ISSN: 2476-6909; Modares Mechanical Engineering. 2022;22(01):1-13

Design and Construction of a Secondary Magnetorheological Suspension System to Mitigate the Shocks and Vibrations Transmitted to Sensitive Payloads in Commercial Vehicles

ARTICLE INFO

Article Type
Original Research

Authors
Samadani Agdam S.S,[1]
Jahani K,[2]*
Shabgard M.M,[3]

How to cite this article
Samadani Agdam S S, Jahani K, Shabgard M M. Design and Construction of a Secondary Magnetorheological Suspension System to Mitigate the Shocks and Vibrations Transmitted to Sensitive Payloads in Commercial Vehicles. Modares Mechanical Engineering. 2022;22(01):1-13.

[1,2]Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran
[3]Department of Manufacturing Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Correspondence
Address: Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran. P.O.B 516616471
ka_jahani@tabrizu.ac.ir

Article History
Received: March 31, 2021
Accepted: July 12, 2021
ePublished: November 14, 2022

ABSTRACT

The aim of this research is to develop a semi-active secondary suspension system equipped with magnetorheological dampers to reduce the amplitude of vibrations and shocks to sensitive payloads in the cargo section of road trucks. First, a double-ended magnetorheological damper was modeled, designed, and built for use in a secondary suspension system of light trucks. Next, a pallet with a secondary suspension system consisting of four magnetorheological dampers was constructed to be installed on the load side of the light truck. Then, the behavior of the system was examined by testing it by passing the vehicle on the speed-bump profile. By performing dynamic tests with harmonic excitation on the damper, the results showed that the maximum damping force with the electric current of 2 Amp is increased 11.6 times compared to 0 Amp. Furthermore, by using the forces obtained from the Spencer model in predicting the dynamic behavior of the damper with an average relative error of %1.49 compared to the force obtained from the experimental test and implementing the two-dimensional model of the half-truck, the performance of the system in passing the speed-bump profile was investigated. The results of simulations and experimental tests showed that with increasing electric current intensity from 0 to 2 Amp, the maximum amplitudes of the sensitive payload decreased in passing the speed-bump %43.6 and %32.4 in simulations and experimental tests compared to the situation without the secondary suspension system respectively.

Keywords Mitigation of Shocks and Vibrations, Magnetorheological Damper, MR Fluid, Sensitive Payloads, Secondary Suspension System

CITATION LINKS

[1] Electrorheological fluids and magnetorheological suspensions. [2] Design and simulation of active and semi-active cab suspensions... [3] Nondeterministic analysis of a four-wheeled model vehicle traversing... [4] Control of mechatronic semi-active vehicle... [5] A Review on Structural Configurations of Magnetorheological Fluid... [6] Design and Evaluation of a Magnetorheological Damper... [7] Semiactive cab suspension control for semitruck applications. [8] A new vibration isolation bed stage with magnetorheological dampers... [9] An evaluation of magneto rheological dampers for controlling gun recoil dynamics. [10] A seat suspension with a rotary magnetorheological damper... [11] A magnetorheological damper with bifold valves for shock and vibration mitigation. [12] A novel double-piston magnetorheological damper for space truss structures... [13] Performance tests and mathematical model considering magnetic saturation... [14] Design and analysis of magnetorheological dampers for train suspension. [15] Force-derivative feedback semi-active control of base-isolated buildings... [16] Experimental study of the semi-active control of building structures... [17] Bouc–Wen model parameter identification for a MR fluid damper... [18] Preparation of magnetorheological fluids using different carriers and detailed study on their properties. [19] Experimental Study of the Effects of Iron Particles Size on Damping Force and Energy Dissipation… [20] Optimal control of gun recoil in direct fire using magnetorheological absorbers. [21] Experimental validation of a magnetorheological... [22] Study on MR semi-active suspension system... [23] Fluid mechanics. [24] The vibrations induced by surface irregularities... [25] Design, fabricate and testing the novel Magnetorheologic damper involving stabilizer nanoparticles of silicone. [26] Magnetorheological fluid dampers... [27] Identification of Parameters of Spencer Model for a Double-Ended Magnetorheological Damper with Different Spherical Iron Carbonyl Powder Sizes. [28] Phenomenological model for magnetorheological dampers.

Copyright© 2020, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.

طراحی و ساخت سیستم تعلیق ثانویه مگنتورئولوژیک برای کاهش ارتعاشات و شوک‌های وارده بر محموله‌های حساس خودروهای باری

سیدصمد صمدانی اقدم
گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران
کمال جهانی*
گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران
محمدرضا شبگرد
گروه مهندسی ساخت و تولید، دانشکده فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

چکیده
هدف این مقاله، توسعه یک سیستم تعلیق ثانویه نیمه فعال مجهز به دمپرهای مگنتورئولوژیکال، جهت کاهش دامنه ارتعاشات و شوک‌های وارده به محموله-های حساس در قسمت بار خودروهای باری جاده‌ای می‌باشد. دراین راستا، ابتدا یک دمپر مگنتورئولوژیکال دوسر میله، جهت استفاده در سیستم تعلیق ثانویه کامیونت مدل‌سازی، طراحی و ساخته شد. در ادامه، با ساخت سه دمپر مشابه با دمپر تست‌شده، نسبت به ساخت پالت دارای سیستم تعلیق ثانویه متشکل از چهار دمپر مگنتورئولوژیکال جهت نصب بر قسمت بار یک وانت اقدام شد. سپس رفتار سیستم مذکور از طریق آزمایش آن با حرکت خودرو روی پروفیل سرعت‌گیر مورد بررسی قرار گرفت. پس از انجام آزمون‌های دینامیکی مربوط به تحریک هارمونیک بر روی دمپر، نتایج بدست آمده از عملکرد آن نشان داد که بیشینه نیروی میرایی دمپر در شدت جریان الکتریکی ۲ آمپر، نسبت به حالت (۰) آمپر، بطور میانگین ۱۱/۶۲ برابر، افزایش داشته است. همچنین با استفاده از نتایج نیروی حاصل از مدل اسپنسر در پیش‌بینی رفتار دینامیکی دمپر با خطای نسبی میانگین ۱/۴۹ % نسبت به نیروی حاصل از تست تجربی و تلفیق آن با مدل دوبعدی نصف خودروی باری، عملکرد مجموعه در عبور از پروفیل سرعت-گیر شبیه‌سازی شده و پاسخ‌های دینامیکی مورد بررسی قرار گرفتند. نتایج نشان دادند که با افزایش شدت جریان الکتریکی دمپرها از ۰ تا ۲ آمپر، بیشینه شتاب عمودی وارده به مرکز جرم محموله حساس هنگام عبور از دست‌انداز، در شبیه-سازی نسبت به حالت بدون سیستم تعلیق ثانویه، ۴۳/۶ % و در تست‌های تجربی، ۳۲/۴ % کاهش یافته است.

کلیدواژه‌ها: کاهش دامنه ارتعاشات و شوک، میراکننده مگنتورئولوژیکال، سیال MR، محموله حساس، سیستم تعلیق ثانویه

تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۰۱/۱۱
تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۰۵/۲۱
*نویسنده مسئول: ka_jahani@tabrizu.ac.ir

۱- مقدمه
خودروهای باری جهت حمل بار از مبدا تا مقصد معمولا از جاده‌های گوناگون با سطح کیفی مختلف و ناهمواری‌های متنوع نظیر سرعت‌گیرها و دست اندازها عبور می‌کنند که این امر باعث وارد شدن بارهای دینامیکی با دامنه‌ها و فرکانس‌های مختلف به خودرو می‌شود. بعنوان مثال، میزان ارتعاشات وارده به یک خودروی باری ۹ تا ۱۶ برابر ارتعاشات خودروهای سواری است[1]. در طی سالیان گذشته طراحان سعی کرده‌اند که در مرحله اول با طراحی سیستم‌های مناسب تعلیق اولیه برای کل خودرو، دامنه این بارهای دینامیکی منتقلِ به سرنشینان و محموله‌های حساس باری را کاهش دهند و در مرحله بعدی با طراحی سیستم‌های جداساز ارتعاشی (ثانویه) مناسب برای صندلی‌ها و همچنین ضربه‌گیرهای مناسب در بسته‌بندی محموله‌های باری، باز هم انتقال بارهای دینامیکی به سرنشینان و محموله‌های باری را تا جای امکان کاهش دهند. در خودروهای باری نظیر کامیون، دو قسمت مهم که در معرض شوک‌های ناگهانی با دامنه بالا و لرزش-های وارده از طرف جاده قرار دارند، کابین راننده و کابین بار می-باشند. کابین راننده به دلیل قرار گرفتن در ارتفاع بالاتر نسبت به سطح زمین، تحت زاویه رول و پیچ بیشتری نسبت به محل سرنشین خودروهای سواری شده و باعث افزایش حرکات جانبی و طولی این قسمت خودرو نیز خواهد شد[2]. وان دیوسن و همکاران نشان دادند که با بهینه‌سازی سیستم تعلیق خودروی کامیون، کیفیت راحتی رانندگی از طریق کاهش سفتی کمک‌فنرهای خودرو در ارتعاشات ناشی از سطح جاده بسیار بهبود خواهد یافت[3]. فیشر و آیزرمن گزارشی را ارائه دادند که نشان می‌داد یک سیستم تعلیق نیمه فعال و فعال به ترتیب می‌توانند میزان ارتعاشات را ۲۰٪ الی۳۰٪ و بیش از ۳۰٪، کاهش دهند[4].

امروزه استفاده از دمپرهای مگنتورئولوژیکال (Magnetorheological (MR)) در دنیا در خودروهای لوکس جا افتاده می‌باشد و استفاده از این تجهیزات در کامیون‌های نظامی، حمل‌ونقل، خودروها، قطار، سازه‌های ساختمان و برخی از تجهیزات پزشکی جدید مانند دستگاه‌های کمکی جراحی و اندام-های مصنوعی نیز گزارش شده است[5,6]. فلورینو و همکاران با طراحی و شبیه‌سازی یک سیستم تعلیق نیمه فعال مگنتورئولوژیکال برای قسمت کابین راننده خودروی باری بعنوان کمک‌فنر قابل کنترل، بصورت تجربی آن را بر روی یک کامیون نصب و تست کردند. نتایج به‌دست آمده از تست و شبیه‌سازی سیستم تعلیق غیرفعال مگنتورئولوژیکال و نیمه فعال با کنترل کننده‌های کلاسیک، حاکی از بهبود راحتی خودرو، فرمان‌پذیری آن و کاهش دامنه ارتعاشات بود[7]. چایی و همکاران باهدف کاهش ارتعاشات و شوک‌های وارده جاده به مجروح و بهبود شرایط درمان در حین حمل بیمار با خودروی آمبولانس، مدلی از یک صفحه صلب به‌جای برانکارد و صندلی پزشک را به‌عنوان سیستم تعلیق ثانویه با دمپرمگنتورئولوژیکال یکسر متحرک ارائه و شبیه‌سازی نمودند. این نوع سیستم تعلیق باکنترلرهای کلاسیک، کاهش ۳۲٪ تا ۳۸٪ دامنه جابجایی عمودی و ۲۹٪ تا ۴۸٪ زاویه پیچ را نسبت به حالت غیرفعال نشان دادند[8]. باتوجه به نوع کارایی، ظرفیت

نیروی میرایی و شرایط مکانی نصب، سه مدل اصلی از دمپرهای مگنتورئولوژیکال وجود دارند که عبارتند از: تک‌لوله‌ای، دولوله‌ای و دوسر متحرک. با تغییر نوع و اندازه مجرای عبوری سیال، تغییر اندازه و محل کویل‌های الکتریکی، معمولا مدل‌های متنوعی با ظرفیت نیروی میرایی متفاوت طراحی می‌گردد[9-12]. سو و همکاران یک دمپر دوسر متحرک با پنج کویل الکتریکی در ابعاد بزرگ را، جهت بررسی دامنه ماکسیمم نیروی میرایی و ظرفیت اتلاف انرژی از طریق تغییر تعداد کویل‌های فعال، طراحی و تست کردند[13]. لائو و لیااو، یک دمپر MR دوسر میله برای تعلیق قطار را، طراحی، ساخت و آزمایش کردند. شبیه‌سازی با تلفیق مدل دمپر MR در تعلیق ثانویه یک مدل کامل وسیله نقلیه راه‌آهن را انجام دادند. نتایج نشان می‌دهد که تعلیق نیمه فعال با دمپرهای MR توسعه یافته، می‌تواند کیفیت سواری مسافران را به‌طور قابل توجهی بهبود ببخشد[14].

