی قوی‌تر شدند؛ استفاده از کنترل‌کننده‌های فازی رواج گرفت؛ زیرا این نوع کنترل‌کننده‌ها حجم پردازشی بالاتری نیاز دارند منتها مزیتی که دارد نزدیک بودن این کنترل‌کننده به فهم و درک انسان می‌باشد. در این سیستم فازی که پیشنهاد شده‌است سه ورودی از وضعیت خودرو می‌گیرد که آن‌ها ارتفاع، نرخ تغییر ارتفاع و خطا از حالت مطلوب هستند و سپس خروجی را با یک سری عملیات به پالس مربعی تبدیل می‌کند [۶۶].

در نظریه بازی‌ها، تعیین استراتژی توسط چندین کنترل‌کننده و تصمیم‌گیرنده و براساس یک قانون صورت می‌گیرد که تصمیم‌گیرندگان در آن اولیت‌بندی می‌شوند [۷۰]. در کار اخیری که انجام شده‌است؛ مربوط به استراتژی بهینه کردن فرمان‌پذیری و خوش‌سواری است که این دو مؤلفه با هم در تضاد هستند. چیدمان سیستم تعلیق در این پژوهش به صورت فنرهای متصل به یکدیگر است. این فنرها هر دو اتصال طولی و عرضی را دارند و همان‌طور که در قبل گفته شد؛ اتصال طولی برای کنترل زاویه تاب است و اتصال عرضی مربوط به کنترل زاویه غلت است. حال که هر دو حالت در این مدل موجود است نیاز به یک استراتژی وجود دارد که هم مؤلفه فرمان‌پذیری و هم خوش‌سواری را بهتر کرد [۲۴].

کنترل پیش‌بین در عمل، کاری دشوار، پرخطا و پرهزینه است زیرا نیاز به سنسورهای پیشرفته برای بررسی شرایط جاده دارد [۶۶]. به‌رحال مطالعاتی نیز در زمینه کنترل‌کننده پیش‌بین غیرخطی انجام شده‌است [۵۶]. در این کنترل‌کننده یک سری قیود تعریف می‌شود که در آن پارامترهای دینامیکی و ورودی سیستم که دبی جرمی است محدود می‌شود. خروجی کار با نتایج بهتری نسبت به بقیه کنترل‌کننده‌ها صورت گرفته اما همان‌طور که گفته شد در واقعیت، این عملیات هزینه‌بر است. این پژوهش دارای آزمایش عملی نیست و مشخص نیست در عمل نتایج چگونه خواهند بود [۵۶].

برخی از کنترل‌کننده‌ها مانند تقویتی و تناسبی-انتگرالی-مشتق‌گیر برای تعلیق فعال ارائه شده‌است که می‌توان با تبدیل عملگر به نیروی فشاری از آن کنترل‌کننده بهره‌برد [۶۸], [۶۳]. در کنترل‌کننده تقویتی مانند بقیه کنترل‌کننده‌ها از فضای حالت استفاده می‌کنند. از این کنترل‌کننده برای کم کردن دامنه ارتعاشات در فرکانس حساس برای بدن انسان استفاده می‌شود. در این مطالعه، تأثیر فرمان نیز به‌عنوان ورودی برای کنترل دقیق‌تر وارد شده‌است. شکل (۲-۱۲) تعامل سیستم تعلیق با فرمان را نشان می‌دهد [۶۸].



شکل (۲-۱۲). تعامل سیستم فرمان با تعلیق برای دو مؤلفه فرمان‌پذیری و خوش‌سواری [۶۸]

در کنترل‌کننده تقویتی، یک تابع وزنی تعریف می‌شود که بتواند فرکانس‌های حساس به بدن انسان را ایزوله کند و این کنترل‌کننده در شرایط فرمان‌گیری هنگام عبور از جاده ناهموار انجام می‌شود تا دو مؤلفه فرمان‌پذیری و خوش‌سواری بررسی شود [۶۸].

۲-۶- جمع بندی

به طور کلی، موضوع مطالعات در حیطه تعلیق بادی حول بهبود راحتی سرنشین [۲۵]، خوش سواری [۷۱]، فرمان پذیری [۲۴]، پایداری [۷۲] و تنظیم ارتفاع و سطح خودرو [۲۶] به صورت موازی بررسی می شده است و نمی توان اظهار داشت که کدام موضوع و هدف قبل از دیگری مورد بررسی بوده است. محققان نیز از روابط سیالاتی استفاده کردند که محققان قبلی استفاده می کردند و هیچ تغییر یا پیشرفتی در طول زمان در این گونه مدل سازی ها پیش نیامده بود اما در زمینه مدل سازی دینامیکی، تفاوت هایی به چشم می خورد. تنوع مدل سازی ها به این دلیل است که محققان اهداف گوناگونی برای سیستم تعلیق بادی دارند و براساس پارامترهای هدف آن ها مدل را انتخاب می کنند. مدل های دینامیکی ساده نیز اکنون مورد استفاده قرار می گیرد هم چنین مدل هایی با درجات آزادی بالاتر نیز در گذشته مورد استفاده قرار می گرفت؛ این بدان معناست که سیر پیشرفت مدل سازی دینامیکی با زمان صورت نگرفته است و براساس هدف محققان انتخاب می شده است. با پیشرفته شدن کنترل کننده های الکترونیکی و تقویت سنسورها با مرور زمان و اضافه شدن الگوریتم های پیچیده کنترلی، روش های پیشرفته کنترلی ارائه می شد که به ترتیب سال در جدول (۲-۱) آمده شده است.

جدول (۲-۱). سیر تکاملی کنترل کننده ها

سال	کنترل کننده	نویسنده	توضیحات
۲۰۱۱	مد لغزشی [۲۶]	H Kim	ایجاد چترینگ
۲۰۱۱	تاب آوری خطا [۵۲]	H Kim	انجام عملیات کنترلی هنگام بروز خطا
۲۰۱۵	فازی [۶۶]	G Zepeng	تعیین درصد سیکل وظیفه برای شیر سلونوئیدی
۲۰۱۵	پیش بین [۵۶]	X Ma	هزینه بر بودن سنسور و عدم دقت کافی
۲۰۱۸	فازی-مد لغزشی [۳۶]	XQ Sun	برطرف کردن چترینگ ناشی از مد لغزشی
۲۰۱۹	نظریه بازی ها [۲۴]	L Sun	بهینه کردن فرمان پذیری و خوش سواری براساس قوانین

کار جدیدی که در این تحقیق ارائه می شود، مربوط به کاهش مصرف کمپرسور براساس کاهش مصرف هوای درون مخزن است. یک نوع سیستم تعلیق بادی مطرح می شود که در آن مخزن هوا وجود دارد ولی فنرها با هم مرتبطند. با ورود ارتعاشات نامتقرن به خودرو، این سیستم می تواند تا حدودی کنترل سطح را انجام دهد

به گونه ای که از هوای درون مخزن استفاده نکند ولی برای تغییر ارتفاع یا کنترل سطح در شرایط خاص به ناچار از هوای درون مخزن استفاده می کند. محققان فقط از یکی از اجزای این سیستم تلفیقی استفاده کردند. تلفیق این دو سیستم می تواند مزایای بیشتری را به ارمغان آورد و ضعف یکدیگر را جبران کنند.

فصل ۳

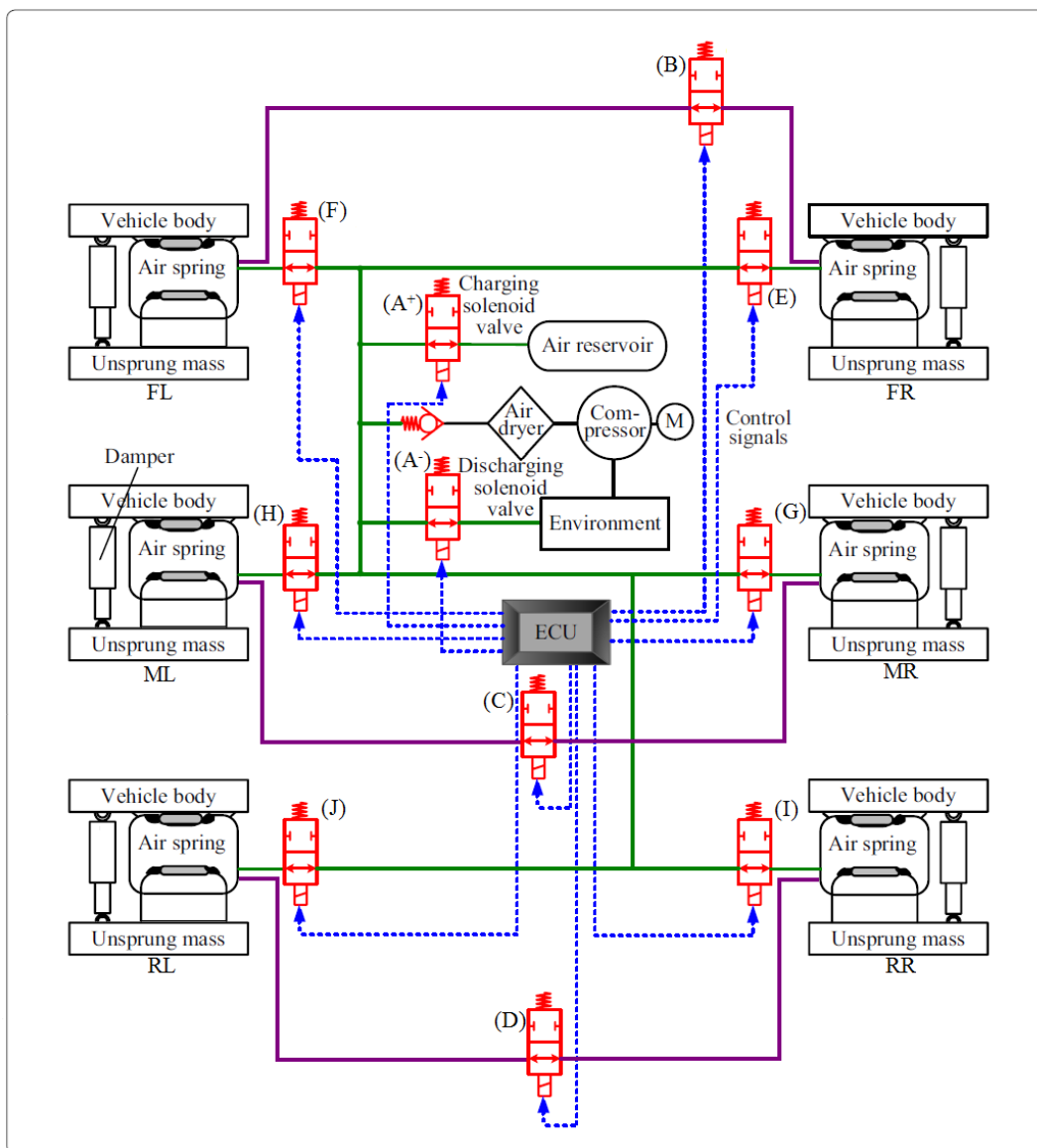
مدل سازی سیالاتی و دینامیکی تعلیق بادی

۳-۱- مقدمه

استفاده از مدل برای فهم آسان مسائل و همچنین پیاده‌سازی روش‌های کنترلی مورد نیاز است. در سیستم تعلیق بادی به دو نوع مدل سیالاتی و دینامیکی نیاز است. مدل سیالاتی مربوط به رفتار سیال درون سیستم تعلیق بادی است و مدل دینامیکی مربوط به رفتار دینامیکی خودرو از قبیل تغییر ارتفاع مرکز جرم و زوایای غلت و تاب است. به صورت کلی هر چه مدل به سیستم واقعی نزدیک‌تر باشد؛ مدل پیچیده‌تر شده و نتایج آن دقیق‌تر است. مدل‌سازی براساس مدل‌های پیشین که در فصل قبل به آن‌ها اشاره شد؛ انجام گرفته‌است. در این فصل ابتدا به مدل‌سازی سیالاتی در دو حالت فنرهای به هم متصل و مجزا پرداخته می‌شود و سپس مدل‌سازی دینامیکی مورد بحث قرار می‌گیرد.

۳-۲- مدل‌سازی سیالاتی

بنابراین سیستم تعلیق بکار رفته در خودرو دو نوع مدل‌سازی سیالاتی وجود دارد. در حالت اول که فنرها همه‌گی به هم ارتباط دارند و با شیر سلونئیدی جریان بین آن‌ها برقرار می‌شود و در حالت دیگر فنرها فقط از طریق مخزن هوا تغذیه می‌شوند. در شکل (۳-۱) شماتیک چیدمان سیستم تعلیق بادی نمایش داده شده‌است. این سیستم تعلیق بادی تلفیقی از سیستم فنرهای متصل به هم و متصل به مخزن هوا است.



شکل (۱-۳). شماتیک تعلیق بادی

۳-۲-۱- مدل سازی سیالاتی فنرهای متصل به منبع خارجی

در سیستم تعلیق بادی، هوا از طریق مخزن هوا به سمت فنر بادی می‌رود یا بلعکس از داخل فنر به هوای آزاد تخلیه می‌شود. در هر دو حالت انتقال جرم اتفاق می‌افتد و شرط انتقال جرم اختلاف فشار است. دو رابطه که از مقالات استنباط شده است [۷۳]، [۲۶]؛ رابطه دبی جرمی نرمال شده (q) با سطح باز شیر سلونوئید (a_{sv}) است. دو رابطه برای دبی جرمی وجود دارد که در رابطه شماره (۱-۳) مشاهده می‌شود. اگر نسبت فشار بالادست از پایین دست از مقدار بحرانی (P_{cr}) بیش تر بود از رابطه اول و در غیر این صورت از

رابطه دوم استفاده می شود. میزان این مقدار بحرانی از رابطه (۲-۳) بدست می آید [۷۳].

$$q(p_u, p_d) = \begin{cases} \sqrt{\frac{\gamma n}{R(n-1)}} \sqrt{\left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{\gamma}{n}} - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{n+1}{n}}} \frac{C_q p_u}{\sqrt{T_u}}, & \text{if } \left(\frac{p_d}{p_u}\right) \geq P_{cr} \\ \sqrt{\frac{n}{R} \left(\frac{\gamma}{n+1}\right)^{\frac{n+1}{n-1}}} \frac{C_q p_u}{\sqrt{T_u}}, & \text{if } \left(\frac{p_d}{p_u}\right) < P_{cr} \end{cases} \quad (1-3)$$

$$P_{cr} = \left(\frac{\gamma}{n+1}\right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (2-3)$$

که:

- n ضریب پلی تروپیکی گاز
- T_u دمای هوا بالادست
- p_u فشار مطلق بالادست
- p_d فشار مطلق پایین دست
- R ضریب گاز کامل
- C_q ثابت سیال

فشار هوا مهم ترین پارامتر برای تأثیر گذاشتن بر روی رفتار دینامیکی خودرو است. تغییر فشار هوا در رابطه (۳-۳) داده شده است [۷۳]، [۴۱]، [۲۶]. با نگاهی عمیق تر می توان متوجه شد که تغییرات فشار به دو عامل تغییر حجم در محیط بسته و ورود و خروج سیال بستگی دارد.

$$\dot{P}_i = \frac{nRT_i}{v_i} (a_{sv} \cdot q - \frac{P_i A_i \dot{l}_i}{RT_i}) \quad (3) \quad -3)$$

که:

- P_i فشار هوای داخل فنر بادی
- v_i حجم فنر بادی
- \dot{l}_i شماره اجزا سیستم تعلیق
- A_i سطح مقطع مؤثر فنر بادی
- T_i دمای هوای داخل فنر بادی
- l_i طول فنر بادی

در بخش کنترل که در فصل بعدی به آن پرداخته می شود؛ فرمان کنترلی، دبی جرمی است که با تعیین سطح باز شونده شیر a_{sv} ، دبی جرمی تنظیم می شود. با تنظیم دبی جرمی، فشار داخل فنر تنظیم می شود و در نهایت می توان رفتار دینامیکی خودرو را کنترل کرد.

سطح مقطع فنر A_i و دمای گاز داخل فنر T توسط رابطه های (۳-۴) و (۳-۵) بیان می شوند.

$$A_i = A. (1 - 0.02 \times (Z_i - Z_{ui})) \quad (3-4)$$

$$T_i = T_i. \left(\frac{P_i^*}{P_i}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (3-5)$$

که:

- P_i^* فشار مطلق هوای داخل فنر بادی
- P_i فشار مطلق اولیه هوای داخل فنر بادی
- T_i دمای اولیه هوای داخل فنر بادی
- A سطح مقطع مؤثر اولیه فنر بادی
- Z_i جابجایی بدنه بالای چرخ
- Z_{ui} جابجایی جرم غیرمعلق

۳-۲-۲- مدل سازی سیالاتی با فنرهای اتصال داخلی

روابط فنرهای متصل به هم همانند متصل به منبع خارجی می باشد با این تفاوت که افت فشار در میان لوله ها و کاهش دبی جرمی محاسبه شده است که از رابطه (۳-۶) محاسبه می شود. در حالت اتصال فنر به منبع خارجی به علت پرفشار بودن مخزن نسبت به فنرها از اتلاف دبی جرمی صرف نظر شده است.

$$\dot{m}_{eff} = \begin{cases} \cdot & \text{if } t \leq \frac{L}{V_s} \\ e^{-\frac{R_t R T_d L}{\gamma p a V_s} q} & \text{if } t > \frac{L}{V_s} \end{cases} \quad \begin{matrix} (3) \\ (6) \end{matrix}$$

که:

• T_d دمای هوای پایین دست

• t زمان

• L طول لوله میانی

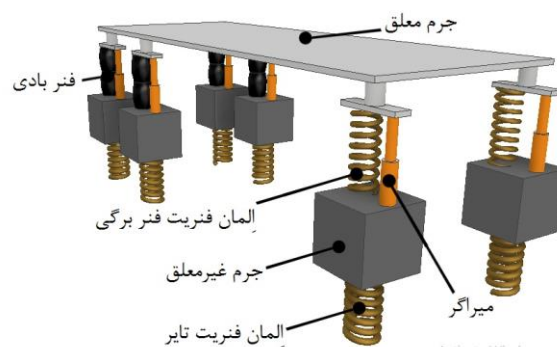
• V_s سرعت صوت

• R_t ضریب مقاومت لوله میانی

در واقع بعد از باز شدن شیر، اندکی زمان نیاز است که هوا در داخل لوله‌ها به جریان درآید. این زمان از حاصل تقسیم طول لوله L و سرعت صوت V_s که به ترتیب برابر با $2/1$ متر و 346 متر بر ثانیه است به دست می‌آید. به علت وجود هیستریزیس^۱ یک ضریب در دبی جرمی ضرب می‌شود تا دبی جرمی مؤثر (\dot{m}_{eff}) محاسبه شود. که این ضریب به پارامترهایی از قبیل ضریب مقاومت لوله، R_t بستگی دارد [۴۸]. یک حد متوسط برای ضریب مقاومت لوله که $0/1$ است؛ براساس شکل ظاهری لوله در نظر گرفته شده است [۷۴].

۳-۳- مدل سازی دینامیکی

با مطالعه کارهای اخیر و مدل سازی‌های انجام گرفته در حوزه تعلیق بادی [۷۳]، [۴۱]؛ می‌توان به یک مدل تقریباً کامل و دقیق رسید. مدل پیشنهادی یک مدل صفحه‌ای دارای اجرام غیر معلق است. شکل (۲-۳) مدل پیشنهادی را نشان می‌دهد. به دلیل این که مقالات جدید در زمینه تعلیق بادی، این مدل را پیشنهاد می‌دهند و هنوز مدل کامل تری را ارائه ندادند، این مدل دینامیکی انتخاب شده است. نزدیک بودن نتایج تجربی به این مدل در یکی از مقالات مشهود است [۲۴]. بنابراین این مدل قابل اطمینان و پرکاربرد است.