برای مدل‌سازی رفتار یک دمپر مگنتورئولوژیکال، مدل‌های توسعه یافته ریاضی تحت عنوان مدل‌های پارامتری و غیرپارامتری، وجود دارد[15]. مدل‌های پارامتری دینامیکی، درواقع مجموعه‌ای از المان‌های خطی و غیرخطی ویسکوز، فنرهای خطی و غیرخطی می‌باشند. پارامترهای مدل بروزرسانی شده دمپر، جهت شناسایی و کنترل رفتار سیستم‌های ارتعاشی متشکل از چندین دمپر مگنتورئولوژیکال در شرایط مختلف کاری، مورداستفاده قرار می‌گیرد. برای این‌منظور، شناسایی بهینه‌ترین حالت پارامترهای ثابت و متغیر با جریان الکتریکی این مدل‌ها، در هر جریان و فرکانس، از مقایسه مدل ریاضی و نتایج تجربی با استفاده از تکنیک‌های حل و الگوریتم‌های بهینه‌سازی تخمین زده می‌شود[11,16,17]. اسپنسر و همکارانش یك مدل پارامتری دینامیکی جدیدی جهت تخمین مناسب رفتار غیرخطی ذاتی دمپر، با بهبود مدل بوک-ون از طریق اضافه نمودن یک المان مکانیکی و یک المان ویسکوز غیرخطی، مدل اسپنسر را ارائه دادند[18].

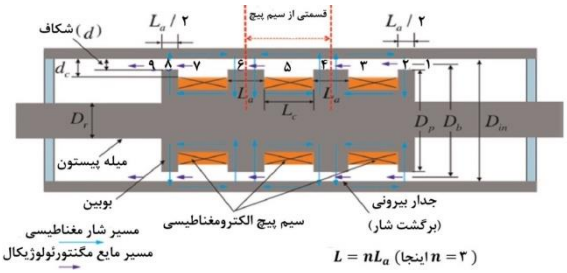
با بررسی ادبیات فن، ملاحظه گردید که تاکنون جهت جذب شوک و ارتعاشات وارده بر محموله‌های حساس خودروهای باری توسط دمپرهای مگنتورئولوژیکال گزارشی ارائه نشده است. لذا هدف این پژوهش، طراحي، ساخت و ارزیابي یک سیستم تعلیق ثانویه نیمه فعال مجهز به دمپرهای MR جهت کاهش دامنه ارتعاشات و شوک‌های وارده به محموله‌های حساس می‌باشد که در قسمت بار خودروهای باری جاده‌ای قرار گرفته است.

۲- مواد و روش‌ها

۲-۱- مدل‌سازی

۲-۱-۱- مدل دمپر دوسر میله

شکل ۱ شماتیک برشی از دمپر دوسر میله مگنتورئولوژیکال طراحی و ساخته شده را نشان می‌دهد. هنگامی که سیال از مجرای حلقوی با فاصله d از سیلندر عبور می‌کند، میدان مغناطیسی خارجی



شکل ۱) شماتیک برشی از دمپر دوسر میله مگنتورئولوژیکال

متغیر روی سیال تأثیر گذاشته و ذرات پراکنده پودر آهن کربونیل در سیال MR را، براساس جهت شدت میدان مغناطیسی در یک چینش زنجیره‌ای قرار داده و سیال MR از سیال نیوتنی به غیرنیوتنی تبدیل می‌شود. این فرآیند با افزایش شدت میدان مغناطیسی و تغییر ویسکوزیته سیال تقویت شده و با قطع شدت جریان الکتریکی از سیال غیرنیوتنی به حالت اولیه خود (سیال نیوتنی) بر می‌گردد. ظرفیت نیروی این نوع میراگر به ابعاد سیلندر، پیستون، شیارها، تعداد سیم پیچ‌ها، دور و قطر آنها بستگی دارد[19].

جهت انسجام مبحث، روابط سیالاتی حاکم بر تخمین نیروی میرائی دمپر در اینجا به اختصار بیان می‌شود. روابط تفصیلی در مراجع[19-23] ارائه شده است. مدل ریاضی که برای محاسبه مقدار کل نیروی میرایی (FD) دمپر مگنتورئولوژیکال، بکار برده شده، ترکیبی از نیروی غیرفعال ویسکوز دمپر (FV)، ناشی از افت فشارهای سیال داخل سیلندر و نیروی میرایی مستقیم دمپر (FMR)، ناشی از تنش برشی تابع شدت جریان الکتریکی و تغییرات آن، است[20]. از آنجاکه فاصله سیلندر و پیستون در مقایسه با طول فعال بین دو سیم پیچ بسیار ناچیز است، در معادلات نیرو، سیلندر و پیستون را می‌توان به عنوان دو صفحه موازی با یکدیگر در نظر گرفت که جریان سیال از آنها عبور می‌کند. نیروی میرایی از افت فشار داخل مجرا محاسبه می‌شود. این نیرو بصورت مجموع نیروی مگنتورئولوژیکال نیمه فعال که تابعی از تنش برشی سیال مگنتورئولوژیکی و نیروی فعال ویسکوزیته سیال حامل است، نوشته می‌شود[20]:

$$F_D = (F_{MR} + F_V) sgn(V_p) \quad (۱)$$

$$\Delta P_{MR} = \frac{4\,L\,\tau_y}{d_{orific}} = \frac{2\,n\,L_a\,\tau_{MR}}{d} \Rightarrow F_{MR} = \Delta P_{MR} A_p = \frac{2\,n\,L_a\,\tau_{MR}\,A_p}{d} \quad (۲)$$

VP سرعت حرکت پیستون است. ΔP_{MR}، افت فشار ناشی از حرکت سیال داخل سیلندر (تحت تأثیر مستقیم دمپر)، در اثر اعمال شدت جریان الکتریکی عامل نیروی دمپر مگنتورئولوژیکال خواهد بود. τ_{MR} تنش برشی تسلیم سیال مگنتورئولوژیکال، تابعی از چگالی میدان مغناطیسی(B) است.

به منظور محاسبه نیروی میرایی غیرفعال ویسکوز FV، بایستی به بررسی افت فشارهای تحت اثر ویسکوزیته غیرفعال درسیستم پرداخته شود که عبارت‌اند از: افت فشار ویسکوز ناشی از عبور

سیال از دریچه (در امتداد کانال) ΔP_{η}، افت فشار ناشی از تلفات جزئی مایع در کانال ΔP_{ml}، و افت فشار ناشی از عبور سیا ل از فضای خالی روی کویل‌ها (به دلیل فرورفتگی) ΔP_{coil}، که تحت اثر سرعت حرکت پیستون یا همان شوک اولیه برای حرکت، سیستم دچار افت فشار خواهد شد[19-22]:

$$F_V = A_p[n(\Delta P_{\eta} + \Delta P_{ml} + \Delta P_{coil}) + \Delta P_E] \qquad (۳)$$

با استفاده از روابط سیالاتی حاکم بر تخمین و پیش بینی نیروی میرایی از طریق شبیه سازی رفتار دینامیکی دمپر، از آنجا که در این پژوهش حداقل و حداکثر نیروی وزن بار محموله حساس که سیستم تعلیق ثانویه با ٤ عدد دمپر مگنتورئولوژیک (هر دمپر موازی با یک فنر نصب می‌شود) بایستی تحمل کند و عمل میرایی مناسب را در برابر ارتعاشات وارده انجام دهد، بین ۵۰۰ الی۱۰۰۰ کیلوگرم درنظر گرفته شده است، بنابراین ابعاد هندسی طراحی و پارامترهایی که هندسه دمپر مگنتورئولوژیکال را تعیین می‌کنند، برای بازه نیروی میرایی حداقل ۵۰ نیوتن در حالت ویسکوز (بدون شدت جریان الکتریکی) و حداکثر نیروی میرایی ۲۵۰۰ نیوتن در شدت جریان الکتریکی ۲ آمپر، مطابق جدول ۱ تعیین گردید.

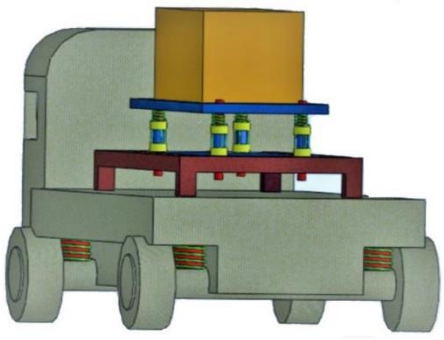
۲-۱-۲- مدل‌سازی ریاضی کامیونت با سیستم تعلیق ثانویه

سیستم تعلیق ثانویه مورد بررسی برای محموله حساس ازترکیب چهار دمپر MR و فنرهای مربوطه موازی با هر کدام از دمپرها تشکیل گردید که این مجموعه بر زیر یک فریم که محموله حساس بر روی آن قرار می‌گیرد، بر روی قسمت باری کامیونت نصب شد. شکل ۲ شماتیکی از یک کامیونت باری حاوی محموله حساس که سیستم تعلیق ثانویه روی آن سوار شده است. با توجه به این شکل، سیستم تعلیق نیمه فعال ثانویه با چهار دمپر MR در گوشه‌های یک صفحه صلب مستطیلی (به‌عنوان سازه معادل شاسی سیستم نگه‌دارنده محموله حساس) حاوی محموله حساس روی شاسی خودروی باری در نظر گرفته شده است. سازه خودروی حامل بصورت صفحه صلب (به‌عنوان سازه معادل شاسی خودروی حامل) روی چهار فنر و دمپر معمولی ویسکوز قرار گرفته است.

با عنایت به روابط غیرخطی حاکم برمعادلات نیروی میرائی دمپرهای الکترورئولوژیک، جهت ساده سازی مدل‌سازی تحلیلی و

جدول ۱) ابعاد و مشخصات هندسی دمپر مگنتورئولوژیکال دوسر میله

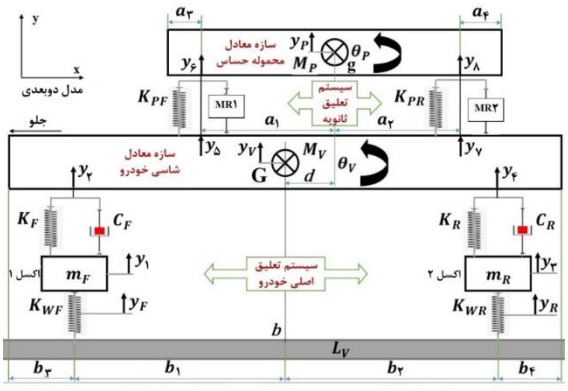
پارامتر	نماد	اندازه (میلی‌متر)	پارامتر	نماد	اندازه (میلی‌متر)
ضخامت دریچه حلقوی دمپر مگنتورئولوژیکال	d	۱	ضخامت فاصله کویل	d_c	۱٫۸
طول فعال بین دوکویل	L_a	۲۹	طول هرکویل	L_c	۱۶
قطر داخلی سیلندر هیدرولیک	D_{in}	۵۰	قطر پیستون	D_p	۴۸
قطر مؤثر دریچه دمپر مگنتورئولوژیکال	D_b	۴۹	قطر میله پیستون	D_r	۲۵
تعداد سیم پیچ‌های الکترومغناطیسی	n	۳	ارتفاع سیلندر	h	۲۵۰



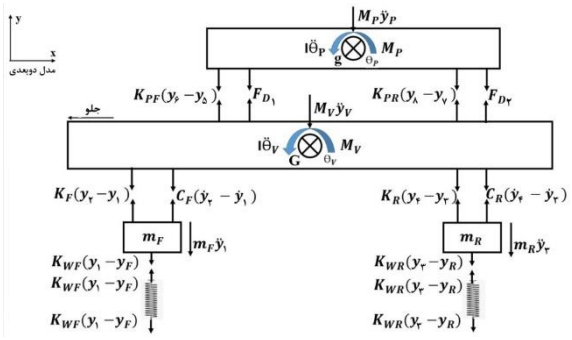
شکل ۲) شماتیکی از یک کامیونت باری حاوی محموله حساس که سیستم تعلیق ثانویه روی آن سوار شده

اجتناب از پیچیدگی بیشتر درحل معادلات حرکت، در این پژوهش، سیستم تعلیق یک خودروی باری با محموله حساس را درحالت دوبعدی (2D-Rigid Model)، که در آن از سیستم تعلیق ثانویه دمپر مگنتورئولوژیکال استفاده شده است، مطابق شکل ۳ درنظر گرفته شد. در این سیستم، سازه خودروی باری و سازه محموله حساس به صورت تیرهای صلب دارای خواص اینرسی در نظر گرفته شده‌اند، علاوه بر سیستم تعلیق اولیه ویسکوز و سیستم تعلیق ثانویه دارای دمپر مگنتورئولوژیکال، خاصیت ارتجاعی لاستیک‌ها نیز لحاظ شده است.

دیاگرام پیکره آزاد این سیستم در شکل ٤ ارائه شده است. در این شکل، y_V و θ_V به ترتیب نمایانگر جابجایی عمودی مرکز جرم بدنه و زاویه پیچ بدنه، y_P وθ_P جابجایی عمودی مرکز جرم و زاویه پیچ محموله، K_f وC_f به ترتیب ضرائب سفتی و میرایی سیستم تعلیق محور جلو، m_{WF} وK_{WF} به ترتیب جرم و سفتی چرخ جلو، y_1 جابجایی مرکز جرم چرخ جلو وy_F ارتفاع ناهمواری پیش روی چرخ جلو در هر لحظه است. همچنینk_r، c_r، m_{WR}، k_{WR}، y_3 و y_R نیز کمیت‌های مشابه مربوط به محورعقب هستند. ازطرفیK_{PF}، F_{D_1}، K_{PR} و F_{D_2} به ترتیب ضرائب سفتی و نیروی میرایی دمپرهای مگنتورئولوژیکال قسمت‌های جلو و عقب سیستم تعلیق ثانویه هستند که دوبه‌دو با عملکرد موازی، محموله را به کابین حمل بار



شکل ۳) شماتیک مدل دوبعدی یک کامیونت باری با محموله حساس، مجهز به سیستم تعلیق ثانویه با دمپرهای مگنتورئولوژیکال



شکل ۴) دیاگرام پیکره آزاد سیستم دوبعدی کامیونت و محموله حساس با سیستم تعلیق ثانویه مگنتورئولوژیکال

خودرو مرتبط می‌کنند. F_{D_1} و F_{D_2} هرکدام بطور جداگانه از طریق حل دستگاه معادلات مربوطه‌شان محاسبه شده‌اند. با توجه به این شکل، معادلات اولیه حاکم برحرکت این سیستم که دارای ۶ درجه آزادی و با درجات آزادی (y1، y2، y3 و.....) هستند، بر اساس قانون دوم‌نیوتن، بدست آمده و پس از اعمال معادلات قید مربوط به سیستم درمعادلات اولیه، معادلات نهایی حاکم برحرکت این سیستم به صورت روابط ٤ الی ۱۰ ارائه شده است.

$$-(k_{wf}+k_f)y_1-c_f\dot{y}_1+k_fy_V+c_f\dot{y}_V+k_fb_1\theta_V+c_fb_1\dot{\theta}_V+k_{wf}y_f=m_f\ddot{y}_1 \quad (۴)$$

$$-(k_{wr}+k_r)y_3-c_r\dot{y}_3+k_ry_V+c_r\dot{y}_V-k_rb_2\theta_V-c_rb_2\dot{\theta}_V+k_{wr}y_r=m_r\ddot{y}_3 \quad (۵)$$

$$\begin{aligned}k_fy_1+c_f\dot{y}_1+k_ry_3+c_r\dot{y}_3-(k_f+k_r+k_{Pf}+k_{Pr})y_V\\-(c_f+c_r)\dot{y}_V\\+(-k_fb_1+k_rb_2-k_{Pf}(a_1-d)\\+k_{Pr}(a_2+d))\theta_V-(c_fb_1-c_rb_2)\dot{\theta}_V\\+(k_{Pf}+k_{Pr})y_P-(k_{Pr}a_2-k_{Pf}a_1)\theta_P\\=M_V\ddot{y}_V-F_{D1}-F_{D2}\end{aligned} \quad (۶)$$

$$\begin{aligned}(k_{Pf}+k_{Pr})y_V+(k_{Pf}(a_1-d)-k_{Pr}(a_2+d))\theta_V\\-(k_{Pf}+k_{Pr})y_P-(k_{Pf}a_1-k_{Pr}a_2)\theta_P\\=M_P\ddot{y}_P+F_{D1}+F_{D2}\end{aligned} \quad (۷)$$

$$\begin{aligned}k_fb_1y_1+c_fb_1\dot{y}_1-k_rb_2y_3-c_rb_2\dot{y}_3\\-(k_fb_1-k_rb_2+k_{Pf}(a_1-d)\\-k_{Pr}(a_2+d))y_V-(c_fb_1-c_rb_2)\dot{y}_V\\-(k_f{b_1}^2+k_r{b_2}^2+k_{Pf}(a_1-d)^2\\+k_{Pr}(a_2+d)^2)\theta_V\\-(c_f{b_1}^2+c_r{b_2}^2)\dot{\theta}_V\\+(k_{Pf}(a_1-d)-k_{Pr}(a_2+d))y_P\\-(k_{Pf}(a_1d-{a_1}^2)-k_{Pr}(a_2d\\+{a_2}^2))\theta_P\\=I_V\ddot{\theta}_V+F_{D1}(a_1-d)+F_{D2}(a_2+d)\end{aligned} \quad (۸)$$

$$\begin{aligned}(k_{Pf}a_1-k_{Pr}a_2)y_V-(k_{Pf}(a_1d-{a_1}^2)-k_{Pr}({a_2}^2+a_2d))\theta_V\\-(c_{Pf}(a_1d-{a_1}^2)\\-c_{Pr}({a_2}^2+a_2d))\dot{\theta}_V\\-(k_{Pf}a_1-k_{Pr}a_2)y_P\\-(k_{Pf}{a_1}^2+k_{Pr}{a_2}^2)\theta_P\\=I_P\ddot{\theta}_P-F_{D1}a_1+F_{D2}a_2\end{aligned} \quad (۹)$$

روابط ٤ تا ۹، معادلات حرکت سیستم تعلیق ثانویه دارای دمپر MR، درحالت دوبعدی است. برای حل معادلات فوق درحالت کلی، می‌توان فرم ماتریس معادلات مذکور را به صورت رابطه ۱۰ نوشت:

$$[M]_{6\times6}\{\ddot{y}\}+[C]_{6\times6}\{\dot{y}\}+[K]_{6\times6}\{y\}=\{F\} \quad (۱۰)$$