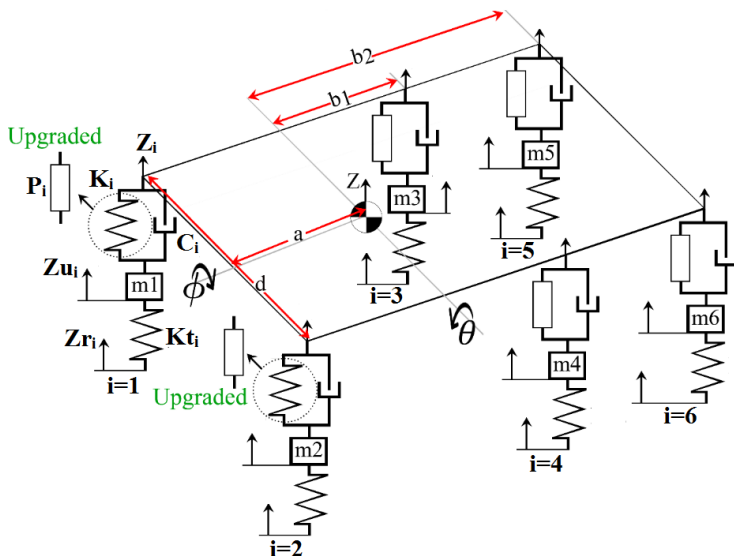


^۱ Hysteresis

شکل (۳-۲). مدل دینامیکی خودرو

همان طور که در شکل (۳-۳) مشاهده می شود یک صفحه بیان گر جرم معلق است که بر روی سه محور قرار دارند. دو محور عقب خودرو مجهز به تعلیق بادی هستند و محور جلویی دارای فنربریگی است. تمامی محورها مجهز به میراگر می باشند. این فنرهای بادی و میراگرها هر کدام بر روی جرم های غیرمعلق قرار دارند و جرم های غیرمعلق با یک فنر که میزان آن همان فنربریگی است بر روی زمین قرار دارد. از میرایی تاثیر صرف نظر شده است.

برای بررسی تغییر ارتفاع، زوایای تاب و غلت که باعث تغییر میزان راحتی سرنشین می شوند؛ می توان از این مدل استفاده کرد. همان طور که از شکل (۳-۲) پیداست؛ با بالا و پایین رفتن فنرها رفتار دینامیکی خودرو را شکل می دهند. ارتباط مؤثری بین رفتار سیالاتی و رفتار دینامیکی است. با تغییر فشار سیال در فنر بادی، نیروی وارده از فنر به جرم معلق هم تغییر می کند که این باعث ایجاد رفتار دینامیکی می شود. با پیاده سازی روش های مختلف کنترلی می توان به هدف از پیش تعیین شده رسید. در شکل (۳-۳) درجات آزادی این مدل مشخص می شود که برای جاده هایی با ناهمواری های نامتقارن کاربردی هستند.



شکل (۳-۳). درجات آزادی مدل دینامیکی خودرو

۳-۳-۱- استخراج روابط

با در نظر گرفتن مدلی که در شکل (۳-۲) ارائه شد می توان روابط دینامیکی خودرو را استخراج کرد که در

روابط (۷-۳) تا (۱۵-۳) آورده شده است. معادلات حول نقطه تعادل سیستم هستند.

$$\begin{aligned}
 M\ddot{Z} = & P_r A_r + P_\varepsilon A_\varepsilon + P_o A_o + P_v A_v - C_v (\dot{Z}_v - \dot{Z}_{u_v}) - C_r (\dot{Z}_r - \dot{Z}_{u_r}) & -3) \\
 & - C_\varepsilon (\dot{Z}_\varepsilon - \dot{Z}_{u_\varepsilon}) - C_o (\dot{Z}_o - \dot{Z}_{u_o}) - C_v (\dot{Z}_v - \dot{Z}_{u_v}) & (7) \\
 & - K_v (Z_o - Z_{u_o}) - K_r (Z_v - Z_{u_v})
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 I_r \ddot{\phi} = & \frac{d}{\nu} (P_r A_r - P_\varepsilon A_\varepsilon + P_o A_o - P_v A_v - C_v (\dot{Z}_v - \dot{Z}_{u_v}) + C_r (\dot{Z}_r - \dot{Z}_{u_r}) & (8-3) \\
 & - C_\varepsilon (\dot{Z}_\varepsilon - \dot{Z}_{u_\varepsilon}) + C_o (\dot{Z}_o - \dot{Z}_{u_o}) + C_v (\dot{Z}_v - \dot{Z}_{u_v}) \\
 & - K_o (Z_o - Z_{u_o}) + K_v (Z_v - Z_{u_v})
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 I_p \ddot{\theta} = & b_r P_v A_v + b_r P_o A_o + b_v P_\varepsilon A_\varepsilon + b_v P_r A_r + a C_v (\dot{Z}_v - \dot{Z}_{u_v}) + a C_r (\dot{Z}_r - \dot{Z}_{u_r}) & -3) \\
 & - b_v C_\varepsilon (\dot{Z}_\varepsilon - \dot{Z}_{u_\varepsilon}) - b_r C_o (\dot{Z}_o - \dot{Z}_{u_o}) & (9) \\
 & - b_r C_v (\dot{Z}_v - \dot{Z}_{u_v}) + a K_v (Z_v - Z_{u_v}) + a K_r (Z_r - Z_{u_r})
 \end{aligned}$$

$$m_v \ddot{Z}_{u_v} = K_{t_v} (Z_{r_v} - Z_{u_v}) - K_v (Z_{u_v} - Z_v) + C_v (\dot{Z}_v - \dot{Z}_{u_v}) \quad -3) \quad (10)$$

$$m_r \ddot{Z}_{u_r} = K_{t_r} (Z_{r_r} - Z_{u_r}) - K_r (Z_{u_r} - Z_r) + C_r (\dot{Z}_r - \dot{Z}_{u_r}) \quad -3) \quad (11)$$

$$m_\varepsilon \ddot{Z}_{u_\varepsilon} = K_{t_\varepsilon} (Z_{r_\varepsilon} - Z_{u_\varepsilon}) - P_r A_r + C_r (\dot{Z}_r - \dot{Z}_{u_r}) \quad -3) \quad (12)$$

$$m_\varepsilon \ddot{Z}_{u_\varepsilon} = K_{t_\varepsilon} (Z_{r_\varepsilon} - Z_{u_\varepsilon}) - P_\varepsilon A_\varepsilon + C_\varepsilon (\dot{Z}_\varepsilon - \dot{Z}_{u_\varepsilon}) \quad -3) \quad (13)$$

$$m_o \ddot{Z}_{u_o} = K_{t_o} (Z_{r_o} - Z_{u_o}) - P_o A_o + C_o (\dot{Z}_o - \dot{Z}_{u_o}) \quad -3) \quad (14)$$

$$m_v \ddot{Z}_{u_v} = K_{t_v} (Z_{r_v} - Z_{u_v}) - P_o A_o + C_o (\dot{Z}_o - \dot{Z}_{u_o}) \quad -3)$$

۳-۴- صحه گذاری مدل تعلیق بادی

ابتدا برای استفاده از روابط دینامیکی و سیالاتی مذکور، می بایست در محیط سیمولینک متلب پیاده سازی شوند تا بتوان با حل عددی رفتار دینامیکی خودرو را پایش و کنترل کرد. برای بررسی صحت مدل، از نتایج یکی از مقالات [۴۱] که از همین مدل سه محور است؛ استفاده می شود. این خودرو تحت یک شتاب جانبی هارمونیک قرار می گیرد. نتیجه بدست آمده از مدل سیمولینک با مدل واقعی بسیار نزدیک به هم می باشند. مشخصات خودرو و خواص گاز داخل فنر در جدول (۳-۱) آورده شده است.

جدول (۳-۱). مشخصات خودرو و خواص گاز

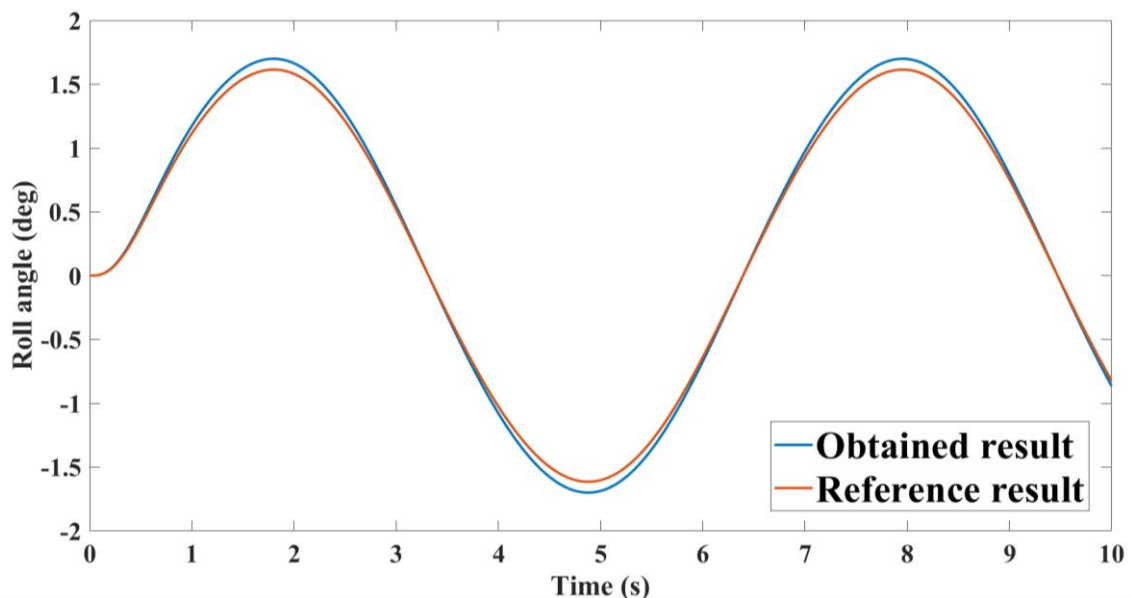
مشخصات	نماد	مقادیر
جرم معلق	M	۱۲۸۵۸,۵ Kg
جرم غیر معلق محور جلو	$m_{۱,۲}$	۱۲۸۵۸,۵ Kg
جرم غیر معلق محورهای میانی و عقب	$m_{۳,۴,۵,۶}$	۳۱۷,۵۳ Kg
ممان اینرسی در راستای غلت	I_r	۴۵۳,۶۲ Kg
ممان اینرسی در راستای تاب	I_p	۷۱۴۲۲,۸ Kg.m ^۲
ضریب فنریت فنربرگی تایرهای جلو	$K_{۱,۲}$	۱۲۱۳۰,۶ N/m
ضریب استهلاک میراگر تایرهای جلو	$C_{۱,۲}$	۱۷۰۴۹,۳ N.s/m
ضریب استهلاک میراگر تایرهای میانی و عقب	$C_{۳,۴,۵,۶}$	۲۸۸۴۵,۶ N.s/m
ضریب فنریت تایرهای جلو	$K_{t۱,t۲}$	۹۱۹۳۷۰ N/m
ضریب فنریت تایرهای میانی و عقب	$K_{t۳,t۴,t۵,t۶}$	۱۸۳۸۷۴۰ N/m
فاصله تایرهای داخل یک محور	d	۱,۹۳۰۴ m
طول اولیه فنرها	$l_{(۱,۲,۳,۴,۵,۶)init}$	۰,۲۵۴ m
ارتفاع اولیه مرکز جرم	Z_{init}	۱,۲۵ m
فاصله مرکز جرم تا محور جلو	a	۴,۱۴۰۲ m
فاصله مرکز جرم تا محور میانی	$b_۱$	۰,۷۶۲ m

فاصله مرکز جرم تا محور عقب	b_r	2.1336 m
سطح مقطع اولیه فنرها	$A_{1,2,3,4,5,6}$	0.1936 m^2
دمای اولیه فنر	T	293.15 K
ثابت گاز	R	287.05 J/Kg.K
ضریب پلی تروپیک	n	1.4
ارتفاع مرکز غلت	h_r	0.2 m
شتاب گرانش	g	9.806 m/s^2

فشار اولیه فنر و نیروی پیش بار فنربریگی در حالت استاتیکی محاسبه می شود. در رابطه (۱۶-۳) می توان این دو مقادیر را بدست آورد.

$$\begin{bmatrix} P_i \\ F_{init} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 4A. & 2 \\ 2A.(b_1 + b_r) & -2a \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} Mg \\ . \end{bmatrix} \quad (16-3)$$

که P_i و F_{init} به ترتیب فشار اولیه فنرهای بادی و نیروی پیش بار فنربریگی است. برطبق رابطه (۱۶-۳) فشار اولیه فنر بادی و نیروی پیش بار فنربریگی به ترتیب ۱۲۰ کیلوپاسکال و ۱۶ کیلونیوتون است. بنابراین زمانی که خودرو در حالت استاتیکی قرار دارد؛ با اعمال نیروی گریز از مرکز هارمونیک طبق شکل (۴-۳) می توان زاویه غلت را صحنه گذاری کرد.



شکل (۴-۳). تطابق زاویه غلت بدست آمده در سیمولینک و خروجی مقاله

با مقایسه زاویه غلت بدست‌آمده در سیمولینک و خروجی مقاله‌ای که در سال ۲۰۱۵ در مورد بهبود زاویه غلت منتشر شده می‌توان مدل را صحت‌گذاری کرد [۴۱] که با اختلاف ۰.۵٪ در قسمت قله، اختلاف وجود دارد. حال در ادامه این مدل به یک خودرو سه‌محور مجهز به فنربادی تغییر می‌یابد و فنربندی حذف می‌شود. این کار به منظور تسهیل شدن کنترل زاویه غلت و علی‌الخصوص زاویه تاب خودرو صورت می‌گیرد. با در نظر گرفتن خودرو سه‌محور مجهز به فنربادی معادلات دچار تغییر اندکی می‌شوند که در روابط (۳-۱۷) تا (۳-۲۱) آورده شده‌است.

$$\begin{aligned}
 M\ddot{Z} = P_1 A_1 + P_2 A_2 + P_3 A_3 + P_4 A_4 + P_o A_o + P_1 A_1 - C_1 (\dot{Z}_1 - \dot{Z}_{u1}) & \quad - 3) \\
 - C_2 (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_{u2}) - C_3 (\dot{Z}_3 - \dot{Z}_{u3}) - C_4 (\dot{Z}_4 - \dot{Z}_{u4}) - C_o (\dot{Z}_o - \dot{Z}_{u_o}) & \quad (17) \\
 - C_6 (\dot{Z}_6 - \dot{Z}_{u6}) &
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 I_r \ddot{\phi} = \frac{d}{\dot{\phi}} (P_3 A_3 - P_4 A_4 + P_o A_o - P_1 A_1 - C_1 (\dot{Z}_1 - \dot{Z}_{u1}) + C_2 (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_{u2}) & \quad - 3) \\
 - C_3 (\dot{Z}_3 - \dot{Z}_{u3}) + C_4 (\dot{Z}_4 - \dot{Z}_{u4}) - C_o (\dot{Z}_o - \dot{Z}_{u_o}) + C_6 (\dot{Z}_6 - \dot{Z}_{u6}) & \quad (18) \\
 - K_o (Z_o - Z_{u_o}) + K_6 (Z_6 - Z_{u6}) &
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 I_p \ddot{\theta} = b_2 P_1 A_1 + b_2 P_o A_o + b_1 P_4 A_4 + b_1 P_3 A_3 + a C_1 (\dot{Z}_1 - \dot{Z}_{u1}) + a C_2 (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_{u2}) & \quad - 3) \\
 - b_1 C_3 (\dot{Z}_3 - \dot{Z}_{u3}) - b_1 C_4 (\dot{Z}_4 - \dot{Z}_{u4}) - b_2 C_o (\dot{Z}_o - \dot{Z}_{u_o}) & \quad (19) \\
 - b_2 C_6 (\dot{Z}_6 - \dot{Z}_{u6}) + a K_1 (Z_1 - Z_{u1}) + a K_2 (Z_2 - Z_{u2}) &
 \end{aligned}$$

$$m_1 \ddot{Z}_{u1} = K_1 (Z_{r1} - Z_{u1}) - P_1 A_1 + C_1 (\dot{Z}_1 - \dot{Z}_{u1}) \quad - 3) \quad (20)$$

$$m_2 \ddot{Z}_{u2} = K_2 (Z_{r2} - Z_{u2}) - P_2 A_2 + C_2 (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_{u2}) \quad - 3) \quad (21)$$

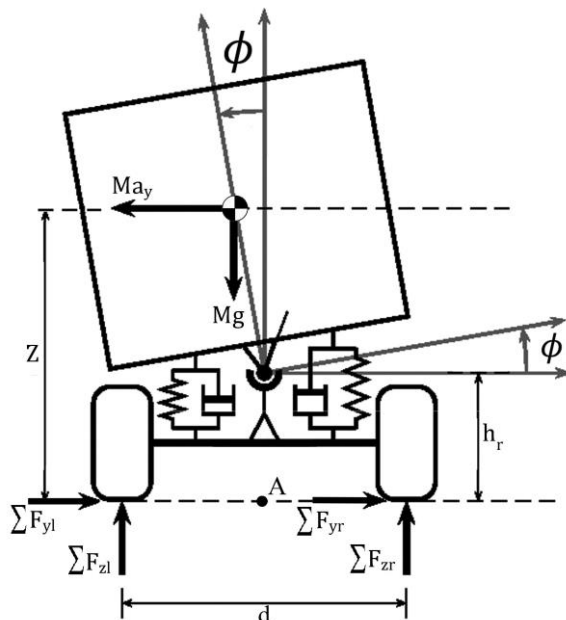
بار دیگر باید به محاسبه فشار در فنرهای بادی در حالت استاتیک پرداخت. با در نظر گرفتن هم‌فشار بودن فنرهای جلو و هم‌فشار بودن فنرهای میانی و عقب، عبارت ماتریسی در رابطه (۳-۲۲) این‌گونه تعریف می‌شود:

$$\begin{bmatrix} P_{1.} \\ P_{0.} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 4A. & 2 \\ 2A.(b_1 + b_2) & -2a \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} Mg \\ 0 \end{bmatrix} \quad \begin{matrix} -3) \\ (22) \end{matrix}$$

بنابراین فشار فنرهای عقب و میانی برابر ۱۲۰ کیلوپاسکال و فشار فنرهای جلو برابر ۸۴ کیلوپاسکال می باشد.

۳-۵- تئوری واژگونی

شکل (۳-۵) واژگونی و نحوه محاسبه نیروی تکیه گاهی چرخ ها را نشان می دهد.



شکل (۳-۵). دیاگرام آزاد خودرو در معرض نیروی گریز از مرکز

با گرفتن گشتاور در نقطه A و نوشتن تعادل در راستای عمود بر جاده، مجموع نیروهای تکیه گاهی در سمت راست و چپ خودرو محاسبه می شود که در روابط (۳-۲۳) و (۳-۲۴) مشاهده می شود.

$$\sum F_{zl} = \left(\sum F_{zr} \frac{d}{4} + Mg((Z - h_r)\phi) + Ma_y Z \right) \frac{2}{d} \quad (23-3)$$

$$\sum F_{zr} = Mg + \sum_{i=1}^6 m_i - \sum F_{zl} \quad (3-24)$$

که:

- $\sum F_{zl}$ مجموع نیروهای عمودی تاپیرهای سمت چپ خودرو
- $\sum F_{zr}$ مجموع نیروهای عمودی تاپیرهای سمت راست خودرو
- a_y شتاب جانبی خودرو

بعداز محاسبه نیروی تکیه‌گاهی، صفر شدن مجموع نیروهای تکیه‌گاهی در یکی از دو طرف خودرو معیار واژگونی است که به آن واژگونی نسبی می‌گویند [۷۶]، [۷۵]، [۷۲]. به عبارتی زمانی که $\sum F_{zr}$ یا $\sum F_{zl}$ صفر شود؛ به این معنا است که تاپیرها در یک‌طرف خودرو تماس با سطح جاده ندارد و این خودرو در آستانه واژگونی است. این روابط در بلوک محاسبه‌گر نیروی عمودی تاپیر در شکل (۴-۲) گنجانده شده‌است.

۳-۶- جمع‌بندی

برای پیش‌برد اهداف در زمینه تعلیق بادی که در اینجا تنظیم سطح و ارتفاع است؛ نیاز به یک‌سری روابط سیالاتی برای شناسایی رفتار گاز و روابط دینامیکی برای شناسایی وضعیت دینامیکی خودرو است. براساس باز و بسته بودن شیرهای سلونوئیدی، در قسمت ورودی فنرها یا لوله‌های میانی فنرها، فشار هوای داخل فنرها تنظیم می‌شود و نیرویی که از این فشار وارد به بدنه خودرو می‌شود، رفتار دینامیکی خودرو را می‌سازد. برای محاسبه فشار، یک رابطه برای نرخ فشار وجود دارد و زمان باز شدن لوله، این رابطه تغییرات فشار را محاسبه می‌کند و فشار جدید محاسبه می‌گردد. این فشار به‌عنوان یک نیرو خارجی به بدنه اعمال می‌شود که سبب تغییر ارتفاع و تغییر در وضعیت سطح خودرو می‌شود. تمامی روابط از دبی جرمی هوا که مسبب اصلی تغییرات فشار است تا روابط دینامیکی خودرو که از فشار داخل فنر بادی نشأت می‌گیرد در این فصل آورده شده‌است.

فصل ۴

طراحی کنترل کننده و مقایسه آنها

۴-۱- مقدمه

بعد از این که مدل خودرو در نرم افزار متلب سیمولینک پیاده شد و با مقایسه با کارهای انجام شده صحت گذاری شد؛ حال نوبت طراحی کنترل کننده برای اهداف متفاوت است. مهم ترین اهداف، تنظیم ارتفاع و سطح است. تنظیم ارتفاع مربوط به تغییر مرکز جرم خودرو است تا به حالت مطلوب برسد. در خلال تنظیم ارتفاع باید سطح خودرو تراز باقی بماند یا به عبارت دیگر زاویه غلت و تاب خودرو تغییر نکند. این حالت مربوط به تنظیم سطح خودرو می باشد. تنظیم سطح و ارتفاع می تواند همزمان کنترل شود. کنترل ارتفاع برای اهداف متعددی انجام می شود. تنظیم ارتفاع می تواند براساس دستور راننده باشد یا این که خودرو به خودی خود تصمیم می گیرد در چه ارتفاعی تنظیم شود. در واقعیت نیاز به کنترل هر دو، به صورت همزمان است.

در ادامه به بررسی کنترل کننده های سطح و ارتفاع پرداخته می شود که با استفاده از الگوریتم ژنتیک بهینه می شوند. در خصوص بهینه سازی با الگوریتم ژنتیک، می توان از برنامه ای که در متلب وجود دارد استفاده کرد. در قسمت بهینه سازی، جمعیت پارامترها تعریف می شوند که به صورت اعداد صحیح هستند و سپس با یک سری ضرایبی تبدیل به اعدادی می شوند که در جدول (۴-۱) در قسمت بازه آورده شده است و این روش برای بهینه سازی کنترل کننده فازی نیز استفاده می شود که جمعیت تعریف شده در زیربخش بعدی داده شده است. بعد از تعریف جمعیت و داده های ورودی، سپس باید مرحله اجرایی انجام شود. در این جا با کد دستوری اجرا شدن سیمولینک، می توان به رفتار دینامیکی خودرو دست پیدا کرد و سپس با در نظر گرفتن توابع هزینه که در ادامه معرفی شده اند؛ پارامترهایی که تابع هزینه را کمینه می کنند؛ پیدا کرد.

۴-۲- تنظیم سطح خودرو با استفاده از کنترل کننده فازی تناسبی -

انتگرال گیر - مشتق گیر

در امر کنترل سطح، ثابت نگاه داشتن زاویه غلت و تاب مهم ترین وظیفه است. در خودروهای کشیده مانند اتوبوس ها اهمیت ثابت نگاه داشتن زاویه غلت خیلی بیش تر از تاب می باشد و در اولویت اول قرار دارد. این کنترل کننده از زاویه غلت فیدبک می گیرد و آن را کنترل می کند. در ابتدای کار یک کنترل کننده فازی که

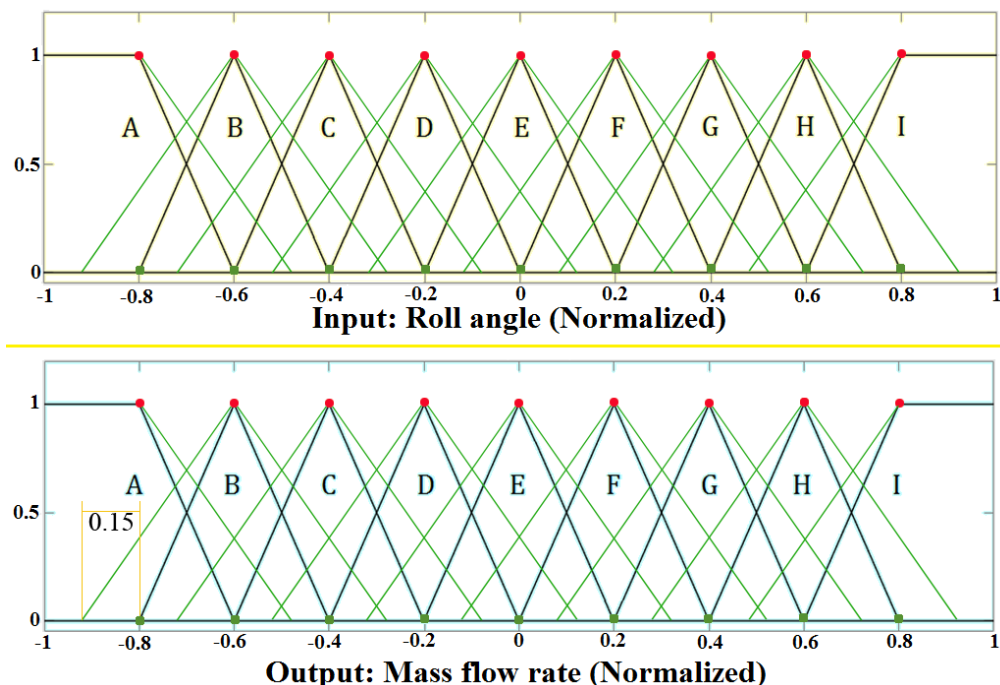
ورودی و خروجی آن بی بعد شده اند؛ طراحی می گردد. این کنترل کننده نیاز به دو ضریب قبل و بعد از بلوک کنترلی دارد تا بتوان با تغییر دادن این ضرایب به صورت آزمایش خطا به یک مقدار مطلوب رسید. ضریب ورودی این بلوک ۰/۱۵ و خروجی آن ۰/۰۶ است.

در قدم بعدی، کنترل کننده فازی با استفاده از الگوریتم ژنتیک بهینه می شود. نحوه بهینه سازی به این گونه می باشد که نقاط قرمز رنگ در شکل (۴-۱) ثابت هستند و نقاط سبز با میزان برابر نسبت به یک دیگر روی خط افقی می لغزند تا یک مقدار بهینه پیدا شود. تابع هزینه این بهینه سازی (J_3) طبق روابط (۴-۱) تا (۴-۳) از ترکیب وزنی دو تابع بهینه سازی J_1 و J_2 بدست می آید. این ضرایب براساس اهمیت نوسانی بودن نسبت به بزرگ بودن زاویه غلت تنظیم شده است. بازه سعی و خطا هم از ۰/۱ از سمت راست تا ۰/۸ از سمت چپ با گام ۰/۰۱ است.

$$J_1 = \max\{|\phi(t)|\} \quad (1-4)$$

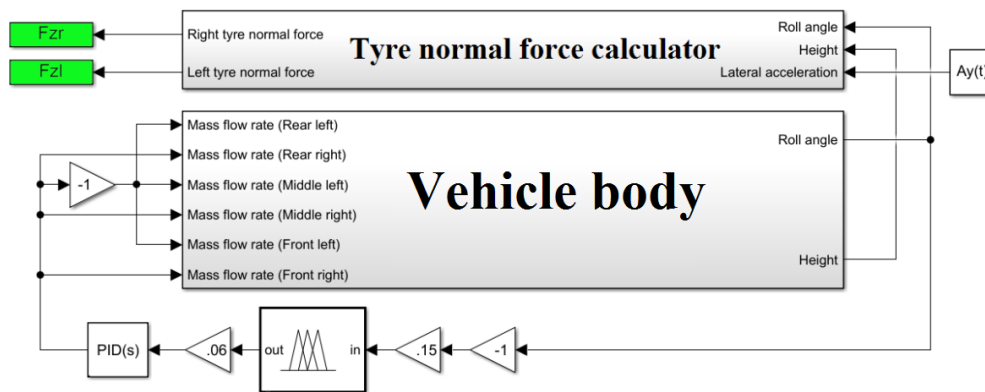
$$J_2 = \int |\phi(t)| dt \quad (2-4)$$

$$J_3 = 0.3J_1 + 0.7J_2 \quad (3-4)$$



شکل (۴-۱). تابع عضویت بهینه شده توسط الگوریتم ژنتیک در کنترل کننده فازی

در شکل (۴-۱) خط سبز حالت بهینه را نشان می دهد که ۰/۱۵ از طرفین باز شده اند. باید به این نکته توجه شود که بهینه سازی در آزمایش شتاب جانبی ثابت به میزان ۰/۱۵ برابر شتاب گرانش زمین انجام شده است و توابع هزینه براساس همین آزمایش مقاردهی شده اند. با اضافه شدن یک کنترل کننده تناسبی-انتگرال گیر-مشتق گیر که باز همین کنترل کننده با الگوریتم ژنتیک بهینه شده است به مقدار قابل توجهی عملکرد سیستم بهتر می شود. چیدمان قرارگیری کنترل کننده فازی تناسبی-انتگرال گیر-مشتق گیر^۱ در شکل (۴-۲) نمایش داده شده است.



Hybrid fuzzy and PID controller

شکل (۴-۲). چیدمان کنترلی فازی تناسبی-انتگرال گیر-مشتق گیر برای کنترل سطح

بهینه سازی کنترل کننده تناسبی-انتگرال گیر-مشتق گیر توسط الگوریتم ژنتیک انجام شده است و توابع هزینه هم مثل قبل بیان شده است. برای پیدا کردن مقدار اولیه پارامترهای این کنترل کننده ابتدا از روش زیگلر-نیکولز استفاده می شود [۷۷]. طبق جدول (۴-۱) مقادیر پارامترهای بدست آمده از روش زیگلر-نیکولز و الگوریتم ژنتیک به همراه بازه سعی و خطا آورده شده است.

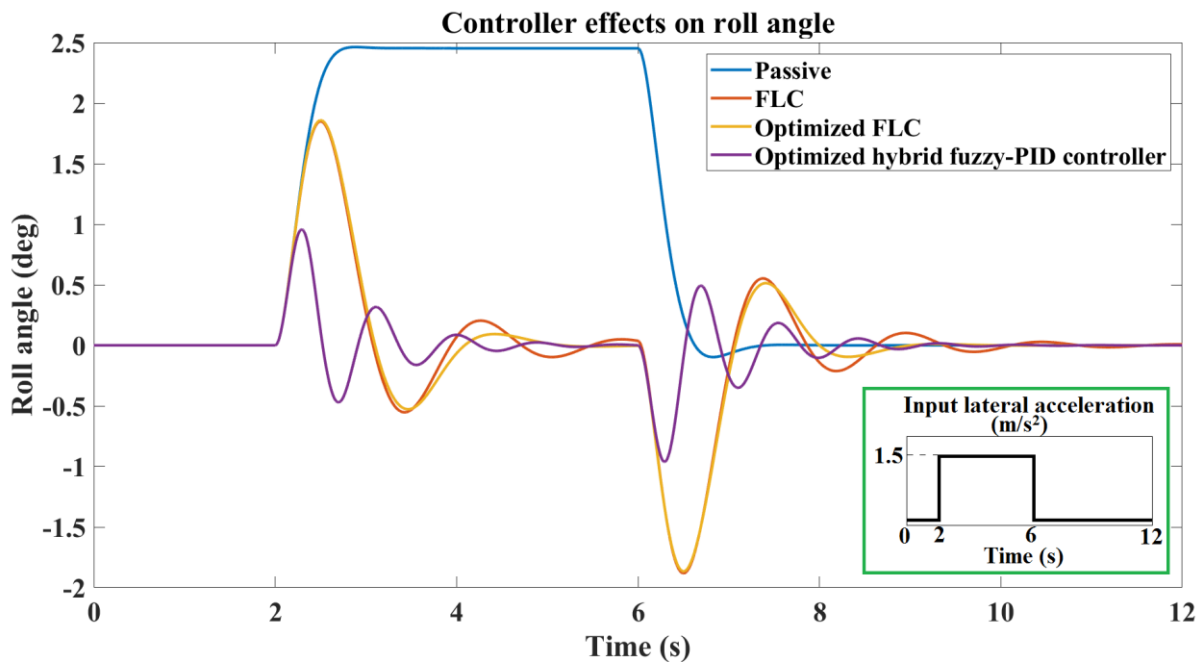
جدول (۴-۱). مقادیر پارامترهای بدست آمده توسط روش زیگلر-نیکولز و الگوریتم ژنتیک

D	I	P	Method
۰,۳۶	۴	۲,۴	Ziegler-Nichols
۰,۷	۰	۴	GA optimization

^۱ FPID Controller

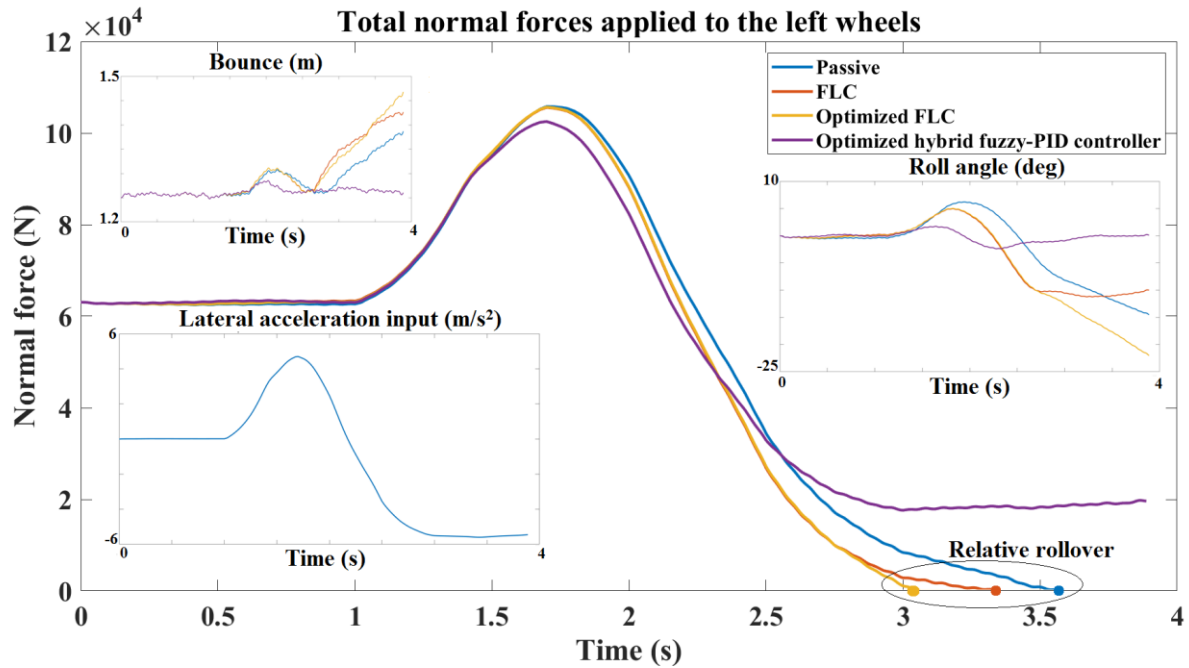
$[0 : 0,07 : 0,77]$	$[0 : 0,05 : 8]$	$[0 : 0,4 : 4,8]$	Range
---------------------	------------------	-------------------	-------

در شکل (۳-۴) و (۴-۴) خودرو به ترتیب در شرایط شتاب جانبی ثابت، آزمایش قلاب ماهی با سرعت ۶۰ کیلومتر بر ساعت و جاده ناهموار نامتقارن بدست آمده است.



شکل (۳-۴). مقایسه زاویه غلت با کنترل کننده های مختلف در آزمایش شتاب جانبی ثابت

بالا زدگی که در شکل (۳-۴) مشاهده می شود، کنترل کننده ترکیبی فازی و تناسبی-انتگرال گیر-مشتق گیر بسیار پایدارتر است. بالا زدگی بیش از حد می تواند از حالت بدون کنترل کننده خطرناک تر باشد. شکل (۴-۴) نشان می دهد که کنترل کننده فازی به تنهایی از حالت بدون کنترل کننده خطرناک تر می شود.



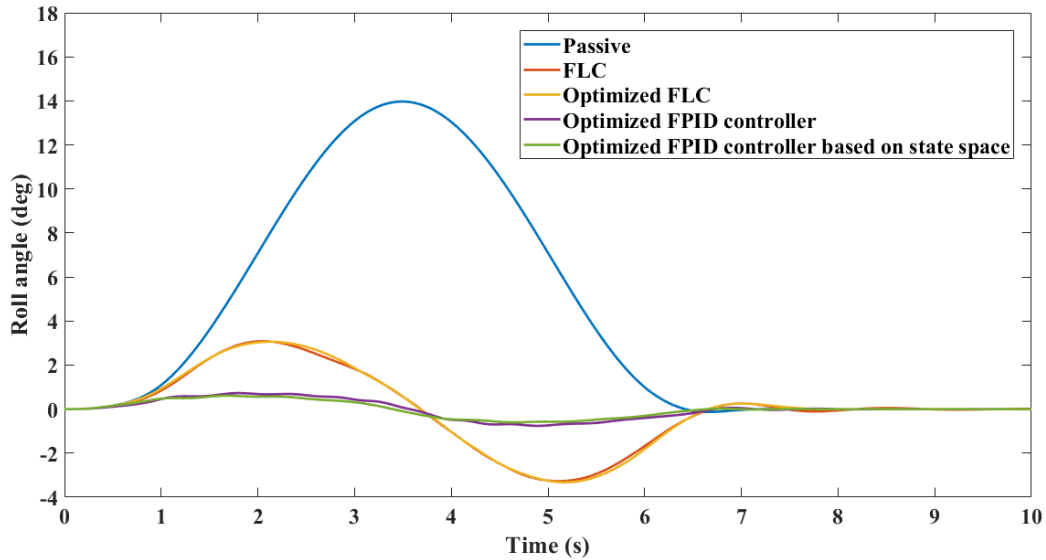
شکل (۴-۴) تأثیر ضد واژگونی کنترل کننده سطح در آزمایش قلاب ماهی با سرعت ۶۰ کیلومتر بر ساعت

به علت بازگشت شدید و بالادگی بیش از حد کنترل کننده فازی، این کنترل کننده بدتر از حالت غیرفعال عمل می کند و سریع تر واژگون می شود ولی همان طور که در شکل (۴-۴) مشهود است؛ استفاده از یک کنترل کننده سطح قوی و مؤثر می تواند خودرو را از واژگونی نجات دهد. در ضمن این آزمایش در حالی انجام می شود که تایرهای سمت راست خودرو روی جاده با کیفیت E و تایرهای سمت چپ روی جاده با کیفیت G در حال عبور هستند.