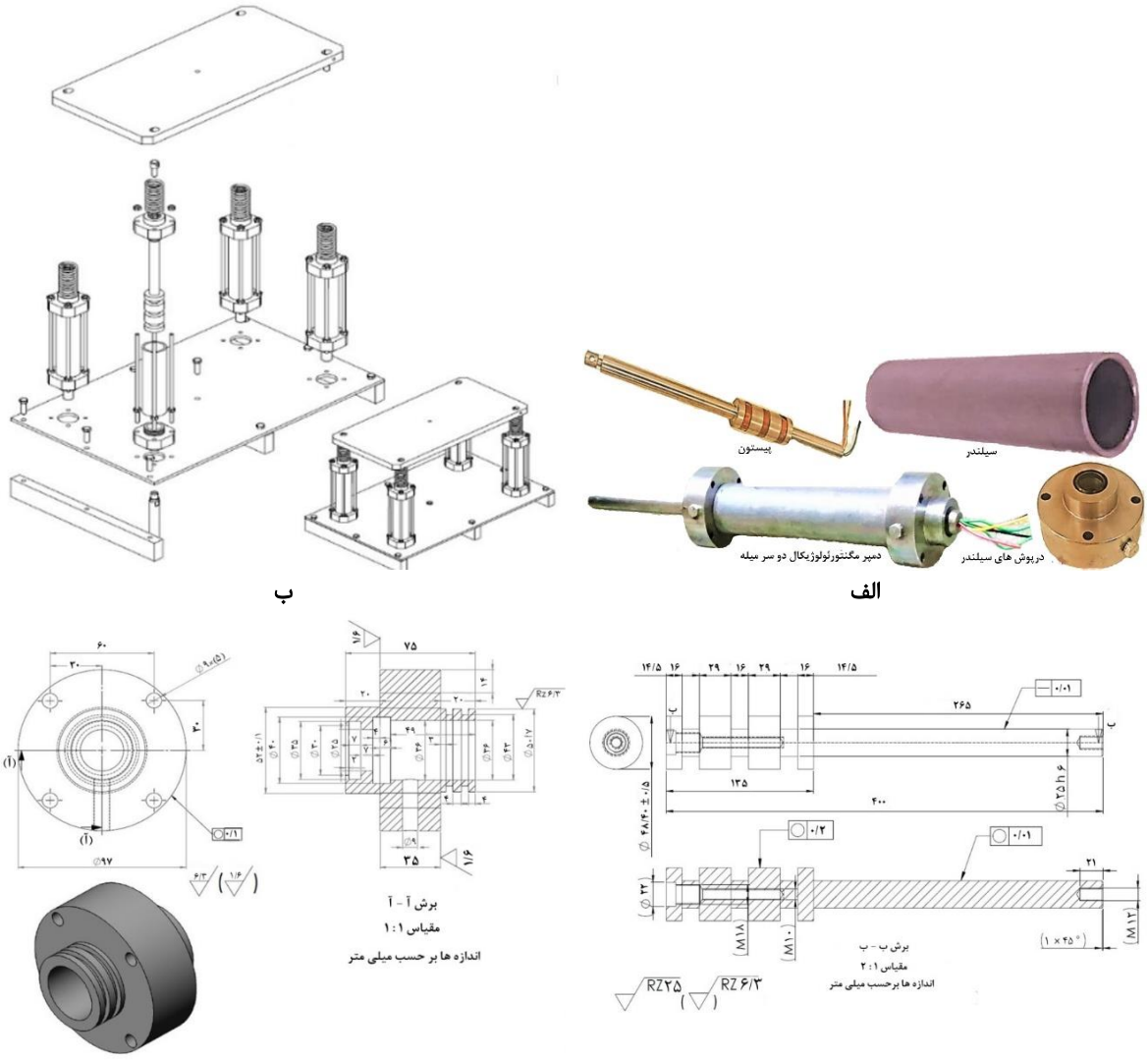
که در آن [M] ماتریس جرم، [C] ماتریس میرایی و [K] ماتریس سختی سیستم هستند. با درنظر گرفتن معادلات ٤ تا ۹ به صورت یک دستگاه معادلات دیفرانسیل و متغیرهای مربوطه به عنوان پاسخ‌های سیستمی با ورودی‌های y_F وy_R استخراج شدند.

جهت بررسی تاثیر نوع پروفیل جاده بر روی سطح ارتعاشات و شوک وارده به محموله حساس، پروفیل تحریک جاده براساس استاندارد ISO8608، از نوع پروفیل سرعت‌گیر به منظور اعمال به مدل کامیونت حاوی سیستم تعلیق ثانویه در نظر گرفته شد[24].

۲-۲- طراحی و ساخت دمپرهای مگنتورئولوژیک و سیستم تعلیق ثانویه و انجام تست‌های تجربی

۲-۲-۱- طراحی و ساخت دمپرهای مگنتورئولوژیک دو سر میله

اجزای دمپر MR دوسر میله شامل سیلندر، پیستون، میله پیستون، درپوشها، پکینگ، اورینگ، پیچ‌های میله‌ای و سیم مسی لاکی می‌باشد. جنس سیلندر و درپوش‌ها از فولاد CK45 و جنس پیستون از آلیاژ 16MnCrV5 است. بعد از طراحی دمپر و سیستم تعلیق ثانویه، جهت ساخت هر یک از این اجزا، نقشه‌های فنی آنها با رعایت اصول، قواعد و استانداردهای نقشه کشی صنعتی، در نرم افزار کتیا (Catia) رسم گردید سپس بوسیله دستگاه‌های تراش CNC، فرز CNC و دستگاه سنگ زنی، قطعات مذکور ماشین کاری و ساخته شدند. پیستون و میله پیستون بوسیله سیلندر، دو عدد درپوش در طرفین آن، پیچ و مهره‌ها، بهم اتصال پیدا می‌کنند و توسط پکینگ‌ها و اورینگ‌ها بترتیب از طرف درون و بیرون درپوش‌ها آب‌بندی لازم را جهت جلوگیری از نشت و خروج سیال MR از داخل سیلندر دمپر انجام می‌دهند. در روی پیستون سه شیار جهت سیم پیچی و ایجاد شدت میدان مغناطیسی لازم بر روی سیال مگنتورئولوژیکی ایجاد شده است. سیم پیچی هریک از شیارها در ١٤ ردیف ١٨ دوری با سیم مسی لاکی به قطر ۰/۸ میلیمتر که بصورت سری با هم بسته می‌شوند، انجام شد. به منظور برابرسازی سطح پیستون و سیم پیچ‌ها جهت جلوگیری از ایجاد اغتشاش در جریان سیال هنگام عبور از فضای بین سیلندر و پیستون، اختلاف سطح موجود توسط ماده پلی استر پر شد. با عبور شدت جریان‌های الکتریکی مختلف از سیم پیچ‌ها، شدت میدان‌های مغناطیسی متفاوتی در روی شیارها و اطراف پیستون بوجود می‌آید، در نتیجه عبور سیال MR از فضای بین سیلندر و پیستون، موجب تغییر ویسکوزیته سیال از صفر تا حالت نیمه جامد شده و عمل میراکنندگی را انجام می‌دهد. در وسط یکی از میله‌های پیستون سوراخی ایجاد شده که دوسر ورودی و خروجی سیم پیچ‌ها را از آن عبور می‌دهند تا جهت استفاده از یک منبع تغذیه شدت جریان الکتریکی آماده بکار باشد. شکل ۵ اجزاء اصلی



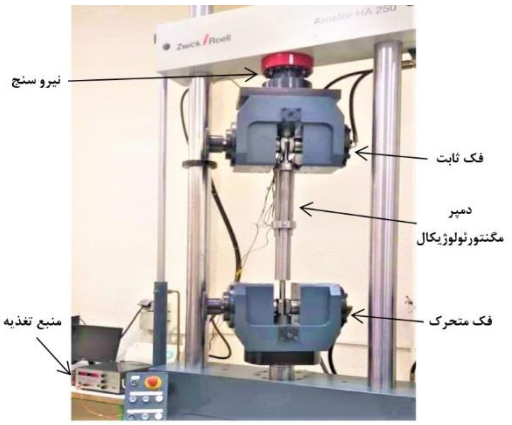
شکل ۵) اجزاء اصلی دمپر MR، شامل سیلندر، پیستون، دریچه‌ها و نقشه انفجاری سیستم تعلیق ثانویه و دو نمونه از نقشه‌های فنی پیستون و دریچه دمپر

دمپر MR، شامل سیلندر، پیستون، دریچه‌ها و نقشه انفجاری سیستم تعلیق ثانویه،متعلقات و دو نمونه از نقشه‌های فنی آن را نشان می‌دهد.

بعد از طراحی و ساخت دمپر مگنتورئولوژیکال، جهت تست آن بایستی سیال MR متناسب با حجم سیلندر آن تهیه شود. به همین منظور مطابق مطالعات انجام شده در این زمینه، جهت مشخص نمودن یک طیف مناسب از درصد حجمی ذرات تشکیل دهنده و لحاظ نمودن خواص رئولوژیکی و پایداری مناسب مذکور در منابع[19,25,26]، دراین پژوهش، پودر آهن کربونیل کروی شکل با قطر ذرات ٤ میکرون با چگالی ۷/۸٦ گرم بر سانتی مترمکعب و خلوص ۹۹/۹% برای فاز پراکنده سیال مگنتورئولوژیک با درصد جرمی ٦۰% بکار برده شد. همچنین در فاز پیوسته نیز، از سیال پایه روغن هیدرولیک H68، به عنوان سیال حامل با ویسکوزیته ٦۸ سانتی‌استوکس در دمای ٤۰ درجه سانتی‌گراد و ۹ سانتی‌استوکس در دمای ۱۰۰ درجه سانتی‌گراد، با درصد جرمی ۳٦%، به همراه افزودنی گریس سبز پایه لیتیوم EPG (نسوز)، محصول شرکت آترود آمریکا با ظرفیت فشار بالا، با درصدجرمی ٤%، به منظور افزایش پایداری ذرات معلق در سیال و جلوگیری از ته نشینی آنها و بوجود آمدن توده‌های آهن استفاده شده است[27].

۲-۲-۲- تست هارمونیک دمپر مگنتورئولوژیکال

به منظور بررسی رفتار دینامیکی دمپر MR، تخمین ظرفیت نیروی میرایی آن تحت شدت جریان‌های الکتریکی مختلف و استخراج پارامترهای مربوط به مدل مورد استفاده در پیش‌بینی رفتار دمپر، از مجموعه تست آزمایشگاهی شامل دستگاه تست هیدرولیکی دینامیکی (Zwick Roell Amsler HA 250) و منبع تغذیه الکتریکی جهت تامین شدت جریان الکتریکی مورد نیاز دمپر استفاده شده است. دستگاه تست هیدرولیک مطابق شکل ٦ مجهز به سنسورهای نیرو و جابجایی و واحد کنترل هیدرولیکی است.

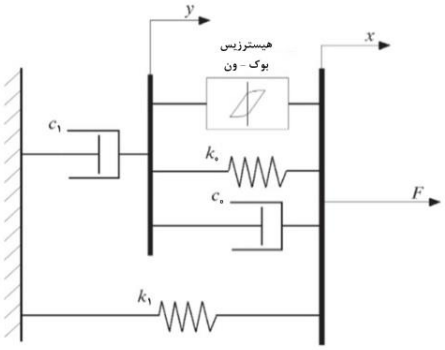


شکل ۶) مجموعه تست آزمایشگاهی تست دمپرمگنتورئولوژیکال

به منظور انجام تست، دمپر مورد نظر پس از مونتاژ قطعات از سیال مگنتورئولوژیکال تهیه شده پر شد. سپس سیم پیچ‌های مربوط به دمپر ازطریق سیم‌های خروجی از انتهای میله پیستون بصورت سری باهم و درنهایت به منبع تغذیه متصل شد. جابجایی هارمونیک سینوسی توسط فک متحرک بر دمپر اعمال شده و همزمان سنسورهای جابجایی سنج و نیرو سنج مربوط به دستگاه شروع به داده برداری کردند. آزمایشات بادامنه جابجایی ۵ میلی‌متر در هریک از فرکانس‌های تحریک ۰/۲۵، ۰/۵ و ۱ هرتز تحت شدت جریان‌های الکتریکی صفر، ۰/۵، ۱، ۱/۵ و ۲ آمپر انجام گرفت و سپس تمامی آزمایش‌ها با دامنه جابجایی ۱۰ میلی‌متر تکرار شدند. درنهایت بااستفاده ازداده‌های خروجی دستگاه، استخراج نمودارهای نیرو-زمان، نیرو-سرعت و نیرو-جابجایی درهر یک از این حالات انجام شد که نتایج مربوطه در بخش نتایج در شکل ۱۳ ارائه شده است.