این استراتژی نه تنها خاصیت ضد واژگونی دارد بلکه برای جاده های ناهموار نامتقارن می تواند زاویه غلت را کاهش دهد تا کیفیت سواری را برای سرنشینان فراهم آورد. میزان تحریک تایرهای جلو خودرو از رابطه (۴-۴) بدست می آید و این تحریک با تأخیر به تایرهای عقب تر انتقال پیدا می کند.

$$Z_{ri} = \begin{cases} 0.1 \sin\left(\frac{\pi}{3}t - \frac{\pi}{4}\right) + 0.1, & \text{if } i = 1 \\ -\left(0.1 \sin\left(\frac{\pi}{3}t - \frac{\pi}{4}\right) + 0.1\right), & \text{if } i = 2 \end{cases}, 0 \leq t \leq 6 \quad (4-4)$$

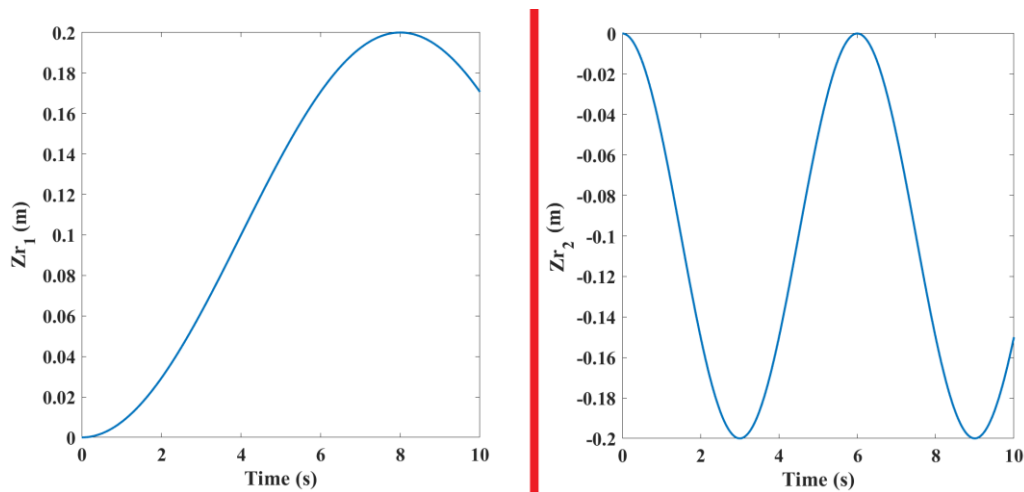
شکل (۴-۵) بیانگر عملکرد مثبت کنترل کننده فازی-تناسبی-انتگرال گیر-مشتق گیر است که به میزان قابل توجهی زاویه غلت را کم کرده است.



شکل (۴-۵). تفاوت زاویه غلت خودرو با کنترل کننده های متفاوت در تحریک نامتقارن جاده

برای اعتباردهی بیشتر، فضای حالت این سیستم از یکی از مقالات استخراج شده [۵۶] و با کنترل زاویه غلت آن با کنترل کننده هیبریدی بهینه، می توان متوجه شد که خروجی فضای حالت با خطای بسیار کم منطبق با مدل مورد استفاده در این پایان نامه است.

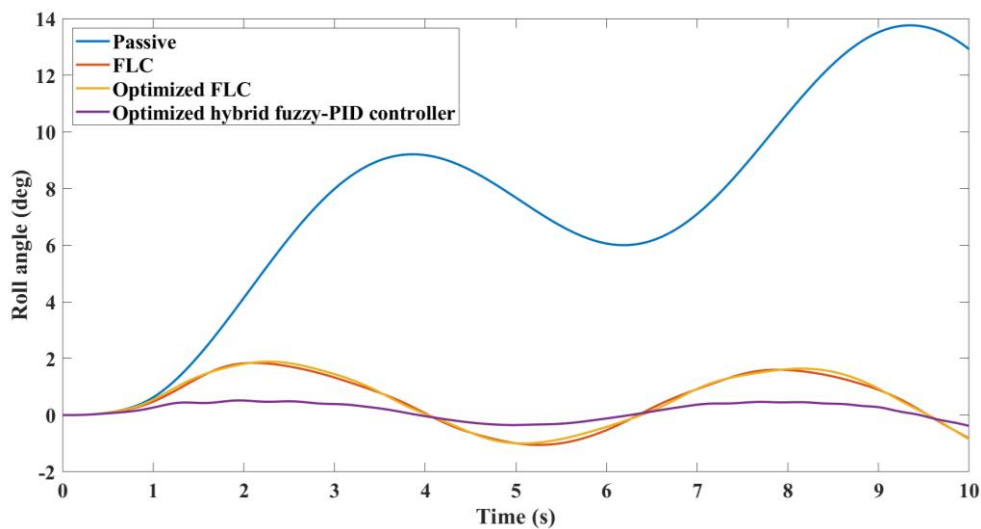
خودرو در جاده نامتقارن دیگری که در شکل (۴-۶) آورده شده است را نشان می دهد و قدرت این کنترل کننده را ارزیابی می کند و همین طور نشان می دهد که زاویه تاب خیلی از ناهمواری جاده تأثیر نمی گیرد.



شکل (۴-۶). نمودار تحریک تایر سمت راست و چپ

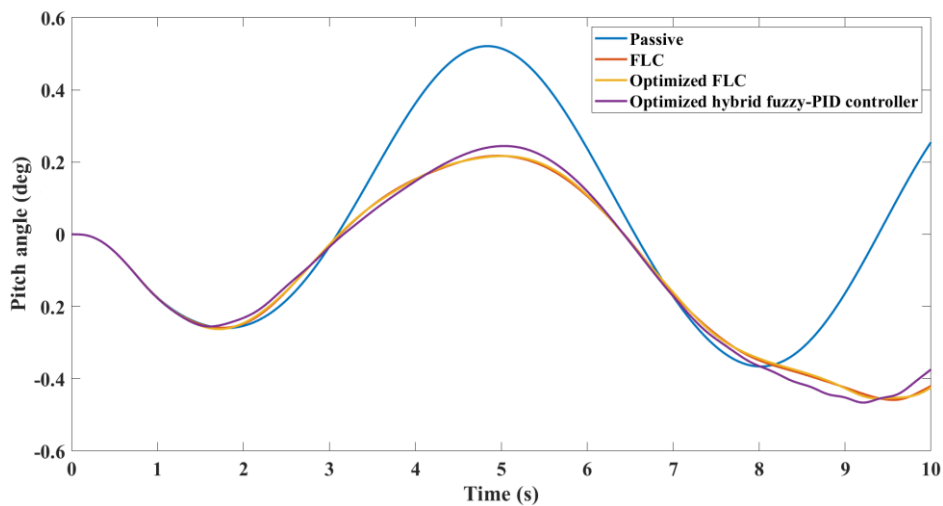
تایر سمت راست وارد یک جاده با فرکانس کمتر و تایر مقابل وارد یک جاده با فرکانس بیشتر می شود. با

مشاهده کردن خروجی زاویه غلت در شکل (۷-۴) می توان به قدرت کنترل کننده هیبریدی فازی و تناسبی-انتگرال گیر-مشتق گیر پی برد.



شکل (۷-۴). تفاوت زاویه غلت خودرو با کنترل کننده های متفاوت در تحریک نامتقارن جاده

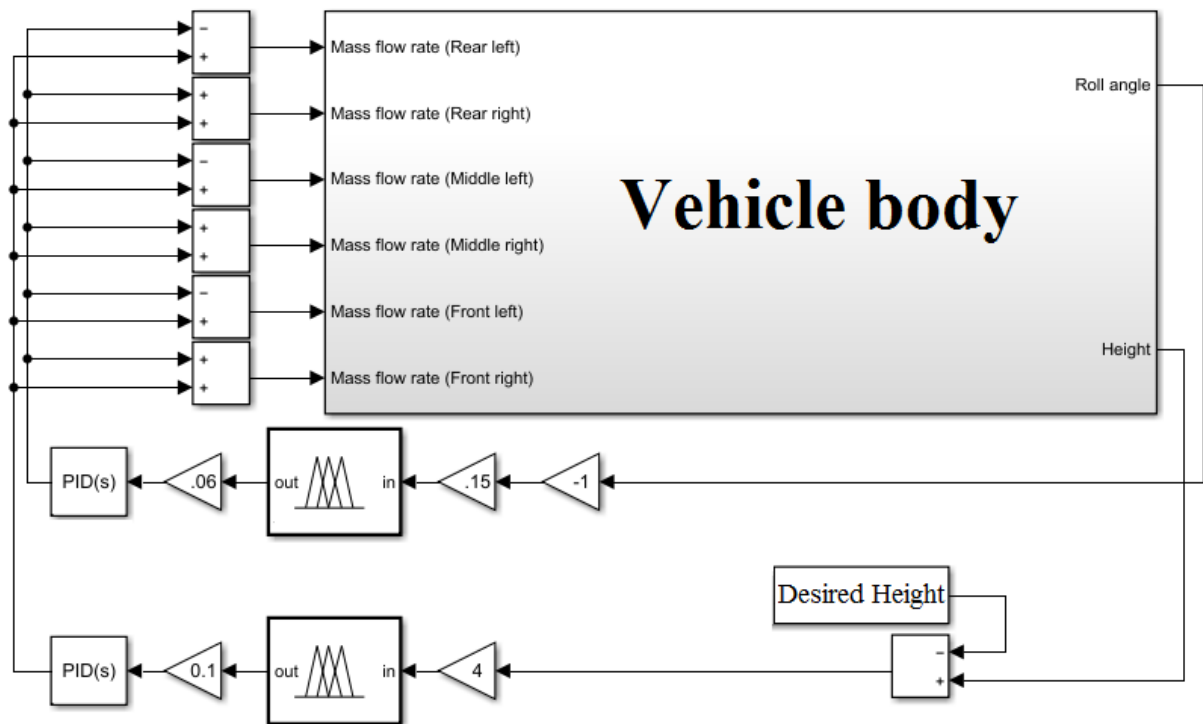
در شکل (۸-۴) زاویه تاب خودرو را در حالت سیستم تعلیق غیرفعال با کنترل کننده ها را نمایش می دهد و می توان استدلال کرد که کنترل زاویه تاب خیلی قابل ملاحظه نیست و لزومی ندارد.



شکل (۸-۴). زاویه تاب در حالت بدون کنترل و با کنترل کننده

۳-۴ - تنظیم ارتفاع و سطح خودرو به صورت همزمان

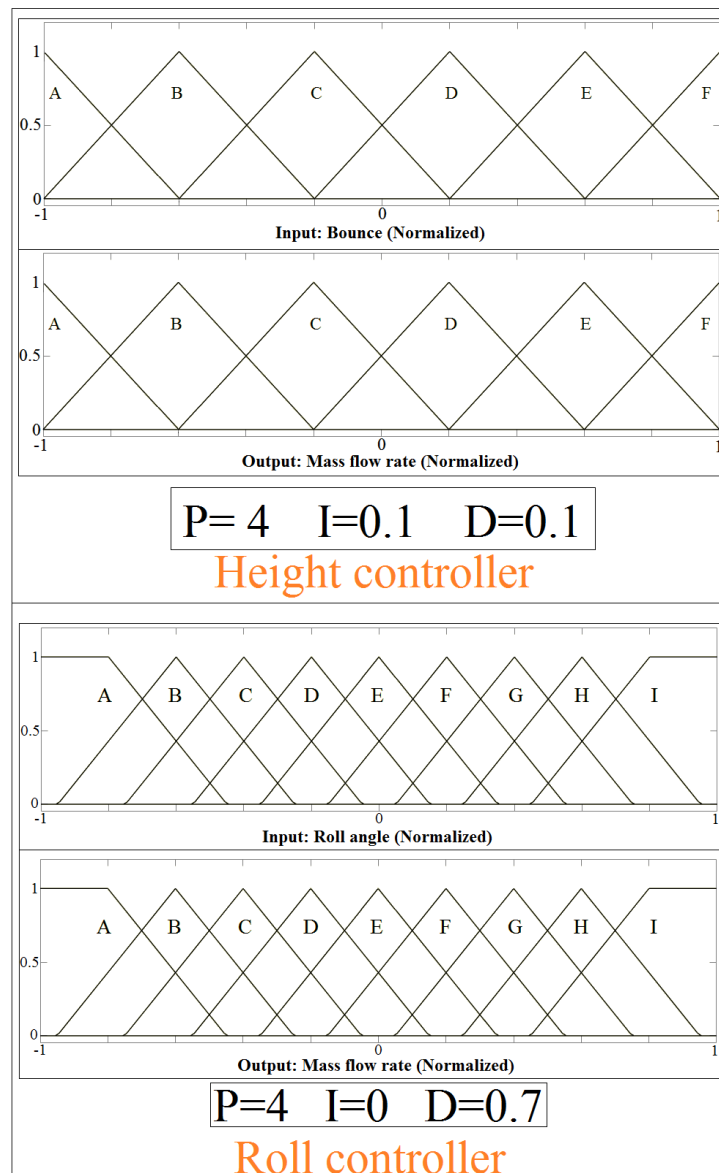
تنظیم ارتفاع بیشتر در ماشین های سنگین مانند اتوبوس ها استفاده می شود و اکنون در بعضی خودروهای لوکس که به سیستم تعلیق بادی مجهز شده اند دیده می شود. این تغییر ارتفاع یا به صورت اتوماتیک طبق وضعیت خودرو انجام می شود یا اینکه توسط راننده تنظیم می گردد. معمولاً تنظیم خودکار خودرو زمانی است که خودرو با سرعت بالا در حال رانندگی است و برای کاهش نیروی پسا و افزایش پایداری ارتفاع خودرو کاهش می یابد. تنظیم دستی خودرو موقعی است که راننده قصد ورود به جاده را دارد بنابراین برای این که کف خودرو به زمین برخورد نکند ارتفاع خودرو را زیاد می کند. تنظیم ارتفاع مربوط به فاصله مرکز جرم تا سطح زمین است. طبق شکل (۹-۴) کنترل کننده ای که تنظیم ارتفاع را برعهده دارد از نوع فازی می باشد و به سیستم کنترل غلت پیشین که فازی تناسبی-انتگرال گیر-مشتق گیر می باشد؛ اضافه می شود.



شکل (۹-۴). تلفیق کنترل کننده ارتفاع و زاویه غلت خودرو

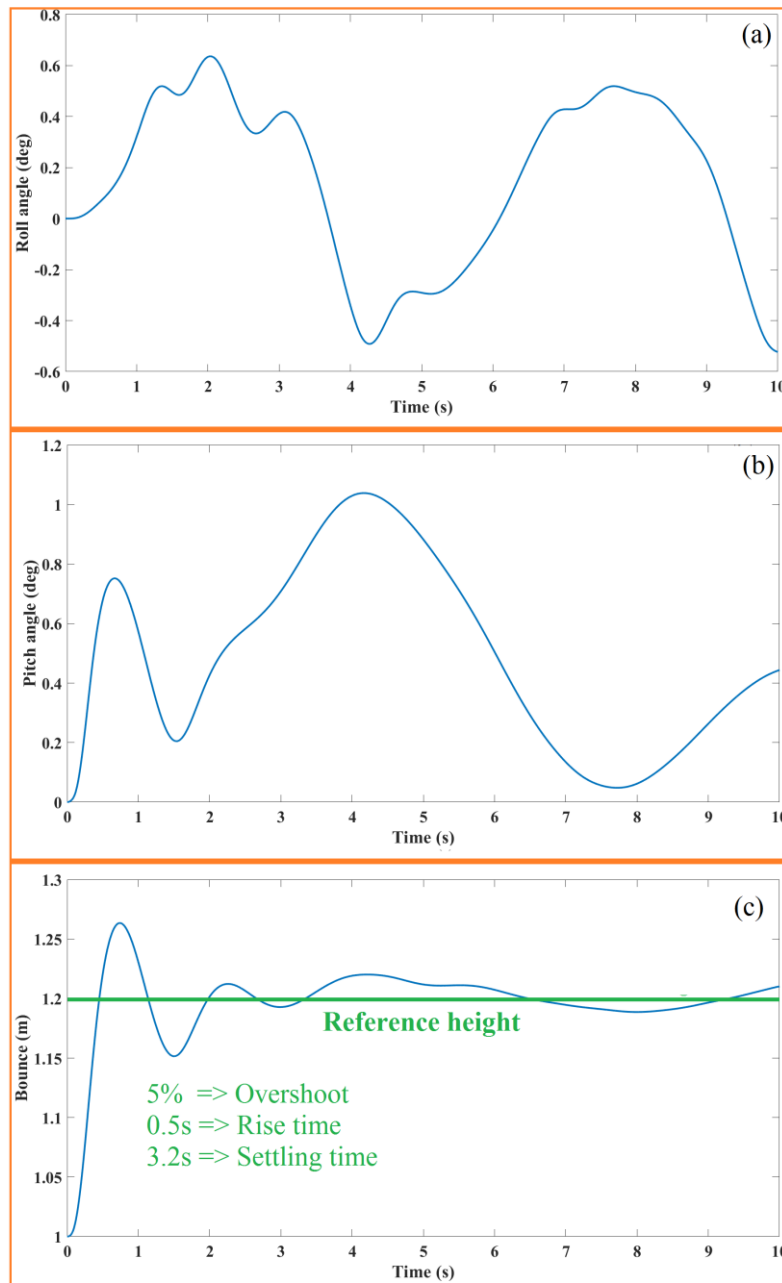
شکل (۱۰-۴) وضعیت توابع عضویت کنترل کننده فازی در بخش تنظیم ارتفاع و سطح را نمایش می دهد که بی بعد شده است و ضرایب کنترل کننده تناسبی-انتگرال گیر-مشتق گیر به ترتیب ۴، ۰/۱ و ۰/۱ می باشند که هر دو کنترل کننده از طریق سعی و خطا بدست آمده اند و هیچ گونه بهینه سازی برخلاف کنترل کننده سطح روی

آنها انجام نشده است.



شکل (۴-۱۰). شمای کلی کنترل کننده های ارتفاع و سطح

در شکل (۴-۱۰)، هر تابع عضویت با یک حرف لاتین نمایش داده شده است که متناسب با خروجی خود با همان حرف لاتین است. در این حالت خودرو از جاده ناهموار که در شکل (۴-۶) داده شده است؛ در حال عبور است. این خودرو قصد دارد که هنگام عبور از این جاده ارتفاع خود را ۲۰ سانتی متر افزایش دهد و در عین حال زاویه غلت از حدی بیشتر نشود. طبق شکل (۴-۱۱)، برای کامیون که طول آن بلند است، زاویه تاب نیازی به کنترل کردن ندارد.



شکل (۴-۱۱). رفتار دینامیکی خودرو در تنظیم ارتفاع و سطح به صورت همزمان

با توجه به شکل (۴-۱۱) می‌توان دید زاویه غلت کمتر از یک درجه است با وجود این که خودرو روی جاده ناهموار نامتقارن عبور می‌کند و همزمان خودرو بیست سانتی‌متر افزایش ارتفاع می‌دهد. همین‌طور که از شکل (۴-۹) مشهود است با این که هیچ کنترل کننده‌ای روی زاویه تاب نیست نگرانی از بابت آن وجود ندارد زیرا در خودروهای طویل زاویه تاب مقدار ناچیزی دارد.

۴-۵- تعلیق بادی با فنرهای متصل به یکدیگر و مخزن هوا

نوآوری این تحقیق مربوط به اضافه شدن سیستم اتصال داخلی فنرها به سیستم تنظیم ارتفاع و سطح خودرو است. جدول (۴-۲) مزایا و معایب هر کدام از سیستم تعلیق بادی از لحاظ اتصال بین اجزا را بیان می کند.

جدول (۴-۲). مزایا و معایب انواع سیستم تعلیق بادی از لحاظ اتصال بین اجزا

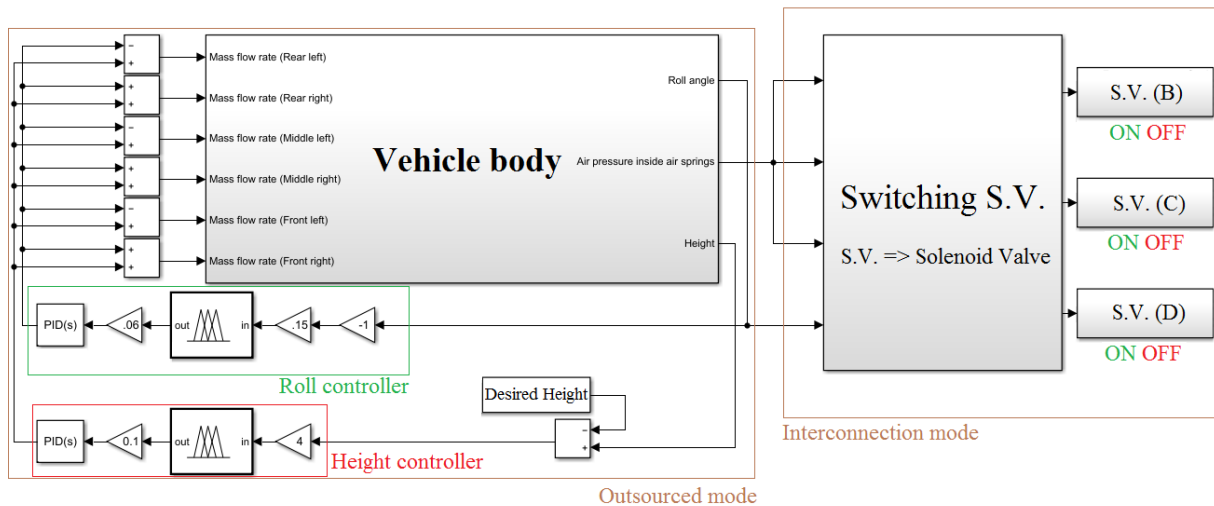
انواع تعلیق بادی از لحاظ اتصال بین اجزا		مزایا	معایب
دارا بودن مخزن هوا	اتصال بین فنرها		
✓		عملکرد مناسب دینامیکی	توان مصرفی زیاد
	✓	توان مصرفی بسیار کم	عملکرد نامناسب دینامیکی
✓	✓	عملکرد مناسب دینامیکی توان مصرفی متوسط	پیچیدگی کنترلی اجزای بیشتر

طبق جدول (۴-۲)، اگر سیستم تعلیق، دارای اتصال داخلی فنرها نباشد؛ برای هر بار شارژ شدن فنرها باید از مخزن هوا استفاده شود و این بدان معناست که کمپرسور باید برای شارژ کردن مخزن بیشتر در حال کار باشد و این سبب افزایش مصرف انرژی می شود.

در شرایطی که این سیستم فقط دارای اتصال داخلی باشد و هیچ گونه منبع خارجی وجود نداشته باشد، دیگر فنرها برای تأمین هوا باید بین یکدیگر به تبادل پردازند ولی طبق آن چه در بخش بعد گفته خواهد شد؛ این سیستم دارای محدودیتی خواهد بود و نمی توان از آن یک رفتار دینامیکی خیلی خوبی را انتظار داشت.

در سیستمی که تلفیق دو سیستم فوق باشد، به شرط برقراری یک سری قوانین، می توان هم رفتار دینامیکی مناسبی انتظار داشت و هم مصرف انرژی به طور چشم گیری کاهش پیدا کند ولی مسلماً پیچیدگی کنترلی بیش تر می شود و تعداد اجزای آن و عملگرها بیش تر می شود.

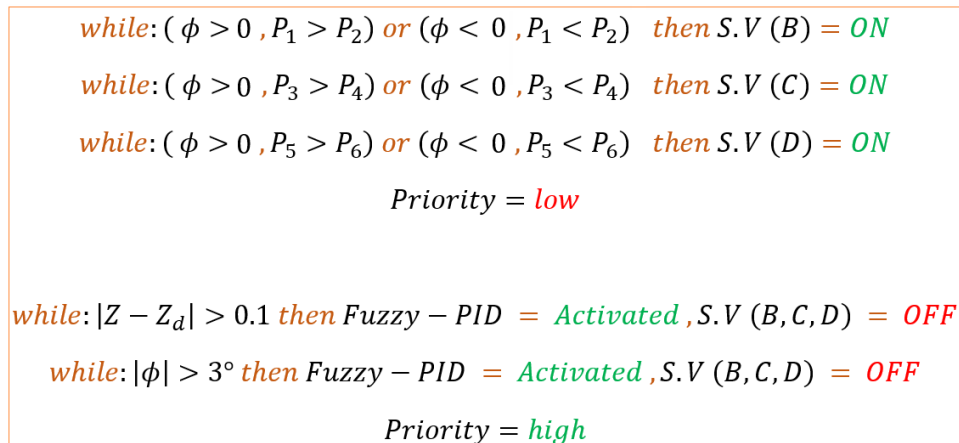
شکل (۴-۱۲) چیدمان کنترلی سیستم اتصال داخلی فنرها را نشان می دهد که به چیدمان شکل (۴-۹) که مربوط به تنظیم سطح و ارتفاع بود اضافه شده است.



شکل (۴-۱۲). چیدمان کنترلی سیستم تعلیق بادی اتصال داخلی فنرها با مخزن هوا

۴-۶- نظریه بازی‌ها در تعیین کاهش توان مصرفی و رفتار مناسب خودرو

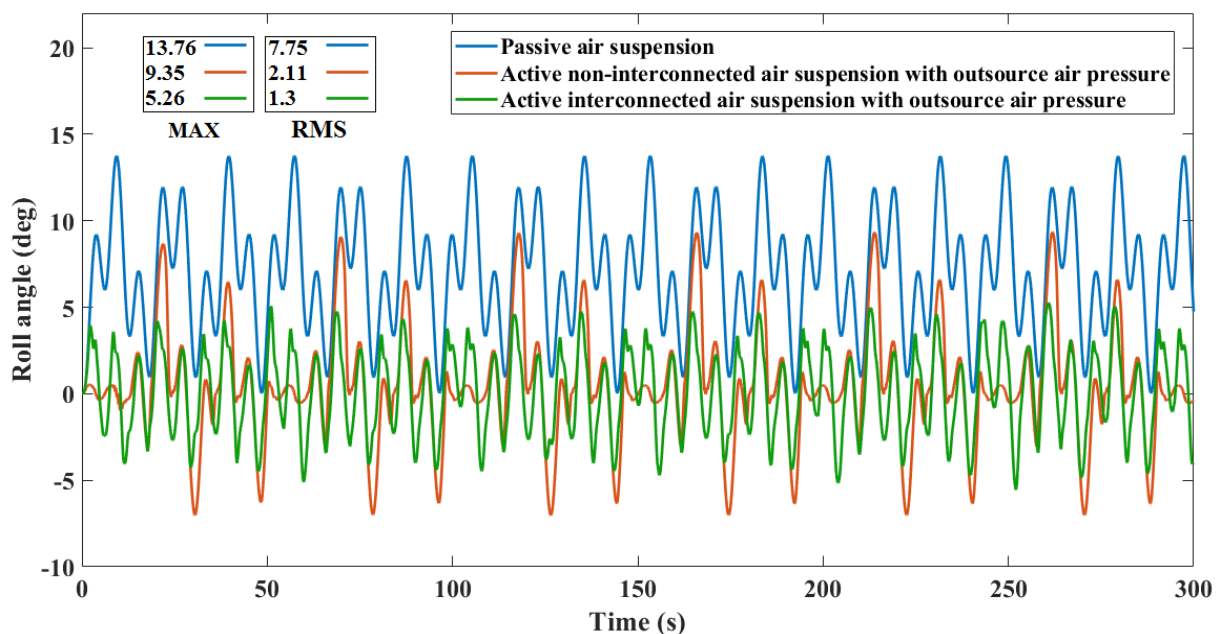
همان‌طور که در پاراگراف قبل گفته شد؛ یک چارچوب کنترلی بیان می‌شود و حکم می‌کند چه زمانی فنرها بین یک‌دیگر به تبادل گاز بپردازند و یا اینکه توسط مخزن هوا پر شوند. در شکل (۴-۱۳) قوانین کنترلی به خوبی بیان شده‌است.



شکل (۴-۱۳). استراتژی کنترلی انتخابی

در ابتدا، اگر زاویه غلت از یک حدی بیشتر شد و فشار هوای فنری که کمتر فشرده باشد، بیشتر از فنر مقابل خود باشد؛ شیر متصل بین این دو فنر باز می‌شود تا این‌که زاویه غلت خودرو کمتر شود. در بعضی از زمان‌ها این شرایط برقرار نمی‌شود و زاویه غلت از یک حد تعیین شده‌ای بیشتر می‌شود. در این صورت مخزن هوا به

فنرهای بادی متصل می شود و کنترل کننده های سطح و ارتفاع بنابه شرایطی که در شکل (۴-۱۲) آورده شده است به کار گرفته می شوند. در حالتی که مخزن هوا به فنرهای بادی متصل است؛ شیرهای بین فنرهای بادی غیرفعال می شوند. شیرهای میانی با دوره ۰/۱ ثانیه و با سطح مقطع ۰/۰۰۷ مترمربع و با سیکل وظیفه ۵۰ درصد باز و بسته می شود. شکل (۴-۱۴) به بررسی زاویه غلت در سه حالت سیستم غیرفعال، سیستم پیشین و سیستم تلفیقی می پردازد. این خودرو از روی جاده ای که ناهمواری آن در شکل (۴-۶) داده شده است؛ عبور می کند.



شکل (۴-۱۴). بررسی نمودار زاویه غلت خودرو در حالت های مختلف سیستم تعلیق

۴-۶- محاسبه کار کمپرسور

کمپرسور برای تأمین هوای داخل لوله ها مورد استفاده قرار می گیرد. کمپرسور می تواند مخزن هوا را پر کند. بنابراین اگر فشار مخزن از یک حد پایین تر بیاید؛ کمپرسور فشار هوا را به سمت حد بالایی می رساند. تنظیم حد بالا و پایین بسته به ابعاد مخزن، قدرت تحمل مخزن، وزن اتومبیل و غیره دارد. حد پایینی فشار مخزن باید از فشار داخل فنرها در حد کمینه، بیشتر باشد تا بتواند بعد از باز شدن شیر، وضعیت فنرها را کنترل کند و جریان از مخزن به سمت فنر باشد نه بلعکس، بر همین اساس حد بالا و پایین فشار در مخزن تعیین می گردد. مقایسه کار کمپرسور در دو وضعیت تلفیقی (ترکیب متصل به هم و وجود مخزن هوا) با سیستمی که فقط مخزن هوا وجود دارد و فنرها به هم هیچ ارتباطی ندارند انجام می شود. انتظار می رود که اتصال فنرها به

یکدیگر تا حد زیادی از خالی شدن مخزن هوا جلوگیری کند. در نتیجه نیاز کمتری برای شارژ کردن مخزن هوا است. رابطه (۴-۵) بیانگر مصرف کمپرسور است [۷۸] که به خواص هوای بیرون و مخزن بستگی دارد. محاسبه دمای هوای داخل مخزن در رابطه (۴-۶) داده شده است.

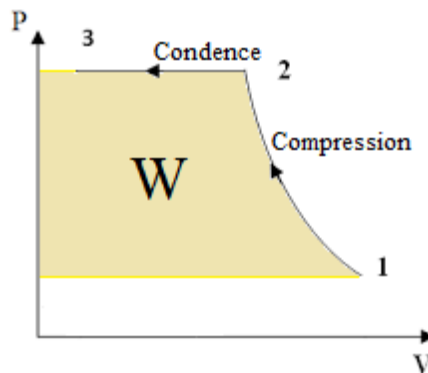
$$W = \frac{n}{n-1} qR(T_{Tank} - T_{air}) \quad (5-4)$$

$$T_{Tank} = T_{air} \left(\frac{P_{tank}}{P_{air}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (6-4)$$

که:

- W توان مصرفی کمپرسور
- T_{Tank} دمای هوای داخل مخزن هوا
- T_{air} دمای هوای آزاد
- P_{tank} فشار مطلق هوای داخل مخزن
- P_{air} فشار مطلق هوای آزاد

فرآیندی که در کمپرسور اتفاق می افتد، فرآیند آیزنتروپیک^۱ است. در این فرآیند آنتروپی ثابت در نظر گرفته می شود. نمودار فشار-حجم هوا از حالتی که در هوای آزاد هست تا موقعی که وارد مخزن هوا می شود و سپس خنک می شود تا به دمای محیط برسد را در شکل (۴-۱۵) می توان مشاهده کرد. مساحت رنگی میزان کار کمپرسور است.

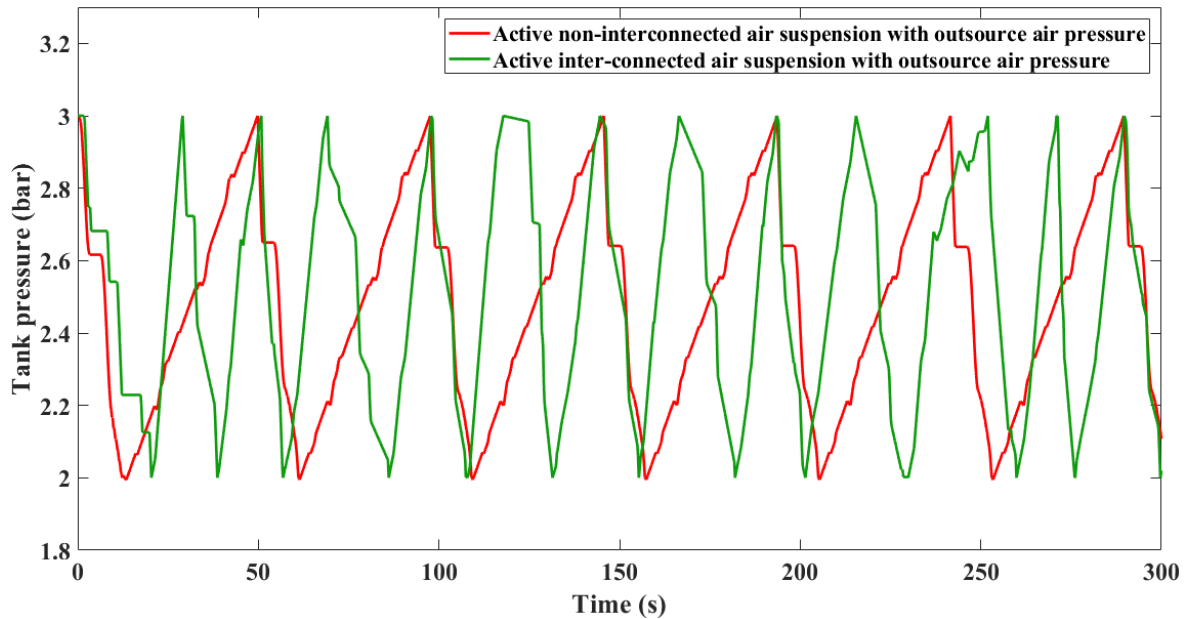


شکل (۴-۱۵). سیکل کاری کمپرسور

^۱ Isentropic

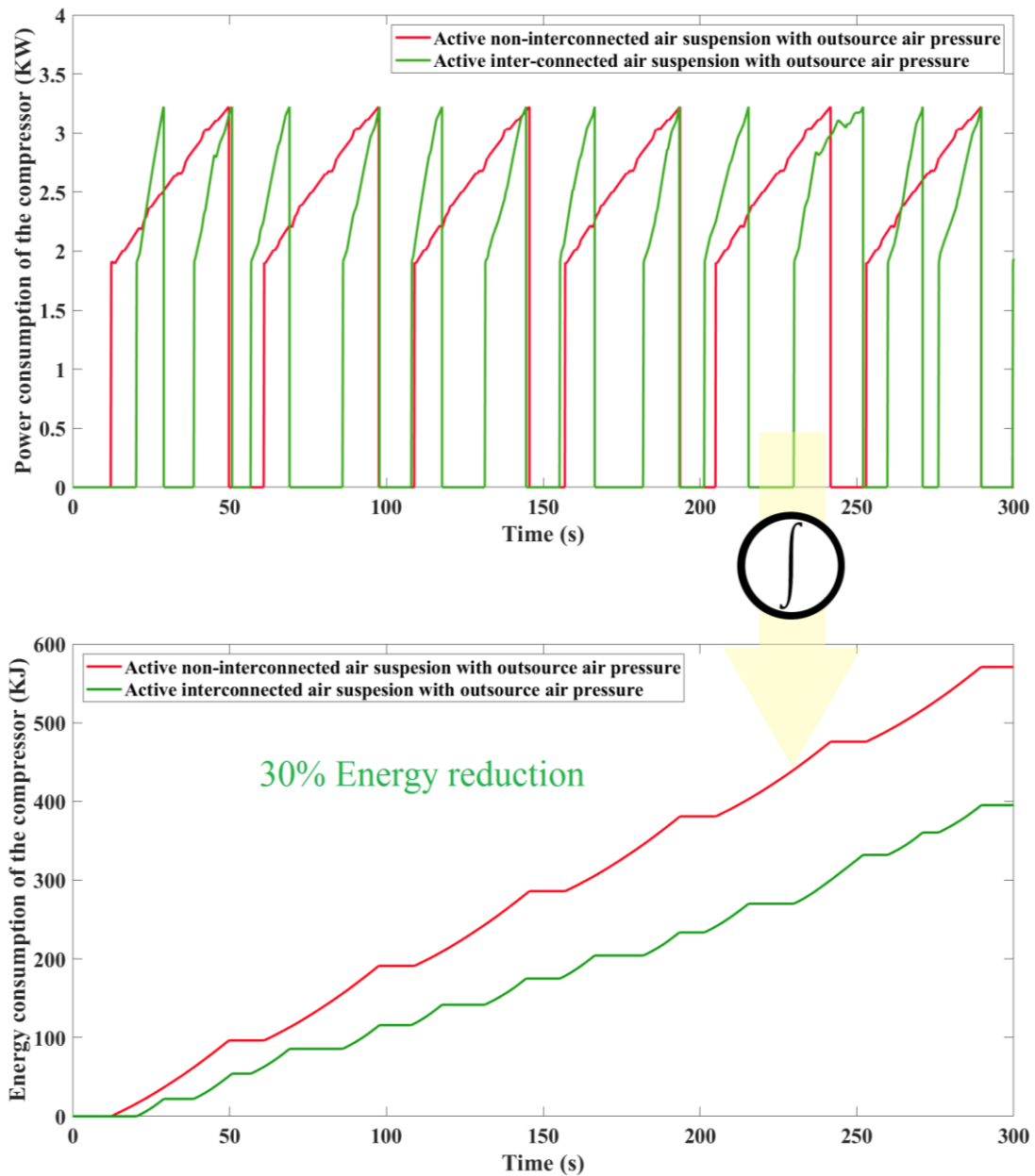
در ابتدا مکش انجام می شود و سپس توسط فرآیند آیزنتروپیک که آنتروپی ثابت است وارد تانک هوا می شود و سپس توسط فرآیند هم فشار دمای آن کاهش پیدا می کند. فشار ثانویه تانک متغیر است و توسط رابطه (۳-۱) محاسبه می شود که بستگی به دبی ورودی و خروجی گاز دارد.

شکل (۴-۱۶) میزان فشار مخزن است که در حالت پر در فشار سه بار قرار دارد و زمانی که به دو بار برسد کمپرسور فعال می شود و فشار را تا سه بار افزایش می دهد. سپس توان مصرفی کمپرسور در دو حالت تلفیقی و در حالت دارای منبع خارجی و بدون اتصال داخلی فنرها در عرض پنج دقیقه بررسی می شود.



شکل (۴-۱۶). تغییرات فشار در مخزن هوا در دو حالت مختلف سیستم تعلیق

با محاسبه زمان کارکرد کمپرسور در دو حالت و محاسبه توان کمپرسور نمودار شکل (۴-۱۷) بدست می آید که با انتگرال گیری از نمودار توان، کار مصرف شده محاسبه می شود.



شکل (۴-۱۷). مقایسه مصرف انرژی در دو حالت مختلف سیستم تعلیق

به علت تأخیر در سیستم مکانیکی فنرهای اتصال داخلی، این سیستم قادر نیست عملکرد مناسبی را هنگام ورودی ارتعاشات با فرکانس بالا را داشته باشد. این سیستم در پستی و بلندی‌های غالب جاده که نامتقارن هستند و فرکانس پایینی دارند به خوبی کارایی دارند.

۴-۷- بهینه سازی قوانین

قوانینی که در شکل (۴-۱۳) داده شد، به عنوان قوانین اولیه شناخته می شود؛ در این قسمت قوانین به گونه ای بهینه می شود که با حفظ عملکرد دینامیکی خودرو، مصرف کمپرسور هم کاهش یابد. شکل (۴-۱۸) پارامترهایی که بهینه می شوند را نمایش داده است.