۲-۲-۳- فرایند شناسایی پارامترهای مدل اسپنسر برای دمپر مگنتورئولوژیکال

به منظور پیش بینی رفتار دینامیکی دمپرهای مگنتورئولوژیکال پس از انجام تست‌های دینامیکی، نحوه واکنش آنها به ورودی های مختلف شدت جریان‌های الکتریکی، فرکانس تحریک و دامنه تحریک با انتخاب مدل اسپنسر[28] برای دمپر، مورد بررسی قرار گرفت. شکل ۷ شماتیک مدل اسپنسر را نشان می‌دهد.



شکل ۷) شماتیک مدل اسپنسر

بر اساس این مدل نیروی میرایی طبق رابطه ۱۱ محاسبه می‌شود[28]:

$$F_{sp} = c_{1_{sp}}\dot{y}_{sp} + k_{1_{sp}}(x_{sp} - x_{0_{sp}}) \quad (۱۱)$$

که متغیر y_{sp} مربوط به آن ازطریق معادله ۱۲ حاصل شده است[28]:

$$\dot{y}_{sp} = \frac{1}{\left(c_{0_{sp}} + c_{1_{sp}}\right)}(\alpha_{sp}z_{sp} + c_{0_{sp}}\dot{x}_{sp} + k_{0_{sp}}(x_{sp} - y_{sp})) \quad (۱۲)$$

و متغیر تکاملی z_{sp} بکاربرده شده درآن ازطریق معادله ۱۳ بدست آمده است[28].

$$\dot{z}_{sp} = -\gamma_{sp}|\dot{x}_{sp} - \dot{y}_{sp}|z_{sp}|z_{sp}|^{n_{sp}-1} - \beta_{sp}(\dot{x}_{sp} - \dot{y}_{sp})|z_{sp}|^{n_{sp}} + A_{sp}(\dot{x}_{sp} - \dot{y}_{sp}) \quad (۱۳)$$

پس از کد نویسی معادلات حاکم بر مدل اسپنسر و اعمال داده‌های تجربی مربوط به جابجایی پیستون بعنوان ورودی مدل، نیروی میرایی مدل از طریق حل دستگاه معادلات حاکم، بروش رانگ کوتای مرتبه ٤ محاسبه شد و در مرحله نخست پارامترهای مدل، برابر مقادیر ارائه شده درمقاله اسپنسر[28] لحاظ گردیدند. به جهت طراحی دمپر حاضر از نوع دوسر میله و عدم حضور آکومولاتور درآن، در مدل‌سازی مربوطه مقدار پارامتر k_0 که بیانگر سفتی آکومولاتور می‌باشد برابر صفر در نظر گرفته شده است. در مرحله بعد به منظور بهینه‌سازی پارامترها، درحالی که دیگر پارامترها ثابت هستند، یکی از آنها در بازه بین صفر تا ۱۰ برابر مقدار ارائه شده در مقاله اسپنسر تغییر داده شد. طی این تغییر بردار نیروی مربوط به هرپله از تغییر ذخیره گردید. در گام بعد مراحل فوق برای دیگر پارامترها نیز تکرار شده و در هر مرحله پارامترهای پیشین بروز رسانی شدند. پس از پایان بهینه‌سازی تمامی پارامترها مراحل فوق به تعداد ۱۰ دور تکرار گردیدند. مقادیر اولیه دورهای بعدی برخلاف دور اول، نه مقادیر ارائه شده در مقاله اسپنسر بلکه مقادیر بروزرسانی شده دور قبل هستند.

۲-۲-۴- طراحی و ساخت پالت دارای سیستم تعلیق ثانویه

بعد از طراحی و ساخت دمپرها و براساس مدل سازی بیان شده در بخش ۲-۱-۲، پالت مخصوص حمل محموله حساس مجهز به سیستم تعلیق ثانویه دارای چهار دمپر مگنتورئولوژیک طراحی شد. هر چهار دمپر روی صفحه فلزی زیرین که با پایه‌هایی از کف جدا شده و درآن سوراخ‌هایی جهت بستن و محکم نگهداشتن دمپرها و عبور طرف سوراخ‌دار میله پیستون بمنظور حرکت آزادانه آنها، ایجاد شده‌اند، نصب گردیدند. در قسمت بالایی دمپرها بمنظور انتقال بار محموله حساس به دمپرها و انجام عمل میراکنندگی توسط آنها، یک صفحه فلزی به طرف دیگر میله پیستون که بوسیله پیچ مخصوصی اتصال ثابت شده است، نصب گردید، در زیر صفحه فلزی بالایی چهار فنر وجود دارند و طوری طراحی شده‌اند که بتوانند از عهده نیروهای وارده از طرف محموله حساس را تحمل نموده و قادر به بالابردن صفحه متصل به میله پیستون و در نتیجه وزنه‌هایی که روی آن قرار دارند در هنگام برگشت پیستون شوند.

بدلیل اینکه تحلیل‌های لازم برروی این سیستم بصورت دوبعدی است بنابراین سوراخ‌های ایجاد شده در این صفحه طوری طراحی شده‌اند که امکان حرکت را فقط در دوبعد جابجایی عمودی و زاویه پیچ محدود می‌سازد. در نهایت به‌منظور انجام آزمایش‌های تجربی در روی قسمت باری خودرو، مجموعه این قطعات به‌صورت یک پارچه در روی یک شاسی فلزی نصب شدند. شکل ۸ سیستم تعلیق‌ثانویه مجهز به دمپرهای مگنتورئولوژیکال را نشان می‌دهد.

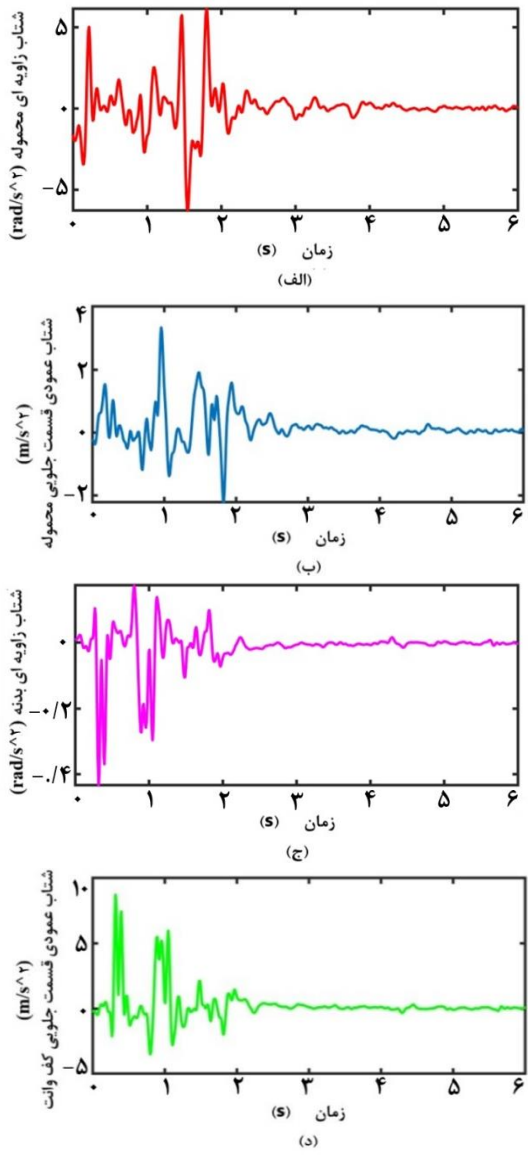
۲-۲-۵- انجام تست‌های عملی روی خودرو

پس از قرارگیری مجموعه سیستم تعلیق ثانویه در کابین حمل بار خودرو مطابق شکل ۹ و حصول اطمینان از ارتباط کامل بین خودرو و سیستم تعلیق ثانویه ازطریق اتصال پیچی پایه مجموعه به بدنه خودرو، اقدام به تعبیه سرعت‌گیرهای پلاستیکی متداول با طول ٦٠ سانتی‌متر و ارتفاع ٤ سانتی‌متر در کف آزمایشگاه گردید. درادامه سیم پیچهای مربوط به دمپرها بصورت سری بهم متصل شده و در نهایت به منبع تغذیه وصل شدند. درمرحله بعد همزمان با اعمال شدت جریان الکتریکی کنترل شده بر دمپرها، خودرو از روی ناهمواری موجود با سرعت‌های مختلف عبور داده شد. سپس سنسورهای شتاب‌سنج‌ها در چهار نقطه از سیستم که دو عدد از آنها در قسمت‌های جلو و عقب بار محموله حساس و دو عدد دیگر نیز در محل کف جلو و عقب قسمت بار که به سیستم تعلیق اولیه خودرو وصل است، جهت اندازه‌گیری مقدار شتاب محموله حساس در طول انجام آزمایش‌ها، نصب شدند. دراین تست‌ها از یک خودروی باری از نوع پیکان وانت (محصول شرکت ایران خودرو) استفاده شد که بار محموله حساس را به مقدار ۵۳۵ کیلوگرم به همراه وزن سیستم تعلیق ثانویه که ۱۲۵کیلوگرم است، حمل می‌کند. جرم کل مجموعه کامل ماشین وانت و سیستم تعلیق ثانویه ۱۹۳۰ کیلوگرم است. آزمایش‌های عملی فوق روی خودروی باری پیکان وانت با وجود یک سرعت‌گیر به طول ٦٠ سانتی‌متر و ارتفاع ٤ سانتی‌متر انجام گردید. مجموع تعداد آزمایش‌های انجام شده ۲۷ عدد و تعدادکل داده‌برداری‌ها از چهار نقطه از سیستم تعلیق ۱۰۸ عدد است که در سه سرعت ۱۰، ١٤ و ۱۸ کیلومتر برساعت و در شدت جریان‌های الکتریکی ۰، ۰/۵، و ۱ آمپر با تکرار تست‌ها در سه مرحله انجام گردید.

شکل ۸) سیستم تعلیق ثانویه مجهز به دمپرهای مگنتورئولوژیکال

شکل ۹) مجموعه خودرو و محموله حساس بهمراه سیستم تعلیق ثانویه

به عنوان مثال شکل ۱۰ سیگنال زمانی شتاب‌های زاویه‌ای محموله و بدنه و همچنین شتاب‌های عمودی نقاط جلویی محموله و بدنه اندازه‌گیری شده توسط شتاب سنج‌ها، هنگام حرکت خودرو با سرعت ۱۸ کیلومتر بر ساعت و شدت جریان الکتریکی ۰/۵ آمپر را نشان می‌دهد.



شکل ۱۰) سیگنال زمانی پاسخ دینامیکی، هنگام حرکت خودرو با سرعت ۱۸ کیلومتر برساعت و شدت جریان الکتریکی ۰/۵ آمپر: الف) شتاب زاویه‌ای محموله ب) شتاب عمودی قسمت جلویی محموله ج) شتاب زاویه‌ای بدنه د) شتاب عمودی قسمت جلویی کف وانت پیکان

همانطور که از مقایسه شکل‌های ۱۰ (ب) و ۱۰ (د) ملاحظه می‌شود، دامنه شتاب عمودی قسمت جلویی کف خودرو از دامنه شتاب عمودی قسمت جلویی بار محموله بیشتر است. لازم به ذکر است که دامنه ارتعاشات معمولا به محل نقطه اندازه‌گیری وابسته است و بسته به محل اندازه‌گیری در روی محموله و کف خودرو و همچنین خواص الاستیکی محموله و سازه شاسی و کف خودرو باری و همچنین فرکانس تحریک می‌تواند تغییر کند. بنابراین در حالت کلی انتظار کاهش دامنه شتاب‌های محموله نسبت به کف خودرو وجود دارد، در عین حال در رزونانس‌های داخلی سیستم تعلیق ثانویه ممکن است بنا به دلایل مذکور شتاب محموله به صورت محلی افزایش یابد.