$while: (\phi > |0|, P_1 > P_2) \text{ or } (\phi < -|0|, P_1 < P_2) \text{ then } S.V(B) = ON$
 $while: (\phi > |0|, P_3 > P_4) \text{ or } (\phi < -|0|, P_3 < P_4) \text{ then } S.V(C) = ON$
 $while: (\phi > |0|, P_5 > P_6) \text{ or } (\phi < -|0|, P_5 < P_6) \text{ then } S.V(D) = ON$
Priority = low

$while: |\phi| > 3 \text{ then } Fuzzy - PID = Activated, S.V(B, C, D) = OFF$
 $while: |Z - Z_d| > 0.1 \text{ then } Fuzzy - PID = Activated, S.V(B, C, D) = OFF$
Priority = high

Roll angle threshold in low priority (*1)
Roll angle threshold in high priority (*2)
Bounce threshold (*3)

شکل (۴-۱۸). بهینه سازی قوانین

سه پارامتر در اینجا بهینه می شود که با ستاره در شکل (۴-۱۸) نمایش داده شده است. اولین پارامتر مربوط به تعیین آستانه زاویه غلت برای ورود به حالت اتصال داخلی است که در ابتدا صفر درجه است. دومین پارامتر مربوط به تعیین آستانه زاویه غلت برای ورود به حالت منبع خارجی و خروج از حالت اتصال داخلی است که مقدار اولیه آن سه درجه است و سومین پارامتر مربوط به آستانه جهش خودرو برای ورود به حالت منبع خارجی و خروج از حالت اتصال داخلی است که در ابتدا ۱۰ سانتی متر است. جدول (۴-۳) پارامتر بهینه را بین تعدادی از گزینه های داده شده را پیدا می کند. بهینه سازی براساس آزمایش تمامی پارامترها در عرض ۵۰ ثانیه حرکت خودرو انجام شده است. بهینه سازی براساس تابع هزینه ای که در رابطه (۴-۷) داده شده است انجام گرفته است.

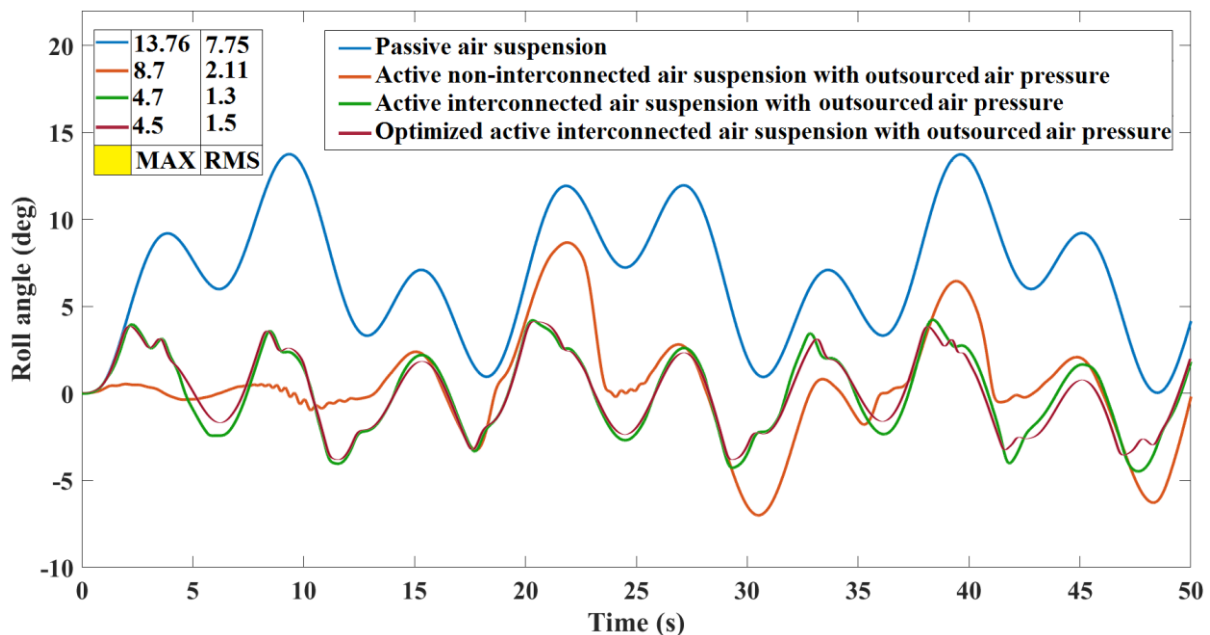
$$J = \frac{1}{\dots} \left(\int W dt \right) + \frac{1}{\dots} \text{rms}(|\phi|) + \frac{1}{\dots} \text{rms}(|Z - Z_d|) \quad (4-7)$$

این یک بهینه سازی چند هدفه است و ضرایب هر عامل براساس اهمیت و همین طور بی بعدسازی انجام گرفته است که به پارامترهای دینامیکی خودرو و مصرف انرژی بستگی دارد.

جدول (۴-۳). مقادیر بهینه پارامترها در نظریه بازی ها

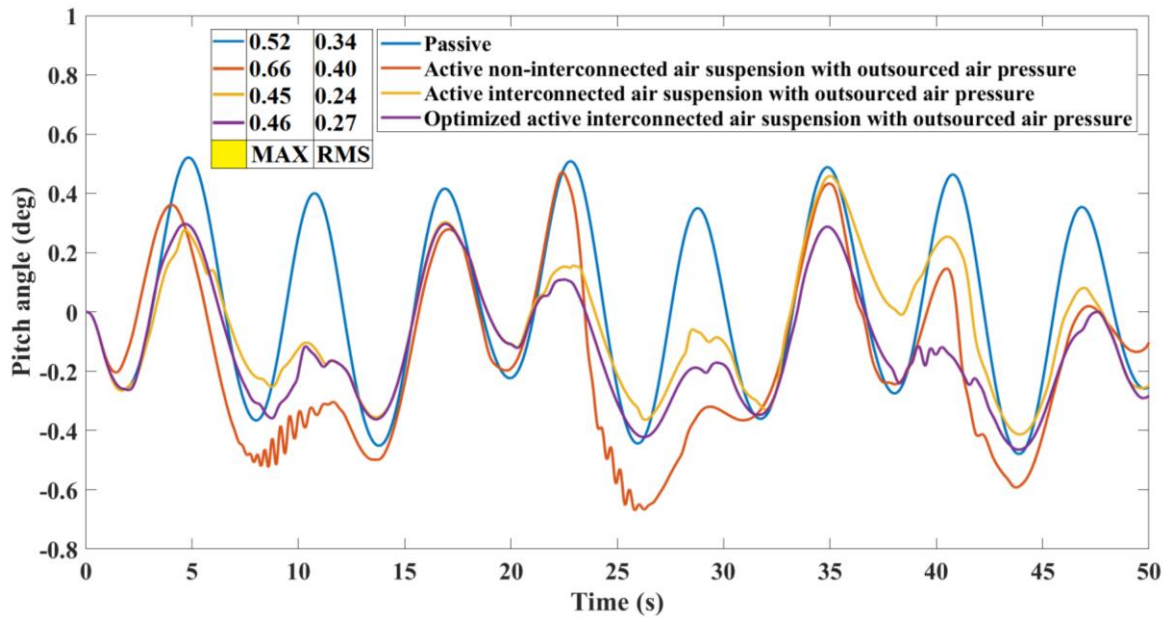
پارامترها	اعضای مجموعه	پارامتر بهینه
آستانه زاویه غلت برای ورود به حالت اتصال داخلی (درجه)	{۰،۱،۲}	۱
آستانه زاویه غلت برای ورود به حالت منبع خارجی (درجه)	{۲،۳،۴}	۳
آستانه جهش برای ورود به حالت منبع خارجی (متر)	{۰، ۰/۱، ۰/۲}	۰/۲

شکل (۴-۱۹) نتایج بهینه سازی را در ۵۰ ثانیه نمایش می دهد. به دلیل خالی شدن سریع مخزن، سیستم متصل به منبع خارجی بدون اتصال داخلی نمی تواند مؤثر واقع شود و بنابراین سیستم نوآورانه بهتر عمل می کند. هرچند هدف اصلی کاهش مصرف انرژی بود ولی می توان متوجه شد که عملکرد خودرو در زاویه غلت نیز بهبود اندکی داشته است. درصد بهبود هر مرحله در جدول (۴-۴) داده شده است.



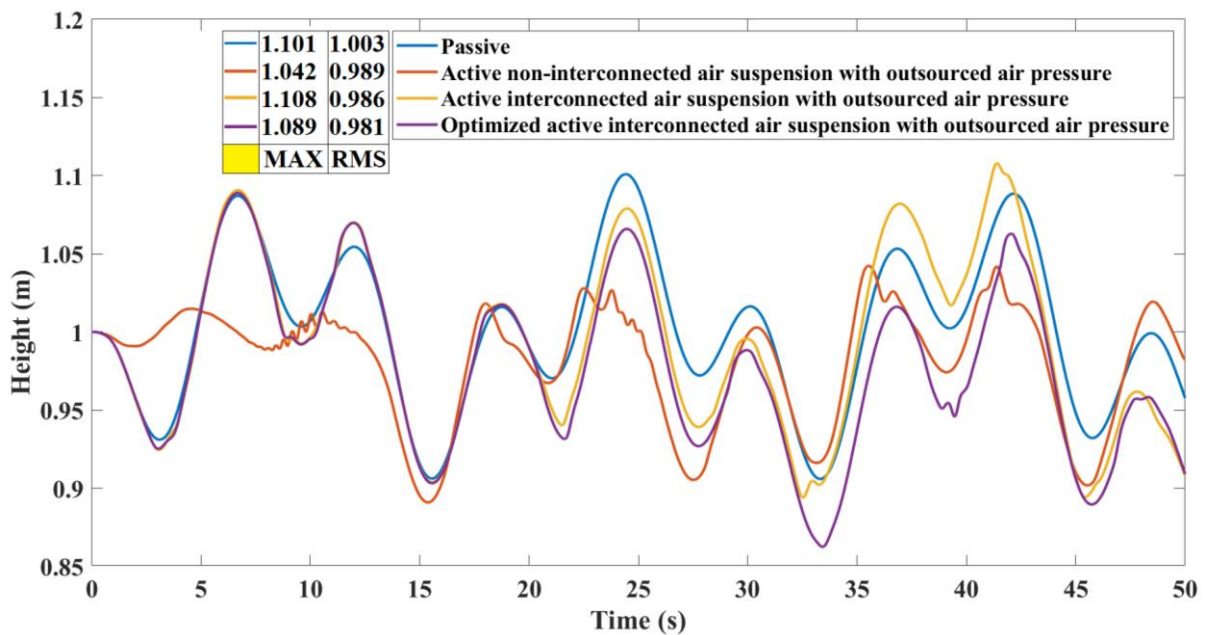
شکل (۴-۱۹). زاویه غلت مربوط به حالات مختلف سیستم تعلیق، قبل و بعد از بهینه سازی

در ادامه همان طور که در شکل (۴-۲۰) و (۴-۲۱) نمایش داده شده است؛ می توان متوجه شد که چه میزان بقیه پارامترهای دینامیکی بهبود می یابند.



شکل (۴-۲۰). زاویه تاب مربوط به حالات مختلف سیستم تعلیق، قبل و بعد از بهینه سازی

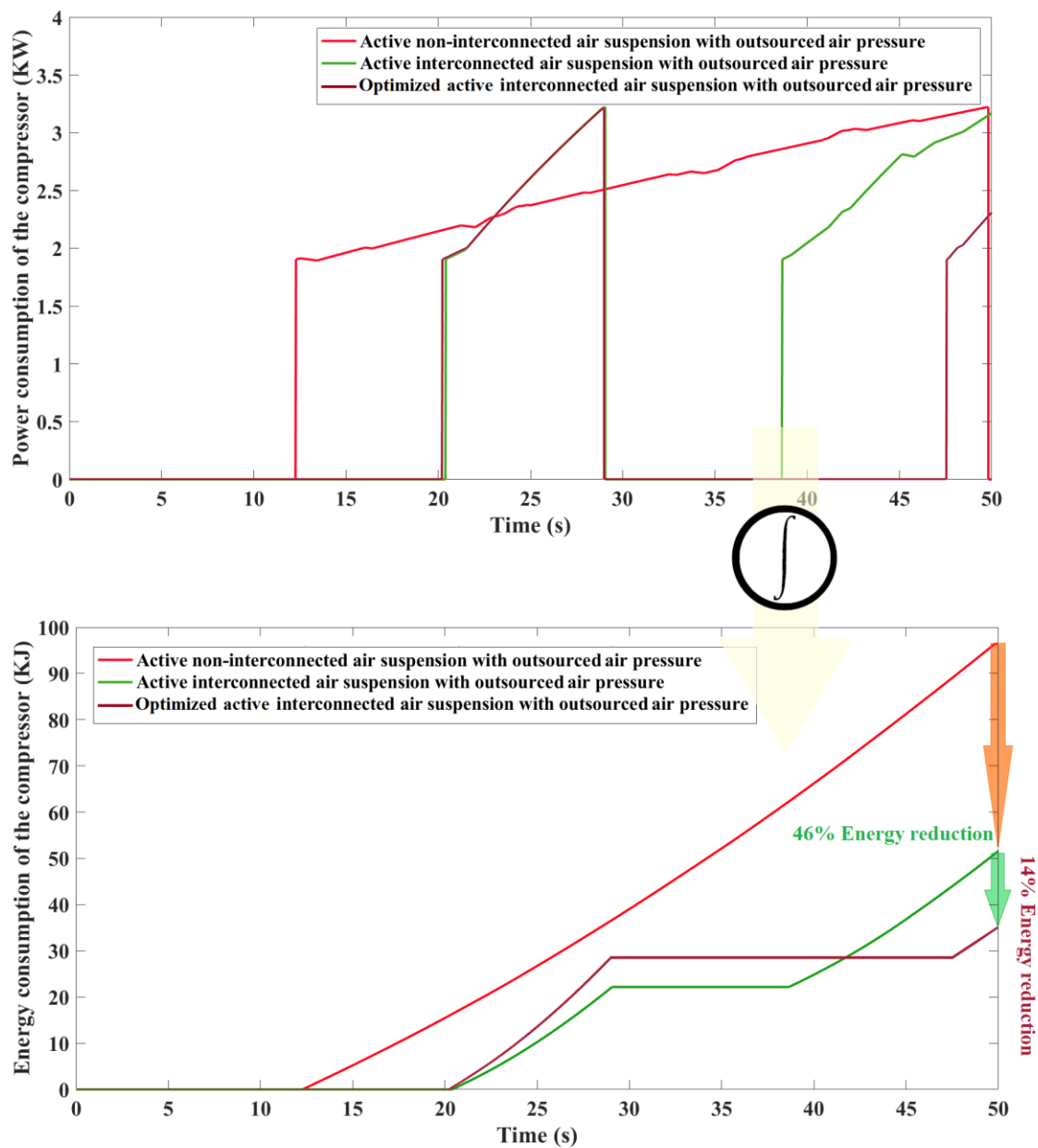
در زاویه تاب با وجود این که مقدار آن قابل ملاحظه نیست ولی یک روند کاهشی در مدل پیشنهادی دارد. این گرایش هم در میزان جهش خودرو نیز در شکل (۴-۲۱) قابل مشاهده است.



شکل (۴-۲۱). ارتفاع خودرو مربوط به حالات مختلف سیستم تعلیق، قبل و بعد از بهینه سازی

در ارتفاع نیز مانند قبل روند کاهشی را دارد. تا این جا رفتار دینامیکی مطرح بود که جزو اهداف ثانویه بود و

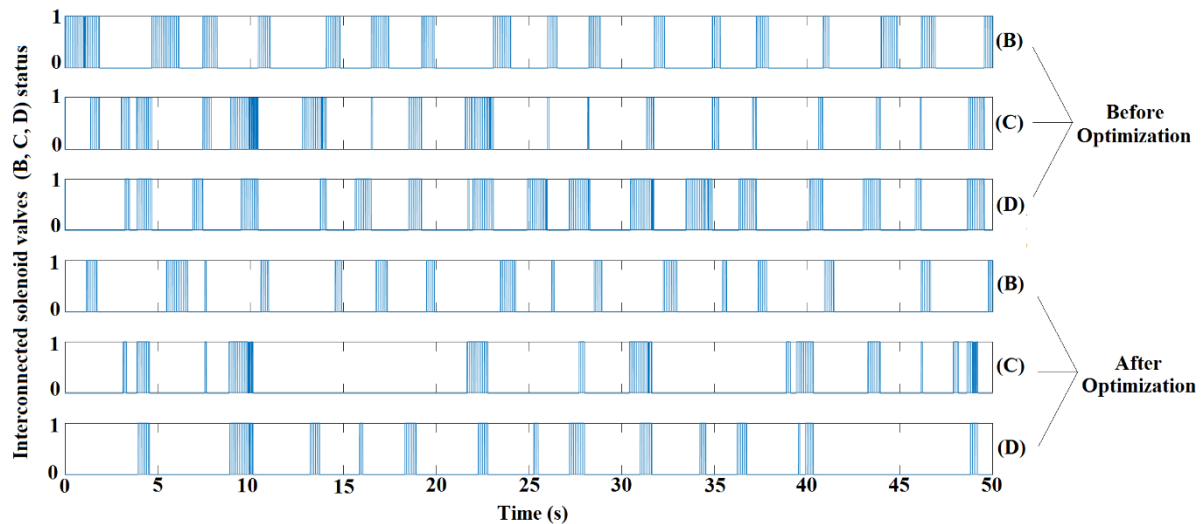
هدف اصلی مربوط به کاهش مصرف انرژی است. شکل (۴-۲۲) مصرف انرژی توسط کمپرسور را نشان می دهد که می توان فهمید که ۱۴ درصد مصرف انرژی در بهینه سازی بهبود یافته است.



شکل (۴-۲۲). انرژی مصرفی کمپرسور مربوط به حالات مختلف سیستم تعلیق، قبل و بعد از بهینه سازی

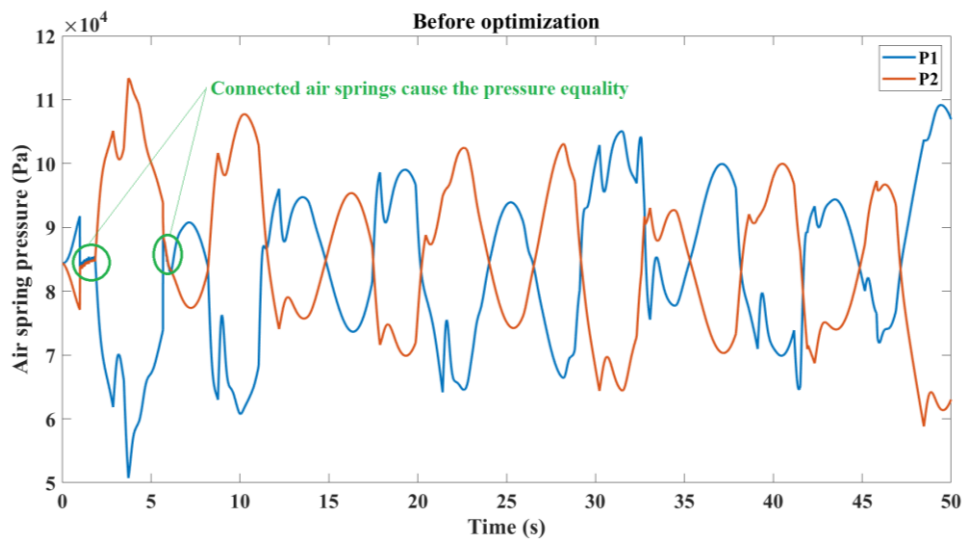
شکل (۴-۲۳) نیز وضعیت عملگرهای اتصال داخلی را نشان می دهد. لازم به ذکر است که این عملگرها در بازه ۰/۱ ثانیه و با سیکل وظیفه ثابت ۵۰٪ کار می کنند و وقتی سیستم روی حالت اتصال داخلی برود این عملگرها فعال می شوند.

تنظیم ارتفاع و سطح خودرو در حین ورود ارتعاشات غیرمستقر به چرخ ها با استفاده از تعلیق بادی با فنرهای بادی متصل به یکدیگر طراحی کنترل کننده و مقایسه آنها



شکل (۴-۲۳). وضعیت عملگرها مربوط به حالات مختلف سیستم تعلیق، قبل و بعد از بهینه سازی

برای اثبات برقراری برابری فشار در فنرهای متصل به یکدیگر شکل (۴-۲۴) نشان می دهد که چگونه بعد از برقراری اتصال بین فنرها فشار آن دو یکنواخت می شوند.



شکل (۴-۲۴). برقراری یکنواختی فشار در فنرهای محور جلو بعد از اتصال به یکدیگر

۴-۸- جمع بندی

با در نظر داشتن هدف یعنی تنظیم ارتفاع و سطح خودرو دو کنترل کننده تلفیقی فازی و تناسبی-انتگرال گیر- مشتق گیر طراحی گردید. در ابتدا براساس معیار پایداری برای کنترل زاویه غلت، کنترل کننده فازی بهینه شد و سپس با اضافه کردن کنترل کننده تناسبی-انتگرال گیر-مشتق گیر و بهینه سازی ضرایبش، طراحی کنترل کننده سطح خاتمه یافت. دقیقاً همین روند برای کنترل کننده ارتفاع اتفاق افتاد منتها در این جا بهینه سازی انجام نگرفت.

با اضافه شدن اتصال داخلی فنرها، این قابلیت اضافه شد که خودرو در هنگام عبور از جاده نامتقارن از طرفین، می تواند تا حدودی از مخزن هوا به عنوان منبع خارجی استفاده نکند و جریان هوا بین فنرها ایجاد شود و در نتیجه کنترل سطح را انجام دهد. هدف از این کار، صرفه جویی در مصرف هوای داخل مخزن و همین طور کاهش مصرف برق توسط کمپرسور برای شارژ کردن مجدد هوای داخل مخزن است. برای اثبات این ادعا یک قانونی طبق شکل (۴-۱۳) تعیین شد که سیستم بین حالت متصل به مخزن و اتصال داخلی تغییر وضعیت می دهد. سپس براساس این قانون خودرو مجدداً روی همان جاده به حرکت در می آید و مصرف انرژی و وضعیت دینامیکی خودرو که در این جا زاویه غلت مطرح است محاسبه می شود. این قوانین براساس نظریه بازی ها می باشد که استراتژی کاهش مصرف در عین داشتن رفتار دینامیکی مطلوب را پیاده می کند.

این قوانین آورده شده در شکل (۴-۱۳)، قوانین اولیه می باشند. یک بهینه سازی انجام می گیرد که در وهله اول مصرف انرژی کاهش یابد و در مرحله بعدی که اهمیت کمتری دارد عملکرد دینامیکی خودرو بهتر شود. نتیجه به این گونه است که بهینه سازی در برخی پارامترهای دینامیکی اثر مطلوبی گذاشته است ولی هدف اصلی آن کاهش مصرف انرژی بوده است که موفق بوده است. جدول (۴-۴) یک خلاصه ای بر درصد بهبود هر پارامتر انجام داده است. درصدهای به رنگ قرمز به معنی درصد پسرفت و سبز به معنی پیشرفت نسبت به حالت قبلی خود است. میزان داخل جدول براساس مقدار مؤثر^۱ است.

^۱ RMS

جدول (۴-۴). درصد بهبودی هر خروجی

حالت تعلیق نتایج	غیرفعال	منبع خارجی	تلفیق منبع خارجی با اتصال داخلی	تلفیق منبع خارجی با اتصال داخلی بهینه شده
زاویه غلت (درجه)	۷/۷۵	۲/۱۱ (%۷۲)	۱/۳ (%۳۹)	۱/۵ (%۱۵)
زاویه تاب (درجه)	۰/۳۴	۰/۴ (%۱۷)	۰/۲۴ (%۴۰)	۰/۲۷ (%۱۲)
ارتفاع (متر)	۱/۰۰۳	۰/۹۸۹ (%۲)	۰/۹۸۶ (%۱)	۰/۹۸۱ (%۱)
انرژی مصرفی (کیلوژول)	-	۹۶	۵۲ (%۴۶)	۳۵ (%۱۴)

فصل ۵

جمع‌بندی و پیشنهادها

۵-۱- خلاصه فعالیت‌ها

موضوع تحقیق مربوط به سیستم تعلیق بادی فعال است. این سیستم به صورت تلفیقی، یعنی اتصال داخلی فنرها با وجود منبع خارجی است. هدف از ارائه چنین سیستمی برای کاهش مصرف کمپرسور است. با وجود اتصال داخلی فنرها این سیستم می‌تواند تا حدودی جلوی ایجاد زاویه غلت هنگام عبور از ناهمواری‌های غیرممتقارن که به چرخ‌ها وارد می‌شود را بگیرد ولی نمی‌تواند رفتار خیلی مناسبی داشته باشد بنابراین با وجود منبع خارجی می‌توان رفتار دینامیکی خودرو را بهبود بخشید.

خودرو مورد نظر کامیون سه محور است که داده‌های آن را از یک مقاله [۴۱] گرفته شده است. فنربندی جلو در این مقاله از فنر برگی است. در ابتدا برای صحنه‌گذاری از فنر برگی استفاده شده است سپس برای کنترل‌پذیری بهتر با فنرهای بادی جایگزین می‌شود.

بعد از جایگزینی، خودرو داخل یک تست فرمان ثابت قرار می‌گیرد سپس در این آزمایش می‌بایست زاویه غلت به صفر میل کند. برای این کار، از کنترل‌کننده‌های متفاوتی از قبیل کنترل‌کننده تناسبی-انتگرال‌گیر-مشتق‌گیر و فازی و ترکیب هر دو استفاده می‌شود و پارامترهای آن با الگوریتم ژنتیک تنظیم می‌گردد. این کار مقدمه‌ای برای کنترل سطح است.

برای کنترل ارتفاع که میزان مطلوب آن توسط راننده انتخاب می‌شود، از تلفیق فازی و تناسبی-انتگرال‌گیر-مشتق‌گیر استفاده می‌شود. ابتدا تابع عضویت کنترل‌کننده فازی بهینه می‌شود. زمانی که کنترل‌کننده فازی در حال بهینه شدن است کنترل‌کننده تناسبی-انتگرال‌گیر-مشتق‌گیر وجود ندارد. سپس بعد از تعیین شدن وضعیت تابع عضویت یک کنترل‌کننده تناسبی-انتگرال‌گیر-مشتق‌گیر به آن اضافه می‌شود و مجدداً ضرایب کنترل‌کننده تناسبی-انتگرال‌گیر-مشتق‌گیر بهینه می‌شود.

در ادامه، تلفیق تنظیم ارتفاع به همراه تنظیم سطح با کنترل‌کننده مربوط به هر بخش انجام شده است و خودرو توانسته با حفظ زاویه غلت در حدود صفر درجه تنظیم ارتفاع هم انجام دهد. با این وجود که خودرو در حال حرکت از جاده ناهموار و ناممتقارن است؛ این اتفاق می‌افتد.

تابه حال هوای مورد نیاز، فقط از مخزن هوا تأمین می‌شده است. اکنون گامی فراتر گذاشته شده است و با اتصال داخلی فنرها با یکدیگر می‌توانند با یکدیگر به تبادل گاز بپردازند و کمتر از هوای داخل مخزن استفاده کنند. همان ناهمواری‌هایی که در پاراگراف قبل به آن اشاره شد؛ به خودرو در این حالت وارد می‌شود. سیستم اتصال داخلی فنر می‌تواند تا حدودی جلوی غلت زدن خودرو را بگیرد ولی برای دستیابی به رفتار

بهتر، می‌توان از هوای داخل مخزن بهره گرفت. بنابراین سیستم تلفیقی دو حالت اتصال داخلی با منبع خارجی ارائه می‌شود. در جاده‌هایی با درجه عدم تقارنی بالا، سیستم اتصال داخلی کم‌تر می‌تواند مؤثر باشد. به‌طور کلی هدف از سیستم تلفیقی، کاهش مصرف کمپرسور است. تابع مصرف کار کمپرسور داده شده است و کار کمپرسور در دو حالت تلفیقی و سیستم دارای منبع خارجی بدون اتصال داخلی فنرها محاسبه می‌شود. برای تغییر وضعیت بین این دو حالت، قوانینی وضع می‌شود که می‌تواند در عرض پنج دقیقه رانندگی تا ۳۰ درصد مصرف کمپرسور را کاهش دهد. با بهینه‌سازی این قوانین که دو جنبه مصرف انرژی و عملکرد خودرو را معیار قرار می‌گیرد نتیجه بهتری حاصل می‌شود. با حفظ تقریبی عملکرد دینامیکی خودرو، مصرف انرژی تا ۱۴ درصد در حالت بهینه‌شده در عرض ۵۰ ثانیه رانندگی کاهش می‌یابد.

۵-۲- دستاوردها

اولین نتیجه‌گیری مربوط به بدست‌آمدن زاویه غلت می‌باشد که برای صحت‌گذاری انجام شده است. با بررسی نتیجه، می‌توان فهمید مدل انجام شده در حدود پنج درصد خطا دارد و این میزان خطا مربوط به عدم وجود تمامی اطلاعات خودرو و وجود برخی ساده‌سازی‌ها می‌باشد. کاری که خارج از محدوده مطالعاتی در این پژوهش انجام گرفت تنظیم زاویه غلت برای ایجاد پایداری بود. بنابراین کاهش زاویه غلت که به‌طبع آن باعث کاهش ارتفاع مرکز جرم می‌شود به‌عنوان هدف تعیین شد. مدلی ارائه شد که میزان نیروهای عمودی وارده بر تاپر را براساس زاویه غلت و ارتفاع مرکز جرم محاسبه می‌کرد. صفر شدن یکی از نیروهای عمودی به منزله واژگونی نسبی خودرو است [۷۹]. برای تعیین ضرایب کنترل‌کننده و موقعیت توابع عضویت در کنترل‌کننده فازی در مانور فرمان ثابت بهینه می‌شود. همان‌طور که در شکل (۳-۴) آورده شده است؛ عملکرد انواع کنترل‌کننده‌ها از قبیل کنترل‌کننده تناسبی-انتگرال‌گیر-مشتق‌گیر و فازی و ترکیب هر دو نمایش داده شده است که در تست فرمان ثابت انجام شده است. عملکرد کنترل‌کننده هیبرید (تناسبی-انتگرال‌گیر-مشتق‌گیر و فازی) بهتر از کنترل‌کننده‌های مجزا از یکدیگر بود. از این نوع کنترل‌کننده برای مانور فیش‌هوک که مربوط به تست‌های پایداری است با سرعت ۶۰ کیلومتر بر ساعت انجام شده است. خودروی مذکور توانسته با این کنترل‌کننده از خطر واژگونی در این تست دور شود ولی در حالت غیرفعال و یا مابقی کنترل‌کننده‌ها باعث واژگونی خودرو می‌شود. همین کنترل‌کننده هیبرید برای کنترل کردن سطح خودرو انتخاب می‌شود. با این‌که این کنترل‌کننده در شرایط پایداری بهینه شده است ولی رفتار مشابهی با رفتار ارتعاشی خودرو هنگام عبور از ناهمواری‌ها را دارد.

ناهمواری‌هایی که در شکل (۴-۶) نشان داده شده است به خودرو وارد می‌شود و با توجه به شکل (۴-۷) می‌توان دید که عملکرد کنترل‌کننده‌ها از نظر مؤثر بودن دقیقاً مانند شرایط تست پایداری است. در حالت کلی تنظیم سطح و ارتفاع به صورت تلفیقی مورد بحث است. بنابراین ممکن است راننده بخواهد ارتفاع خودرو را تغییر دهد و درحالی‌که از ناهمواری‌های جاده می‌گذرد سطح خودرو نیز کنترل شود. بنابراین کنترل‌کننده فازی در ابتدا به نحوی تعیین می‌شود که نزدیک به زبان انسان است و به این معناست که اگر ارتفاع کم است فنرها پر شوند و اگر ارتفاع بیش‌تر از حالت مطلوب است؛ فنرها از باد خالی شوند. منتها به دلیل این‌که کنترل‌کننده فازی بی‌بعد شده است دو ضریب قبل و بعد آن وجود دارد که از طریق سعی و خطا مقداردهی شده‌اند. سپس با تلفیق کنترل‌کننده تناسبی-انتگرال‌گیر-مشتق‌گیر با کنترل‌کننده فازی به نتیجه‌ای که در شکل (۴-۱۱) آورده شده است؛ می‌رسد.

سه نوع سیستم کلی برای تعلیق در نظر گرفته شد. در ابتدا سیستمی که ارائه شد فقط دارای مخزن هوا بدون اتصال داخلی فنرها بود. در این سیستم اگر محدودیت تأمین هوا در نظر گرفته نمی‌شد؛ بسیار عملکرد مناسبی در کنترل سطح هنگام عبور از ناهمواری‌ها را داشت. اما به این دلیل که در واقعیت چنین نیست و باید مدام کمپرسور، هوای داخل مخزن را شارژ کند و این باعث افزایش مصرف برق کمپرسور می‌گردد. سیستم بعدی مربوط به اتصال داخلی فنرها بدون داشتن مخزن هوا است. در این سیستم وجود کمپرسور اهمیتی ندارد؛ زیرا که مخزنی وجود ندارد و از این رو مصرف برق کمپرسور صفر می‌شود ولی عملکرد این سیستم در بعضی زمان‌ها مختل می‌گردد. این سیستم فقط در شرایط خاص قابل استفاده است که به طرز مفصل گفته شد. از این رو با بهره‌گیری از یک منبع خارجی می‌تواند این ضعف را برطرف کند با وجود این‌که مصرف برق کمپرسور بیشتر از حالت قبل نشود. سیستم سوم مربوط به همین ادغام شدن دو سیستم قبل (مخزن هوا و اتصال داخلی فنرها) می‌باشد. شکل (۴-۱۷) برق مصرفی را در سیستم تلفیقی با سیستم فقط دارای مخزن هوا را نشان می‌دهد و با مقایسه رفتار خروجی در دو سیستم می‌توان از سیستم تلفیقی به عنوان یک سیستم منطقی و مورد قبول هم از جهت صرفه‌جویی و هم از جهت عملکرد یاد کرد.

۵-۳- نوآوری‌ها

در کارهای اخیر، پیچیده‌ترین مدل‌های دینامیکی مربوط به مدل صفحه‌ای با اجرام غیرمعلق بود و روابط سیالاتی در حالت آدیاباتیک قرار داشتند. از جهت کاربرد نیز تنظیم ارتفاع و کنترل سطح که سه پارامتر دینامیکی خودرو هستند؛ از قدیم مورد بحث بوده است ولی می‌توان با تکیه بر همین موضوعات پرکاربرد راه

کارهایی داد که کمتر مورد توجه قرار گرفته‌است. با وجود این که مطالعات اخیر، سیستم‌های تعلیق با اتصال داخلی فنرها و همین‌طور وجود مخزن هوا را به‌صورت جداگانه و موشکافانه مورد بحث قرار داده‌بود اما راهکاری برای تلفیق این دو اشاره نشده‌بود. نوآوری کار در این جا بود که از سیستم اتصال داخلی فنرها برای کاهش مصرف برق کمپرسور و همین‌طور مخزن هوا برای عملکرد بهتر دینامیکی استفاده شود و براساس نظریه بازی‌ها قوانینی پیاده‌شود تا این دو پارامتر صرفه‌جویی و عملکرد دینامیکی هر دو بهتر از حالت تکی یا مجزا از یکدیگر باشند.

۵-۴- پیشنهادها

از این رو که مطالعات متعددی در حوزه تنظیم ارتفاع و کنترل سطح با کنترل‌کننده‌های متفاوت انجام شده‌است؛ بنابراین پیدا کردن خلأ مطالعاتی در بخش کنترل‌کننده برای تنظیم سطح و ارتفاع کار دشواری است. چندین پیشنهاد به‌صورت جداگانه در هر پاراگراف مورد بحث قرار می‌گیرد.

اولین نکته مربوط به عملگرهای سیستم تعلیق بادی است. عملگرها نمی‌توانند مستقیماً دستور دبی جرمی را از طرف کنترل‌کننده‌ها بگیرند؛ بنابراین اگر از شیرهای سلونوئیدی استفاده می‌شود باید آن‌ها را فعال و غیرفعال کرد. نمونه‌ای کوچکی از این کار در بخش فنرهای متصل به هم انجام شد. اما وقتی که دبی هر لحظه تغییر می‌کند با داشتن خواص ترمودینامیکی گاز در دو نقطه پایین دست و بالای دست، می‌توان فرکانس باز و بست شدن شیرها را تعیین کرد. مطلب خاصی که در این زمینه بیان می‌شود بهینه‌سازی عملکرد شیرها است. این شیرها سه پارامتر دارند که می‌توان به سطح بازشونده، فرکانس باز و بست شدن و درصد سیکل وظیفه اشاره کرد.

پیشنهاد بعدی مربوط به ادامه دادن این تحقیق است، به‌گونه‌ای که قوانین بیان شده برای بکارگیری عملگرها و تغییر حالت سیستم تعلیق بین اتصال داخلی و اتصال به منبع خارجی، بهینه‌سازی صورت گیرد. با در نظر گرفتن یک تابع هزینه که به مصرف برق کمپرسور و رفتار دینامیکی خودرو وابسته است می‌توان قوانین جدیدی را بیان کرد. در بحث خودروهای سواری که طول آن‌ها کوچک است و زاویه تاب از اهمیت بیشتری برخوردار است، اتصال داخلی فنرها در طول خودرو می‌تواند کار کنترلی را منعطف‌تر بکند و قوانین بیشتری وضع شود.

شرایط گاز در مطالعات اخیر به‌صورت فرایند آدیاباتیک با در نظر گرفتن عدم اتلاف در لوله‌ها بود. کار پیشنهادی بعدی می‌تواند اختصاصاً حول همین عدم قطعیت‌ها و روابط ترمودینامیکی با دیدگاه میکروسکوپی

انجام شود. مواردی از قبیل اتلاف گرما از لوله‌ها و فنرها و افت فشار می‌تواند روی روابط ترمودینامیکی تأثیرگذار باشد.

پیشنهاد آخر یک کار تجربی مربوط به همین تحقیق است. امروزه مطالعاتی که در مجلات معتبر چاپ می‌شوند؛ غالباً همراه یک کار تجربی هستند که روی نتایج تئوری آن‌ها صحنه می‌گذارد. برای این تحقیق انجام شده که دارای نوآوری نیز می‌باشد کار تجربی صورت نگرفته، با این وجود می‌توان با پیاده‌سازی محیط آزمایشگاهی و دستگاه تست تعلیق، مشخصاً روی این موضوع تحقیقات آزمایشی انجام داد.

مراجع

- [۱] R. S. Sharp and D. A. Crolla, "Road vehicle suspension system design-a review," *Veh. Syst. Dyn.*, vol. ۱۶, no. ۳, pp. ۱۶۷-۱۹۲, ۱۹۸۷.
- [۲] D. A. Crolla, D. N. L. Horton, R. H. Pitcher, and J. A. Lines, "Active suspension control for an off-road vehicle," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D Transp. Eng.*, vol. ۲۰۱, no. ۱, pp. ۱-۱۰, ۱۹۸۷.
- [۳] J. D. Robson, "Road surface description and vehicle response," *Int. J. Veh. Des.*, vol. ۱, no. ۱, pp. ۲۵-۳۵, ۱۹۷۹.
- [۴] E. M. Elbeheiry, D. C. Karnopp, M. E. ElAraby, and A. M. Abdelraaouf, "Advanced ground vehicle suspension systems-a classified bibliography," *Veh. Syst. Dyn.*, vol. ۲۴, no. ۳, pp. ۲۳۱-۲۵۸, ۱۹۹۵.
- [۵] J. Dixon, *Tires, suspension and handling*. SAE, ۱۹۹۶.
- [۶] W. F. Milliken and D. L. Milliken, *Race car vehicle dynamics*, vol. ۴۰۰. Society of Automotive Engineers Warrendale, ۱۹۹۵.
- [۷] H. Habibi, K. H. Shirazi, and M. Shishesaz, "Roll steer minimization of McPherson-strut suspension system using genetic algorithm method," *Mech. Mach. Theory*, vol. ۴۳, no. ۱, pp. ۵۷-۶۷, ۲۰۰۸.
- [۸] R. Sancibrian, P. Garcia, F. Viadero, A. Fernandez, and A. De-Juan, "Kinematic design of double-wishbone suspension systems using a multiobjective optimisation approach," *Veh. Syst. Dyn.*, vol. ۴۸, no. ۷, pp. ۷۹۳-۸۱۳, ۲۰۱۰.
- [۹] H. Ikemoto, S. Buma, T. Aburaya, T. Yonekawa, T. Onuma, T. Watanabe, and T. Hamada, "Hydraulic active suspension system for a vehicle performing vehicle height feedback control." Google Patents, Nov-۱۹۹۲.
- [۱۰] S. F. Iombriller, "Development of Full Air Pneumatic Suspension Type for Commercial Vehicles," SAE Technical Paper, ۲۰۱۷.
- [۱۱] C. Cheng and S. A. Evangelou, "Series Active Variable Geometry Suspension Robust Control Based on Full-Vehicle Dynamics," *J. Dyn. Syst. Meas. Control*, vol. ۱۴۱, no. ۵, p. ۵۱۰۰۲, ۲۰۱۹.