۳- نتایج و تحلیل

۳-۱- پاسخ دینامیکی دمپر به تست هارمونیک

به منظور بررسی تاثیر اعمال شدت جریان الکتریکی بر ظرفیت میرایی دمپر MR، نتایج بدست آمده از جمع آوری داده‌های مربوط به نیروی میرایی دمپر در تست هارمونیک، منجر به رسم منحنی‌های مربوط به رفتار دینامیکی آن گردید. شکل ۱۱ نمونه‌ای از منحنی‌های تجربی رفتار دمپر مگنتورئولوژیکال در تست دینامیکی با شدت جریان‌های الکتریکی مختلف، دامنه جابجایی ۵ میلیمتر و فرکانس تحریک ۰/۵ هرتز نمایش می‌دهد.

همچنین نتایج حاصل از عملکرد تست‌های دینامیکی مربوط به تحریک هارمونیک بر روی دمپر، در مورد بیشینه نیروی میرایی دمپر در شدت جریان الکتریکی ۲ آمپر، نسبت به حالت (۰) آمپر، در فرکانس‌های ۰/۲۵، ۰/۵ و ۱ هرتز و جابجایی‌های ۵ و ۱۰میلی‌متر در جدول ۲ نشان داده شده است.

همانطور که از نتایج شکل ۱۱ و جدول ۲ ملاحظه می‌گردد، با افزایش شدت جریان الکتریکی از صفر تا ۲ آمپر، نیروی میرایی دمپر تحت سرعت‌های برابر پیستون افزایش یافته است و نتایج جدول مذکور نشان می‌دهد که بیشینه نیروی میرایی دمپر در شدت جریان الکتریکی ۲ آمپر، نسبت به حالت (۰) آمپر، بطور میانگین ۱۱/۶۲ برابر افزایش داشته است. علت این امر نزدیک شدن سیال از فاز مایع به فاز نیمه جامد و به تبع آن افزایش ویسکوزیته و مقاومت کرنشی آن دربرابر تنش برشی است. همچنین باتوجه به عملکرد دمپرها بر پایه ویسکوزیته سیال و تناسب بین نرخ کرنش برشی (سرعت پیستون) و نیروی میرایی، تحت هریک از شدت جریان‌های الکتریکی، بیشترین نیروی میرایی در جابجایی صفر (وسط کورس حرکتی پیستون) صورت گرفته است به این دلیل که اندازه سرعت حرکت پیستون در هنگام عبور از این نقطه بیشینه است.

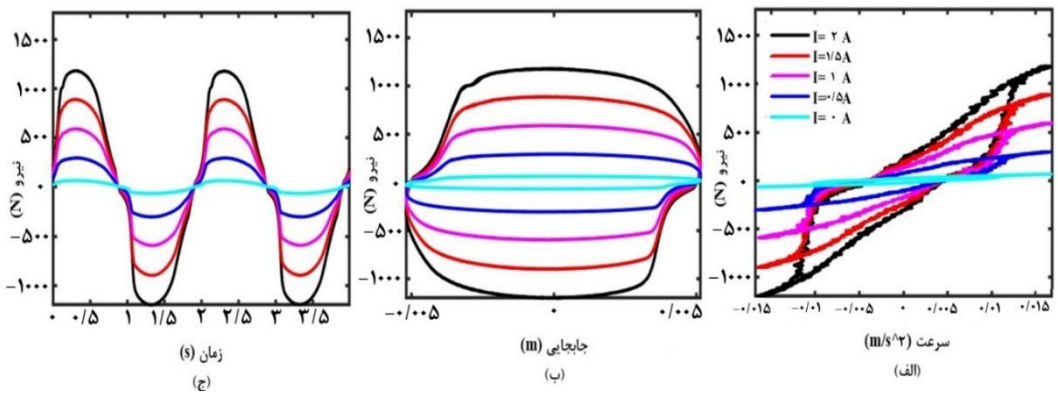
۳-۲- پارامترهای شناسایی شده مدل اسپنسر

پس از وارد کردن داده‌های مربوط به جابجایی و سرعت پیستون مربوط به تستهای هارمونیک بعنوان معلومات معادلات حاکم بر مدل اسپنسر و حل معادلات ۱۱-۱۳ بروش رانگ کوتای مرتبه٤، مقایسه نیروهای تجربی و شبیه‌سازی شده انجام گرفت. شکل ۱۲ مقایسه نیروهای میرایی دمپر تجربی و شبیه‌سازی شده در تست دمپر با شدت جریان الکتریکی ۰/۵ آمپر، فرکانس تحریک ۱ هرتز و جابجایی ۱۰ میلی‌متر را به نمایش می‌گذارد.

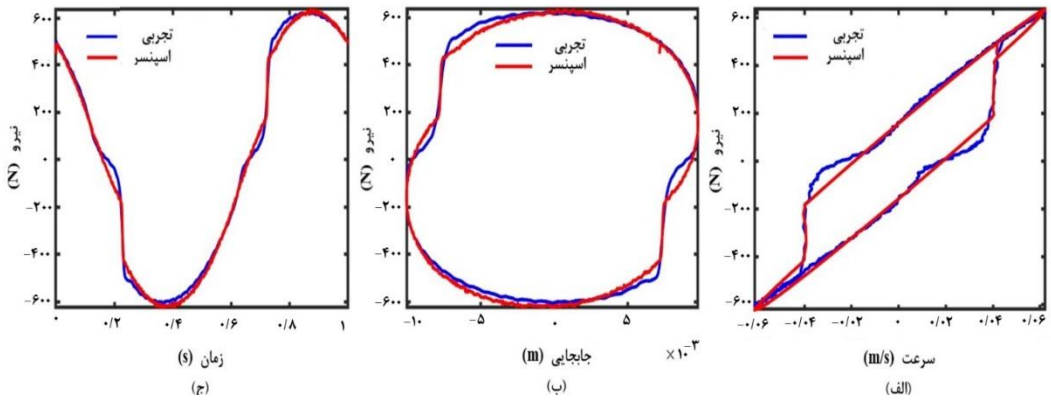
همانطور که مشاهده می‌گردد با تفریق سیگنال نیروی تجربی از نیروی مدل‌سازی شده، سیگنال خطا حاصل شده است. در ادامه بمنظور مقایسه مقادیر خطا دربرابر مقادیر نیروی تجربی، اقدام به محاسبه جذر میانگین مربعات مربوط به سیگنال نیروی تجربی و سیگنال خطا بطور جداگانه گردید. با بررسی تغییرات خطای نسبی RMSها برحسب تغییرات پارامتر مورد بررسی، در نقطه کمینه خطا،

جدول ۲) بیشینه نیروی میرایی دمپر در شدت جریان الکتریکی ۲ آمپر، نسبت به حالت (۰) آمپر

ردیف	جابجایی میلیمتر	فرکانس هرتز	افزایش بیشینه نیروی میرایی دمپر در شدت جریان الکتریکی ۲ آمپر، نسبت به حالت (۰) آمپر
۱		۰/۲۵	۱۷/۷۴۵۷
۲	۵	۰/۵	۱۷/۹۸۰۱
۳		۱	۸/۳۹۳۸
۴		۰/۲۵	۸/۴۵۹۵
۵	۱۰	۰/۵	۸/۸۰۲۰
۶		۱	۸/۳۶۲۶



شکل ۱۱) منحنی‌های تجربی تست دینامیکی دمپر مگنتورئولوژیکال با شدت جریان‌های الکتریکی مختلف، دامنه جابجایی ۵ میلیمتر و فرکانس تحریک ۰/۵ هرتز: الف) نمودار نیرو – سرعت ب) نمودار نیرو – جابجایی ج) نمودار نیرو – زما



شکل ۱۲) مقایسه نیروهای میرایی دمپر تجربی و شبیه‌سازی شده در تست دمپر با شدت جریان الکتریکی ۰/۵ آمپر، فرکانس تحریک ۱ هرتز و جابجایی ۱۰ میلیمتر: الف نیرو-سرعت ب نیرو-جابجایی ج نیرو-زمان

پارامترهای بهینه شناسایی شد. این پارامترها برای شدت جریان‌های الکتریکی گوناگون دمپر، دامنه‌های ۵ و ۱۰ میلی‌متر و فرکانس‌های تحریک ۰/۲۵، ۰/۵ و ۱ هرتز، محاسبه شدند. نمونه‌ای از پارامترهای شناسائی شده مدل اسپنسر دمپر مورد تست برای دامنه جابجائی ۵ میلی‌متر، فرکانس تحریک ۰/۲۵ هرتز و در شدت جریان‌های مختلف، در جدول ۳ ارائه شده است.

با دقت در مقادیر مربوط به خطای نسبی محاسبه شده در جدول ۳، نتیجه گرفته شد که این مقادیر بین ۰/۰۹ درصد تا ۵/۱۳ درصد متغیر بوده و با میانگینی برابر ۱/٤۹٤ درصد حاکی از دقت بیشتر مدل اسپنسر در پیش‌بینی رفتار دینامیکی دمپر می‌باشد.

۳-۳- بررسی کارایی سیستم تعلیق ثانویه به روش عددی

پس از مدل‌سازی دوبعدی مجموعه مجهز به سیستم تعلیق ثانویه با دمپرهای مگنتورئولوژیکال، نظر به پیچیدگی موجود درمعادلات مدل اسپنسر و بمنظور افزایش سرعت تحلیل، با تقریب نمودارهای نیرو-سرعت دمپر موجود با معادلات درجه اول، خروجی سیستم در مواجهه با پروفیل ناهمواری موجود تحت سرعت‌های۱۰، ١٤ و ۱۸کیلومتر برساعت خودرو استخراج گردید. بعلت بالابودن سرعت حرکت دمپر در شرایط واقعی و همچنین قابلیت چشم پوشی از مقادیر کوچک نیروی دمپینگ با صرفنظر از قسمت هیسترزیس نمودار نیرو-سرعت، تقریب نمودارهای نیرو-سرعت دمپر موجود با معادلات درجه اول، بعمل آمد. در رابطه با به روزرسانی مدل، هم محتوای فرکانسی پاسخ مرکز جرم محموله و هم دامنه پاسخ (شتاب مرکز جرم محموله) می تواند به عنوان معیار به روز رسانی مورد استفاده قرار گیرد. جهت ساده سازی فرایند به روز رسانی و از آنجائیکه بیشینه شتاب ناشی از ضربه، تاثیر چشم‌گیری در وارد کردن آسیب‌ها به محموله‌های حساس دارد، معیار مورد استفاده در این تحقیق برای بروزرسانی مدل، کاهش خطا بین مقدار حاصل از مدل و مقادیر تجربی مربوط به بیشینه شتاب محموله است. با بررسی‌ها و تحلیل‌های حساسیت انجام گرفته بر روی تاثیر تغییرات پارامترهای مدل از قبیل سفتی تایرها $(K_{WF}.K_{WR})$ ، سفتی تعلیق اصلی $(K_F.K_R)$ ، میرایی تعلیق اصلی $(C_F.C_R)$ و سفتی تعلیق ثانویه $(K_{PF}.K_{PR})$بر پاسخ مدل در عبور از سرعت‌گیر، مشخص گردید که سیستم به تغییرات سفتی تایرها نسبت به سایر پارامترها حساسیت بیشتری نشان می‌دهد. بنابراین با تغییر سفتی تایرها (کاهش ۲۵ درصدی سفتی تایرها نسبت به فرض اولیه) مدل تا حد بیشتری بروز رسانی شد. جدول ٤ در تایید ادعای فوق، مقادیر مربوط به بیشینه شتاب تجربی و شبیه سازی و خطای نسبی حاکم را نمایش می‌دهد.

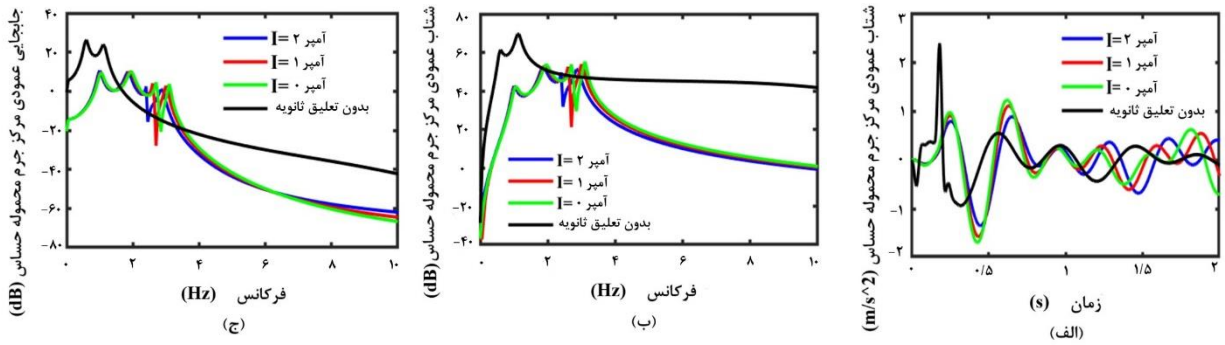
پس از در نظر گرفتن تقریب عمکرد خطی فوق‌الذکر برای دمپرها و بروزرسانی مدل شش درجه آزادی موجود از طریق تغییر پارامترهای دینامیکی و بهینه‌سازی خطای بین پاسخ عددی و تجربی، جابجایی و شتاب عمودی مرکز جرم محموله، تحت شدت جریان‌های الکتریکی ۰، ۰/۵ و ۱ آمپر به عنوان پاسخ سیستم حاصل شد. شکل ۱۳ تاثیر تغییرات شدت جریان الکتریکی اعمالی

جدول ۳) نمونه‌ای از پارامترهای شناسائی شده مدل اسپنسر برای دامنه جابجائی ۵ میلیمتر و فرکانس تحریک ۰/۲۵ هرتز برای دمپر مورد تست

شدت جریان الکتریکی (A)	α $[N/m]$	c_0 $[N\cdot s/m]$	k_0 $[N/m]$	c_1 $[N\cdot s/m]$	k_1 $[N/m]$	γ $[m^{-2}]$	β $[m^{-2}]$	A	x_0 [m]	E_{RMS} (%)
۰	۹۰۰	۴۱۰۰	۰	۹۳۰۰۰۰	۰	۱۰۰۰۰	۴۲۰۰۰۰	۷۶	۰	۰/۷۴
۰/۵	۱۶۴۰۰	۵۳۰۰۰	۰	۲۶۵۰۰	۴۸۷۰	۰	۲۵۴۰۰۰۰	۱۸۳	۰	۰/۹۳
۱	۴۰۱۰۰	۱۵۴۰۰	۰	۴۸۹۰۰	۴۳۰	۹۰۰۰۰	۲۹۰۰۰۰۰	۱۲۱۷	۰/۰۱۲	۰/۰۹
۱/۵	۷۰۲۰۰	۲۰۹۰۰	۰	۷۲۹۰۰	۵۴۰۰	۱۸۵۰۰۰۰	۱۹۷۰۰۰۰	۹۳۰	۰/۰۰۱	۰/۵۸
۲	۳۲۸۵۰۰	۵۳۰۰	۰	۹۳۰۰۰	۰	۲۱۵۰۰۰۰	۲۰۰۰۰۰۰	۲۰۷	۰	۵/۱۳

جدول ٤) مقادیر مربوط به بیشینه شتاب تجربی، شبیه سازی پیش و بعد از بروزرسانی و درصد خطای نسبی حاکم

درصد خطای نسبی (%)	مقادیر بیشینه شتاب در مدل بعد از بروزرسانی (m/s^2)	مقادیر بیشینه شتاب در مدل پیش از بروزرسانی (m/s^2)	مقادیر بیشینه شتاب تجربی (m/s^2)	سرعت (Km/h)
۱۵/۹۵٪	۲/۹۱۴۶	۲/۲۹۹۴	۳/۴۶۷۶	۱۰
۹/۶۵٪	۳/۹۲۰۱	۴/۱۶۸۲	۳/۵۷۵	۱۴
۱۵/۷۸٪	۳/۱۲۷۱	۵/۶۷۹۴	۳/۷۱۳۳	۱۸



شکل ۱۳) تاثیر تغییرات شدت جریان الکتریکی اعمالی بر دمپرها در پاسخ دینامیکی سیستم شبیه سازی شده در مواجهه با پروفیل سرعت‌گیر (الف) شتاب عمودی مرکز جرم محموله حساس در سرعت ۶۰ کیلومتربرساعت، (ب) شتاب عمودی مرکز جرم محموله (ج) جابجایی عمودی مرکز جرم محموله

بر دمپرها در پاسخ دینامیکی سیستم شبیه سازی شده و کاهش دامنه جابجایی و شتاب مرکز جرم محموله حساس در سرعت ٦٠ کیلومتربرساعت در عبور خودرو از پروفیل سرعت‌گیر نیم موج سینوسی با مشخصات به ارتفاع ٤ سانتی‌متر و طول ٦٠ سانتی‌متر را نمایش می‌دهد. همانطوری که ملاحظه می‌گردد شکل ۱۳ (الف) پاسخ زمانی شتاب و شکل‌های ۱۳ (ب) و ۱۳ (ج) به ترتیب پاسخ‌های فرکانسی شتاب عمودی محموله و جابجایی عمودی محموله می‌باشند که با اعمال تبدیل فوریه بر روی پاسخ زمانی بدست آمده و به فرمت دسی بل (dB) ترسیم شده است. در ترسیم شکل‌های ۱۳ (ب) و ۱۳ (ج)، شتاب و جابجایی مرجع به ترتیب برابر 1×10^{-6} متربرمجذورثانیه و 1×10^{-6} متر در نظر گرفته شده و تبدیل فوریه نیز بر روی پاسخ زمانی تا ۵۰۰ هرتز انجام گردیده است. با توجه به اینکه درجات آزادی مدل محدود می‌باشد (٦ درجه آزادی) و مشخصات فرض شده برای مدل مورد تحلیل طوری بوده است که فرکانس‌های طبیعی سیستم دارای مقادیر کمتر از ٤ هرتز می‌باشند، لذا برای تحریک‌هایی نظیر عبور از سرعت‌گیر که شبه ضربه بوده و اکثر فرکانس‌های تشدید سیستم را تحریک می‌کند، قله‌های فرکانسی خارج از این محدوده وجود نخواهد داشت.

همانگونه که مشاهده می‌شود علاوه بر تاثیر مثبت حضور سیستم تعلیق ثانویه به عنوان حائلی میان محموله و بدنه خودرو با افزایش شدت جریان الکتریکی، شدت میدان مغناطیسی سیم پیچ‌ها و در نتیجه نیروی میرایی، افزایش و بیشینه دامنه شتاب کاهش می‌یابد. علت این امر تغییر فاز سیال MR از مایع به نیمه-جامد بر اثر افزایش شدت میدان مغناطیسی موثر بر آن می‌باشد. همچنین در شکل‌های ۱۳ (ب و ج) ملاحظه می‌شود که در بعضی از فرکانس‌ها دامنه بالاتر از حالتی است که در سیستم تعلیق وجود دارد. علت این امر این است که وجود سیستم تعلیق ثانویه موجب ظهور فرکانس‌های تشدید داخلی در سیستم شده و در فرکانس‌های نزدیک به این فرکانس‌های تشدید داخلی، دامنه به صورت محلی نسبت به حالت بدون سیستم تعلیق ثانویه افزایش می‌یابد ولی دامنه فرکانس اصلی سیستم و همچنین دامنه فرکانس‌های به مراتب بالاتر از فرکانس‌های تشدید داخلی، کاهش قابل ملاحظه‌ای پیدا می‌کند. جدول ۵ بیشینه شتاب عمودی مرکز جرم محموله و درصد کاهش آن را نسبت به حالت بدون سیستم تعلیق ثانویه، در شدت جریان‌های الکتریکی مختلف نشان می‌دهد.

۳-۴- بررسی کارایی سیستم تعلیق ثانویه به روش تجربی

پس از انجام آزمایشات تجربی و با توجه به قیود هندسی موجود، سیگنال‌های مربوط به شتاب مرکز جرم محموله و مرکز جرم خودرو با استفاده از داده‌های شتاب سنج‌ها استخراج شدند. درادامه فرکانس‌های بالاتر از ۲۰ هرتز این سیگنال‌ها جهت حذف نویزهای نامطلوب ناشی از منابعی نظیر ارتعاشات موتور و سیستم انتقال قدرت و ناهمواری‌های ریز مسیر، فیلتر گردیدند. هم محتوای فرکانسی و هم دامنه شتاب‌ها و جابجایی‌های محموله در وارد شدن آسیب‌ها به محموله حساس اهمیت زیادی دارند لذا، در جدول ٦ اقدام به بررسی میزان تاثیر شدت جریان الکتریکی اعمالی به دمپرها در کاهش بیشینه شتاب وارده به محموله شده است. همچنین با توجه به گراف‌های پاسخ فرکانسی ارائه شده در شکل ۱۳ (ب) و ۱۳ (ج) مشاهده می‌شود که در محدوده فرکانسی ۱/۵ تا ٤ هرتز با افزایش شدت جریان الکتریکی میرایی سیستم افزایش یافته و ضمن کاهش دامنه شتاب و جابجایی، فرکانس-های تشدید به سمت چپ انتقال یافته‌اند.