- [۱۲] J. Y. Wong, *Theory of ground vehicles*. John Wiley & Sons, ۲۰۰۸.
- [۱۳] R. Pradel, “Air suspension system of a motor vehicle with air shocks or air spring with a compressed air container in the air suspension system.” Google Patents, ۲۷-May-۱۹۹۷.
- [۱۴] R. J. Collins, “Integral air suspension compressor and engine air pump.” Google Patents, ۰۵-Jul-۱۹۹۴.
- [۱۵] W. W. Paget, “Air compressor unit.” Google Patents, ۰۵-Jul-۱۹۳۸.
- [۱۶] H. Kim and H. Lee, “Height and leveling control of automotive air suspension system using sliding mode approach,” *IEEE Trans. Veh. Technol.*, vol. ۶۰, no. ۵, pp. ۲۰۲۷–۲۰۴۱, ۲۰۱۱.
- [۱۷] J. Xiao, B. T. Kulakowski, and M. Cao, “Active air-suspension design for transit buses,” *Int. J. Heavy Veh. Syst.*, vol. ۱۴, no. ۴, pp. ۴۲۱–۴۴۰, ۲۰۰۷.
- [۱۸] Z. Xie, P. K. Wong, J. Zhao, T. Xu, K. I. Wong, and H. C. Wong, “A noise-insensitive semi-active air suspension for heavy-duty vehicles with an integrated fuzzy-wheelbase preview control,” *Math. Probl. Eng.*, vol. ۲۰۱۳, ۲۰۱۳.
- [۱۹] J. F. Bertsch and K. H. Hansen, “Air suspension levelling system.” Google Patents, ۱۹-Aug-۱۹۵۸.
- [۲۰] J. E. Raidel, “Air spring suspension system with parallelogram stabilized axle and anti-roll control.” Google Patents, ۰۵-Jan-۱۹۸۲.
- [۲۱] K.-H. Schonfeld, H. Geiger, and K.-H. Hesse, “Electronically controlled air suspension (ECAS) for commercial vehicles,” SAE Technical Paper, ۱۹۹۱.
- [۲۲] م. م. طهرانی, “طراحی فیلترکالمن برای تعلیق بادی به منظور فراهم آوردن راحتی سرنشین ”*اولین همایش بین المللی قوای محرکه نوین (با محوریت خودروهای برقی)*, ۱۳۹۷.
- [۲۳] L. Q. Sun and Z. Cui, “Semi-active Lateral Interconnected Air Suspension Hierarchical control,” in *Advanced Materials Research*, ۲۰۱۴, vol. ۱۰۳۰, pp. ۱۵۳۷–۱۵۴۲.

- [۲۴] L. Sun, Y. Lin, G. Geng, Z. Li, and H. Jiang, "Research on Switching Interconnection Modes and Game Control of Interconnected Air Suspension," *Energies*, vol. ۱۲, no. ۱۷, p. ۳۲۱۸, ۲۰۱۹.
- [۲۵] M. Wang, S. Chen, and Y. Zhao, "Investigation on Vehicle Height Control Algorithm based on UKF Observer," pp. ۸۲۲–۸۲۷, ۲۰۱۶.
- [۲۶] H. Kim and H. Lee, "Height and Leveling Control of Automotive Air Suspension System Using Sliding Mode Approach," vol. ۶۰, no. ۵, pp. ۲۰۲۷–۲۰۴۱, ۲۰۱۱.
- [۲۷] A. J. Nieto, A. L. Morales, J. M. Chicharro, and P. Pintado, "An adaptive pneumatic suspension system for improving ride comfort and handling," *J. Vib. Control*, vol. ۲۲, no. ۶, pp. ۱۴۹۲–۱۵۰۳, ۲۰۱۶.
- [۲۸] H. W. Schaeffer and A. G. Kelkar, "Fully pneumatic semi-active vibration isolator design and analysis," in *ASME ۲۰۱۷ Dynamic Systems and Control Conference*, ۲۰۱۷, p. V۰۰۳T۳۲A۰۰۵-V۰۰۳T۳۲A۰۰۵.
- [۲۹] L. Bockewitz, "Suspension for smooth ride with good handling control of heavy load vehicles." Google Patents, ۱۲-Mar-۱۹۹۱.
- [۳۰] J. Xiao and B. T. Kulakowski, "Sliding mode control of active suspension for transit buses based on a novel air-spring model," in *Proceedings of the ۲۰۰۳ American Control Conference*, ۲۰۰۳, ۲۰۰۳, vol. ۵, pp. ۳۷۶۸–۳۷۷۳.
- [۳۱] D. R. Tener, "Overcoming the ride/handling compromise-a cockpit adjustable suspension system," SAE Technical Paper, ۲۰۰۴.
- [۳۲] Z. X. Li, L. Y. Ju, H. Jiang, and X. Xu, "Study on Torsion-eliminating Performance of Laterally Interconnected Air Suspension," in *Applied Mechanics and Materials*, ۲۰۱۴, vol. ۵۹۶, pp. ۱۷–۲۱.
- [۳۳] X. Sun, Y. Cai, L. Chen, Y. Liu, and S. Wang, "Vehicle height and posture control of the electronic air suspension system using the hybrid system approach," *Veh. Syst. Dyn.*, vol. ۵۴, no. ۳, pp. ۳۲۸–۳۵۲, ۲۰۱۶.
- [۳۴] H. Zhu, J. Yang, and Y. Zhang, "Modeling and optimization for pneumatically pitch- interconnected suspensions of a vehicle," *J. Sound Vib.*, vol. ۴۳۲, pp. ۲۹۰–۳۰۹, ۲۰۱۸.

- [۳۵] H. Jiang, K. Qian, L. Y. Ju, and Z. Cui, "Simulation and Experimental Study on Static and Dynamic Characteristics of Laterally Interconnected Air Suspension," in *Applied Mechanics and Materials*, ۲۰۱۴, vol. ۵۷۷, pp. ۲۷۳–۲۷۶.
- [۳۶] X. Q. Sun, Y. F. Cai, C. C. Yuan, S. H. Wang, and L. Chen, "Fuzzy Sliding Mode Control for the Vehicle Height and Leveling Adjustment System of an Electronic Air Suspension," *Chinese J. Mech. Eng.*, ۲۰۱۸.
- [۳۷] S.-S. Hung, C.-N. Hsu, C.-C. Hwang, and W.-J. Chen, "Based on Artificial Neural Network to Realize K-Parameter Analysis of Vehicle Air Spring System," in *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, ۲۰۱۷, vol. ۸۶, no. ۱, p. ۱۲۰۲۳.
- [۳۸] T. Huang, G. Chen, C. Zong, and T. Zhou, "Research on vehicle height adjustment control of electronically controlled air suspension," SAE Technical Paper, ۲۰۱۵.
- [۳۹] X. Sun, Y. Cai, C. Yuan, S. Wang, and L. Chen, "Vehicle height and leveling control of electronically controlled air suspension using mixed logical dynamical approach," *Sci. China Technol. Sci.*, vol. ۵۹, no. ۱۲, pp. ۱۸۱۴–۱۸۲۴, ۲۰۱۶.
- [۴۰] N. Amati, A. Tonoli, L. Castellazzi, and S. Ruzimov, "Design of electromechanical height adjustable suspension," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. ۲۳۲, no. ۹, pp. ۱۲۵۳–۱۲۶۹, ۲۰۱۸.
- [۴۱] Y. Chen, M. Ahmadian, and A. Peterson, "Pneumatically balanced heavy truck air suspensions for improved roll stability," SAE Technical Paper, ۲۰۱۵.
- [۴۲] C. Tang, L. He, and A. Khajepour, "Design and analysis of an integrated suspension tilting mechanism for narrow urban vehicles," *Mech. Mach. Theory*, vol. ۱۲۰, pp. ۲۲۵–۲۳۸, ۲۰۱۸.
- [۴۳] Y. Hou, Y. Chen, and M. Ahmadian, "A simulation-based study on the improvement of semi-truck roll stability in roundabouts," SAE Technical Paper, ۲۰۱۶.
- [۴۴] J. Zhao, P. K. Wong, X. Ma, and Z. Xie, "Design and analysis of an integrated sliding mode control–two-point wheelbase preview strategy for

- asemi-active air suspension with stepper motor-driven gas-filled adjustable shock absorber,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part I J. Syst. Control Eng.*, p. ۹۵۹۶۵۱۸۱۸۷۷۸۲۱۷, ۲۰۱۸.
- [۴۵] Z. Gao, S. Chen, Y. Zhao, and J. Nan, “Height Adjustment of Vehicles Based on a Static Equilibrium Position State Observation Algorithm,” *Energies*, vol. ۱۱, no. ۲, p. ۴۵۵, ۲۰۱۸.
- [۴۶] X. Sun, Y. Cai, S. Wang, Y. Liu, and L. Chen, “A hybrid approach to modeling and control of vehicle height for electronically controlled air suspension,” *Chinese J. Mech. Eng.*, vol. ۲۹, no. ۱, pp. ۱۵۲–۱۶۲, ۲۰۱۶.
- [۴۷] J. B. Stewart and E. H. Law, “Investigation of rollover, lateral handling, and obstacle avoidance maneuvers of tactical vehicles,” in *SAE Technical Papers*, ۲۰۰۶.
- [۴۸] Z. Li, J. Huang, H. Jiang, and H. Xue, “Game Control of Multi-agent Damper System for Laterally Interconnected Air Suspension,” vol. ۲۱, no. ۲, pp. ۲۴۱–۲۵۲, ۲۰۱۸.
- [۴۹] N. Zhang, Y. Li, X. Lu, and R. Kong, “Double closed—Loop control of high—Regulation of electronically controlled air suspension,” in *۲۰۱۷ ۳۶th Chinese Control Conference (CCC)*, ۲۰۱۷, pp. ۹۳۷۹–۹۳۸۳.
- [۵۰] M. Ataei, A. Khajepour, and S. Jeon, “A general rollover index for tripped and un-tripped rollovers on flat and sloped roads,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. ۲۳۳, no. ۲, pp. ۳۰۴–۳۱۶, ۲۰۱۹.
- [۵۱] H. Ding, A. Khajepour, and Y. Huang, “A novel tripped rollover prevention system for commercial trucks with air suspensions at low speeds,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. ۲۳۲, no. ۱۱, pp. ۱۵۱۶–۱۵۲۷, ۲۰۱۸.
- [۵۲] H. Kim and H. Lee, “Fault-tolerant control algorithm for a four-corner closed-loop air suspension system,” *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. ۵۸, no. ۱۰, pp. ۴۸۶۶–۴۸۷۹, ۲۰۱۱.
- [۵۳] H. Kim and H. Lee, “Model-based fault-tolerant control for an automotive air suspension control system,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. ۲۲۵, no. ۱۱, pp. ۱۴۶۲–۱۴۸۰, ۲۰۱۱.

- [۵۴] J. Marzbanrad, G. Ahmadi, Y. Hojjat, and H. Zohoor, "Optimal active control of vehicle suspension system including time delay and preview for rough roads," *Modal Anal.*, vol. ۸, no. ۷, pp. ۹۶۷–۹۹۱, ۲۰۰۲.
- [۵۵] M. Boreiry, S. Ebrahimi-Nejad, and J. Marzbanrad, "Sensitivity analysis of chaotic vibrations of a full vehicle model with magnetorheological damper," *Chaos, Solitons & Fractals*, vol. ۱۲۷, pp. ۴۲۸–۴۴۲, ۲۰۱۹.
- [۵۶] X. Ma, P. K. Wong, J. Zhao, J. H. Zhong, H. Ying, and X. Xu, "Design and Testing of a Nonlinear Model Predictive Controller for Ride Height Control of Automotive Semi-Active Air Suspension Systems," *IEEE Access*, vol. ۶, pp. ۶۳۷۷۷–۶۳۷۹۳, ۲۰۱۸.
- [۵۷] J. J. d’Azzo and C. D. Houpis, *Linear control system analysis and design: conventional and modern*. McGraw-Hill Higher Education, ۱۹۹۵.
- [۵۸] C. H. Houpis, S. N. Sheldon, and J. J. D’Azzo, *Linear Control System Analysis and Design: Revised and Expanded*. Crc Press, ۲۰۰۳.
- [۵۹] J. Zhao, P. K. Wong, Z. Xie, C. Wei, F. He, and A. A. S. Modeling, "Integrated Variable Speed-Fuzzy PWM Control for Ride Height Adjustment of Active Air Suspension Systems," pp. ۵۷۰۰–۵۷۰۵, ۲۰۱۵.
- [۶۰] N. Ye, S. Scavarda, M. Betemps, and A. Jutard, "Models of a pneumatic PWM solenoid valve for engineering applications," ۱۹۹۲.
- [۶۱] M. Taghizadeh, A. Ghaffari, and F. Najafi, "Modeling and identification of a solenoid valve for PWM control applications," *Comptes Rendus Mec.*, vol. ۳۳۷, no. ۳, pp. ۱۳۱–۱۴۰, ۲۰۰۹.
- [۶۲] F. Ahmad, K. Hudha, F. Imaduddin, and H. Jamaluddin, "Modelling, validation and adaptive PID control with pitch moment rejection of active suspension system for reducing unwanted vehicle motion in longitudinal direction," *Int. J. Veh. Syst. Model. Test.*, vol. ۵, no. ۴, pp. ۳۱۲–۳۴۶, ۲۰۱۰.
- [۶۳] M. P. Nagarkar, Y. J. Bhalerao, G. J. V. Patil, and R. N. Z. Patil, "Multi-Objective Optimization of Nonlinear Quarter Car Suspension System–PID and LQR Control," *Procedia Manuf.*, vol. ۲۰, pp. ۴۲۰–۴۲۷, ۲۰۱۸.
- [۶۴] N. Hussain, V. Jaikumar, and M. Abraham, "Improving the performance of buck converter PID controller using genetic algorithm," in *SAE*

- Technical Papers*, ۲۰۱۳.
- [۶۵] G. P. S and M. M. K, “A Contemporary Adaptive Air Suspension using LQR Control for Passenger Vehicles,” *ISA Trans.*, ۲۰۱۹.
- [۶۶] G. Zepeng, N. Jinrui, L. Lian, and X. Xiaolin, “Research on air suspension control system based on fuzzy control,” *Energy Procedia*, vol. ۱۰۵, pp. ۲۶۵۳–۲۶۵۹, ۲۰۱۷.
- [۶۷] X. Sun, Y. Cai, S. Wang, Y. Liu, and L. Chen, “Design of a hybrid model predictive controller for the vehicle height adjustment system of an electronic air suspension,” ۲۰۱۵.
- [۶۸] W. Sun, Z. Zhao, and H. Gao, “Saturated adaptive robust control for active suspension systems,” *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. ۶۰, no. ۹, pp. ۳۸۸۹–۳۸۹۶, ۲۰۱۳.
- [۶۹] F. Yu, J. W. Zhang, and D. A. Crolla, “A study of a Kalman filter active vehicle suspension system using correlation of front and rear wheel road inputs,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. ۲۱۴, no. ۵, pp. ۴۹۳–۵۰۲, ۲۰۰۰.
- [۷۰] N. N. Krasovskii and A. I. Subbotin, *Game-Theoretical Control Problems (Springer Series In Soviet Mathematics)*. Springer, New York Berlin, ۱۹۸۸.
- [۷۱] P. Karimi Eskandary, A. Khajepour, A. Wong, and M. Ansari, “Analysis and optimization of air suspension system with independent height and stiffness tuning,” *Int. J. Automot. Technol.*, ۲۰۱۶.
- [۷۲] Y. I. Ryu, D. O. Kang, S. J. Heo, and J. H. In, “Rollover mitigation for a heavy commercial vehicle,” *Int. J. Automot. Technol.*, vol. ۱۱, no. ۲, pp. ۲۸۳–۲۸۷, ۲۰۱۰.
- [۷۳] X. Ma, P. A. K. K. I. N. Wong, J. Zhao, H. Ying, and X. Xu, “Design and Testing of a Nonlinear Model Predictive Controller for Ride Height Control of Automotive Semi-Active Air Suspension Systems,” *IEEE Access*, vol. ۶, pp. ۶۳۷۷۷–۶۳۷۹۳, ۲۰۱۸.
- [۷۴] B. R. Munson, T. H. Okiishi, W. W. Huebsch, and A. P. Rothmayer, *Fluid mechanics*. Wiley Singapore, ۲۰۱۳.

- [۷۵] D. J. M. Sampson, "Active roll control of articulated heavy vehicles." University of Cambridge Cambridge, UK, ۲۰۰۰.
- [۷۶] D. J. M. Sampson and D. Cebon, "Achievable roll stability of heavy road vehicles," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. ۲۱۷, no. ۴, pp. ۲۶۹–۲۸۷, ۲۰۰۳.
- [۷۷] J. G. Ziegler and N. B. Nichols, "Optimum settings for automatic controllers," *trans. ASME*, vol. ۶۴, no. ۱۱, ۱۹۴۲.
- [۷۸] T. D. Gillespie, *Fundamentals of vehicle dynamics*, vol. ۴۰۰. Society of automotive engineers Warrendale, PA, ۱۹۹۲.
- [۷۹] P. J. Liu, S. Rakheja, and A. K. W. Ahmed, "Detection of dynamic roll instability of heavy vehicles for open-loop rollover control," SAE Technical Paper, ۱۹۹۷.

Abstract:

Leveling and height adjustment is considered as the duty of active air suspension system during road vibration is exciting the vehicle. A three-axle heavy truck is under study that is exposed to asymmetric vibration. By designing and optimizing leveling and height controller, the dynamical performance of the truck will improve progressively. The innovation is used in this study was equipping the suspension system with interconnection pipes to connect air springs. Because of this connection between air springs, it reduces compressor energy consumption due to not using the air inside the tank. This system conserves reservoir air and the high air pressure is provided from another air spring. The interconnection system does not work properly in some specific circumstances so a compressor is required to engage the system to cause the best performance meanwhile the energy reduction is considered as a target. Using game theory can set some rules to compromise between energy usage and dynamical performance. These rules could decide how the solenoid valves switch on/off or how the air springs get connected to have both sides the compressor energy consumption and truck dynamical behavior. These rules are optimized to achieve better dynamical performance and energy usage in comparison with unoptimized case. The results declare 16% improvements in using novel recommended configuration and 14% improvements in using optimized game rules, However, there is a improvement trend in dynamical performances.

Keywords:

Air suspension system, Interconnected air suspension system, Height control, Leveling control, Game theory, Genetic algorithm



**Iran University of Science and Technology
School of Automotive Engineering**

**Height and leveling control of automotive
interconnected air suspension system while applying
asymmetric vibrations to the wheels**

**A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirement for the
Degree of Master of Science in Automotive Engineering**

**By:
Hossein Nazemian**

**Supervisor:
Dr. Masoud Masih-Tehrani**

December ۲۰۱۹