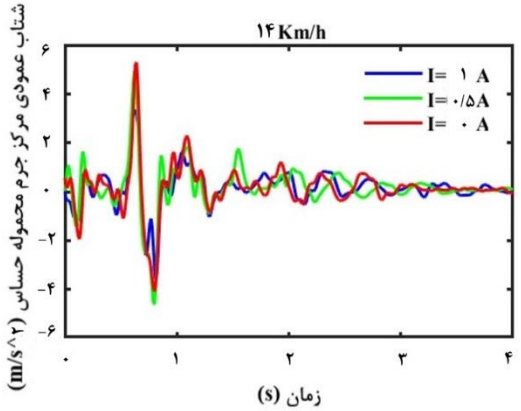
شکل ١٤ منحنی شتاب-زمان حاصل از نتایج تجربی تست صورت گرفته در حرکت خودرو با سرعت ١٤ کیلومتر برساعت را نمایش می‌دهد.

جدول ۵) بیشینه شتاب عمودی مرکز جرم و درصد کاهش آن نسبت به حالت بدون سیستم تعلیق ثانویه در شدت جریان‌های الکتریکی مختلف

درصد کاهش بیشینه شتاب عمودی مرکز جرم محموله نسبت به حالت بدون دمپر (%)	بیشینه شتاب عمودی مرکز جرم محموله (متربرمجذورثانیه)	شدت جریان الکتریکی (آمپر)
۰	۲/۳۸۹۳	بدون دمپر MR
%۲۹/۱۵	۱/۶۹۲۹	۰
%۳۴/۲۷	۱/۵۷۰۶	۱
%۴۳/۶۰	۱/۳۴۷۶	۲

جدول ٦) بیشینه شتاب وارده به محموله حساس در شدت جریان های الکتریکی مختلف

درصد کاهش شتاب محموله نسبت به صفر آمپر (%)	شتاب بیشینه محموله (m/s^2)	شدت جریان الکتریکی (A)
%۰	۵/۲۹۰۸	۰
%۱۲/۶۹	۴/۶۱۹۳	۰/۵
%۳۲/۴۳	۳/۵۷۵	۱



شکل ۱۴) پاسخ زمانی شتاب عمودی مرکزجرم محموله حساس، حاصل از نتایج تجربی تست صورت گرفته در حرکت خودرو با سرعت ۱۴ کیلومتر برساعت

همانطور که ملاحظه می‌گردد مطابق نتایج شکل ١٤ و جدول ٦، در تست تجربی نیز مشابه حالت شبیه‌سازی شده، با افزایش شدت جریان الکتریکی و عبور سیال MR از فاز مایع به نیمه جامد، بیشینه شتاب وارده به محموله کاهش یافته‌است که موید تاثیر مثبت حضور سیستم تعلیق ثانویه مجهز به دمپرهای مگنتورئولوژیکال در کاهش آسیب‌های وارده به محموله حساس است.

۴- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

جمع‌بندی نتایج حاصل از توسعه یک سیستم تعلیق ثانویه نیمه فعال مجهز به دمپرهای مگنتورئولوژیکال، جهت کاربرد ایزولاسیون محموله‌های حساس در برابر بارهای وارده از ناهمواریهای جاده و کاهش دامنه ارتعاشات در خودروهای باری، به شرح زیر خلاصه می‌گردد:

۱- پس از انجام تست‌های دینامیکی مربوط به تحریک هارمونیک بر روی دمپر، نتایج بدست آمده از عملکرد آن نشان داد که با افزایش شدت جریان الکتریکی از صفر تا ۲ آمپر، مقادیر بیشینه نیروی میرایی دمپر نیز افزایش یافته و بیشینه نیروهای میرایی دمپر در شدت جریان الکتریکی ۲ آمپر، بطور میانگین افزایش ۱۱/٦۲ برابری نسبت به حالت (۰) آمپر، داشته است.

۲- نتایج نیروی حاصل از مدل اسپنسر در پیش‌بینی رفتار دینامیکی دمپر با خطای نسبی میانگین ۱/٤۹٪، نسبت به نیروی حاصل از تست تجربی بدست آمد.

۳- نتایج حاصل از شبیه‌سازی نشان داد که با اعمال شدت جریان الکتریکی ۲ آمپر بر دمپرها، بیشینه شتاب عمودی وارده به مرکز جرم محموله حساس در عبور از دست‌انداز نسبت به حالت بدون سیستم تعلیق ثانویه، ٤۳/٦۰٪ (۱/۰٤ متربرمجذورثانیه) کاهش یافته است.

٤- نتایج تست‌های تجربی صورت گرفته نشان داد که با افزایش شدت جریان الکتریکی دمپرها از ۰ تا ۲ آمپر، بیشینه شتاب عمودی وارده به مرکز جرم محموله حساس در عبور از دست‌انداز، ۳۲/٤۳٪ (۱/۷۲ متربرمجذورثانیه) کاهش یافته است.

تشکر و قدردانی: اینکار تحقیقاتی در آزمایشگاه تحقیقاتی سازه‌های هوشمند و وفق‌پذیر و آزمایشگاه مقاومت‌مصالح دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه انجام شده است. نهایت تشکر را از کارشناس آزمایشگاه، آقاي مهندس کریماني داریم.

تاییدیه اخلاقی: تعهد رعایت اخلاق نشر، واگذاری حقوق مادی، افشای تعارض منافع توسط نویسندگان تکمیل شده و مورد بررسی قرار گرفته است.

تعارض منافع: نویسندگان هیچ‌گونه تعارض منافعی نسبت به این کار تحقیقاتی ندارند.

سهم نویسندگان: سیدصمد صمداني اقدم (نویسنده اول)، نگارنده متن مقاله/ پژوهشگر اصلی/ تحلیلگر آماری (٤۰٪)؛ کمال جهانی (نویسنده دوم)، روش شناس/پژوهشگر کمکی (٤۰٪)، محمدرضا شبگرد (نویسنده سوم) پژوهشگر کمکی(۲۰٪).

منابع مالی: منابع مالی اینکار تحقیقاتی برعهده دانشگاه تبریز و پژوهشگر اصلي بوده است.

منابع

1- Odenbach S, Borin D. Electrorheological fluids and magnetorheological suspensions. Journal of Physics: Condensed Matter. 2010;22(32):320301.
2- Ekberg C, Hansson E. Design and simulation of active and semi-active cab suspensions with focus to improve ride comfort of a heavy truck (Master's thesis), 2015.
3- Chu ML, Doyle GR. Nondeterministic analysis of a four-wheeled model vehicle traversing a simulated random terrain. SAE Technical Paper; 1978.
4- Fischer D, Börner M, Isermann R. Control of mechatronic semi-active vehicle suspensions. IFAC Proceedings Volumes. 2002;35(2):209-14.
5- Hua D, Liu X, Li Z, Fracz P, Hnydiuk-Stefan A, Li Z. A Review on Structural Configurations of Magnetorheological Fluid Based Devices Reported in 2018-2020. Frontiers in Materials. 2021;8:24.
6- Seid S, Chandramohan S, Sujatha S. Design and Evaluation of a Magnetorheological Damper based Prosthetic knee. International Journal of Engineering. 2019;32(1):146-52.
7- Marcu FM. Semiactive cab suspension control for semitruck applications (Doctoral dissertation, Virginia Tech), 2009.
8- Chae HD, Choi SB. A new vibration isolation bed stage with magnetorheological dampers for ambulance

vehicles. Smart Materials and Structures. 2014;24(1):017001.
9- Ahmadian M, Poynor JC. An evaluation of magneto rheological dampers for controlling gun recoil dynamics. Shock and Vibration. 2001;8(3, 4):147-55.
10- Sun SS, Ning DH, Yang J, Du H, Zhang SW, Li WH. A seat suspension with a rotary magnetorheological damper for heavy duty vehicles. Smart Materials and Structures. 2016;25(10):105032.
11- Mao M, Hu W, Choi YT, Wereley NM. A magnetorheological damper with bifold valves for shock and vibration mitigation. Journal of Intelligent Material Systems and Structures. 2007;18(12):1227-32.
12- Wang Q, Ahmadian M, Chen Z. A novel double-piston magnetorheological damper for space truss structures vibration suppression. Shock and Vibration. 2014;2014.
13- Xu ZD, Jia DH, Zhang XC. Performance tests and mathematical model considering magnetic saturation for magnetorheological damper. Journal of Intelligent Material Systems and Structures. 2012;23(12):1331-49.
14- Lau YK, Liao WH. Design and analysis of magnetorheological dampers for train suspension. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. 2005;219(4):261-76.
15- Rodríguez A, Pozo F, Bahar A, Acho L, Vidal Y, Rodellar J. Force-derivative feedback semi-active control of base-isolated buildings using large-scale MR fluid dampers. Structural Control and Health Monitoring. 2012;19(1):120-45.
16- Sun Q, Zhang L, Zhou J, Shi Q. Experimental study of the semi-active control of building structures using the shaking table. Earthquake engineering & structural dynamics. 2003;32(15):2353-76.
17- Kwok NM, Ha QP, Nguyen MT, Li J, Samali B. Bouc–Wen model parameter identification for a MR fluid damper using computationally efficient GA. ISA transactions. 2007;46(2):167-79.
18- Kamble VG, Kolekar S, Madivalar C. Preparation of magnetorheological fluids using different carriers and detailed study on their properties. American Journal of Nanotechnology. 2015;6(1):7.
19- Mousazadeh M, Jahani K, Samadani Aghdam SS. Experimental Study of the Effects of Iron Particles Size on Damping Force and Energy Dissipation of a Double-Ended Magnetorheological Damper. Modares Mechanical Engineering. 2019;19(9):2129-38.
20- Singh HJ, Wereley NM. Optimal control of gun recoil in direct fire using magnetorheological absorbers. Smart materials and Structures. 2014;23(5):055009.
21- Mao M, Hu W, Choi YT, Wereley NM, Browne AL, Ulicny J. Experimental validation of a magnetorheological energy absorber design analysis. Journal of Intelligent Material Systems and Structures. 2014;25(3):352-63.
22- Yu M, Liao CR, Chen WM, Huang SL. Study on MR semi-active suspension system and its road testing. Journal of intelligent material systems and structures. 2006;17(8-9):801-6.
23- White FM. Fluid mechanics. 2nd Edition, New York: Mc Graw Hill Book Company, Blacklick, 1986.
24- Agostinacchio M, Ciampa D, Olita S. The vibrations induced by surface irregularities in road pavements–a Matlab® approach. European Transport Research Review. 2014;6(3):267-75.
25- Adibi H, Yarali E, RamezanShams A. Design, fabricate and testing the novel Magnetorheologic damper involving stabilizer nanoparticles of silicone. Modares Mechanical Engineering. 2017;17(8):252-8.
26- Wang DH, Liao WH. Magnetorheological fluid dampers: a review of parametric modelling. Smart materials and structures. 2011;20(2):023001.
27- Mousazadeh M, Jahani K, Abdollahi M. Identification of Parameters of Spencer Model for a Double-Ended Magnetorheological Damper with Different Spherical Iron Carbonyl Powder Sizes. Modares Mechanical Engineering. 2019;19(5):1307-17.
28- Spencer Jr B, Dyke SJ, Sain MK, Carlson J. Phenomenological model for magnetorheological dampers. Journal of engineering mechanics. 1997;123(3):230-8.