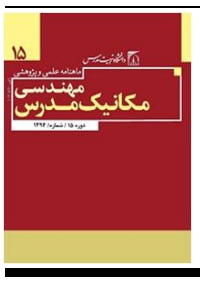
مجله مهندسی مکانیک مدرس، شهریور 1394، دوره 15، شماره 6، ص‌ص 409- 418

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir



کاربرد میراگرهای نامتقارن غیرخطی در طراحی بهینه پارامترهای سیستم تعلیق غیرفعال خودرو تحت تحریک اتفاقی جاده

ابوالفضل سیفی[1]، رضا حسن نژاد قدیم[2*]، محمد علی حامد[2]

1- دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک- طراحی کاربردی، دانشگاه تبریز، تبریز

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

* تبریز، صندوق پستی 14766- 51666، hassannejhad@tabrizu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 17 بهمن 1393

پذیرش: 29 فروردین 1394

ارائه در سایت: 23 اردیبهشت 1394

کلید واژگان:

راحتی سفر

جاده پذیری

فضای کاری

میراگر نامتقارن

بهینه‌سازی چندهدفه

چکیده

سیستم تعلیق غیرفعال به دلیل مصرف پایین انرژی و هزینه کمتر در اکثر خودروها استفاده می‌شود. بنابراین امروزه چالشی در ادبیات فن، در جهت افزایش قابلیت‌های آن وجود دارد. هدف از این تحقیق، ارائه روشی جدید برای طراحی بهینه چندهدفه سیستم تعلیق خودرو بر اساس استفاده از میراگرهای نامتقارن (غیرخطی) است. از این‌رو نشان داده می‌شود که استفاده از این نوع میراگرها با قدرت انتخاب دو نوع ضریب ویسکوز یکی در هنگام فشردگی و دیگری در هنگام باز شوندگی سبب ارائه طرحی بهینه نسبت به طرح‌های موجود در ادبیات فن که بر مبنای میراگرهای متقارن است، خواهد شد. به این منظور خودرو به‌صورت یک مدل کامل یازده درجه آزادی که تحت ناهمواری‌های اتفاقی جاده قرار دارد، مدل شده است. سپس از آنجا که وظایف سیستم تعلیق، کاهش دادن شتاب‌های عمودی وارد بر سرنشینان، محدودیت حرکت کله زنی، افزایش جاده‌پذیری و کاهش تغییرات فضای کاری چهار چرخ خودرو است، مسأله به‌صورت یک مسأله بهینه‌سازی چندهدفه با اهداف متضاد فرمول‌بندی شده و با الگوریتم NSGA-II حل می‌شود. نتایج بدست آمده حاکی از آن است که استفاده از میراگرهای نامتقارن سبب ارائه طرحی بهینه‌تر نسبت به روش‌های بهینه‌سازی که در آن‌ها از میراگرهای متقارن استفاده شده است، می‌شود.

Application of nonlinear asymmetrical damper in the optimal design parameters of passive suspension under random excitation

Abolfazl Seifi, Reza Hassannejad Qadim*, Mohammad Ali Hamed

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran
* P.O.B. 51666-14766 Tabriz, Iran, hassannejhad@tabrizu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 06 February 2015
Accepted 18 April 2015
Available Online 13 May 2015

Keywords:
Ride comfort
Road Holding
Work Space
Asymmetrical Damper
Multi-Objective

ABSTRACT

Passive suspension system is used in most vehicles due to its low energy consumption and low cost in most vehicles. Therefore, today enhancing the suspension system has become a challenge for engineers. The aim of this study is to present a new method for Multi-Objective design of vehicle suspension based on the use of asymmetrical dampers (Nonlinear). Hence, It is shown that using these types of dampers with a choice of two types of coefficient, one of which is in compression and the other in expansion will lead to a more optimal design compared to those in the literature. For this purpose, vehicle was modeled using full model with eleven degrees of freedom under random road excitation, then, since the tasks of suspension system are reduction of vertical acceleration exerted on passengers, reduction of pitch acceleration of sprung mass, improving road holding and reduction of the change of four wheel work space. Therefore, the problem is defined as a Multi-Objective problem with conflicting objectives which were formulated and solved by NSGA-II algorithm. The obtained results indicated that using asymmetrical dampers leads to more efficient design compared to those methods with symmetrical dampers.

1- مقدمه

راحتی سفر در خودروها بستگی به احساس سرنشینان داخل وسیله نقلیه نسبت به ارتعاشات واردشده بر خودرو دارد. ارتعاشات بدنه خودرو می‌تواند ناشی از عوامل گوناگونی مثل ناهمواری‌های سطح جاده، نیروهای آیرودینامیکی، ارتعاشات موتور و نابالانسی چرخ‌ها باشد [1]. در این میان ناهمواری‌های سطح جاده منبع اصلی ارتعاشات ایجادشده در وسیله نقلیه است و خودرو را در معرض شتاب‌های قائمی قرار می‌دهد که سبب ناراحتی و خستگی سرنشینان می‌شود. با محدودسازی این شتاب‌ها می‌توان راحتی سفر در خودرو را بهبود داد. سیستم تعلیق به‌عنوان رابط بین بدنه اصلی خودرو و چرخ‌ها عامل کاهش ارتعاشات وارد بر وسیله نقلیه است. پارامترهای سیستم تعلیق شامل سفتی فنر و ضریب میراگرهای ویسکوز، ساختار اصلی این سیستم را تشکیل می‌دهند. مقادیر این پارامترها را می‌توان با مینیمم کردن ریشه متوسط مجذور شتاب[1] برای بازه فرکانسی 1 تا 10 هرتز که در استاندارد ISO 2631 مشخص است، به‌منظور کاهش شتاب‌های وارد بر بدن سرنشین‌ها تعیین کرد [2]. شایان ذکر است که توجه کامل به این مقوله

1- Root Mean Square Acceleration

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

A. Seifi, R. Hassannejad Qadim, M.A. Hamed, Application of nonlinear asymmetrical damper in the optimal design parameters of passive suspension under random excitation, *Modares Mechanical Engineering,* Vol. 15, No. 6, pp. 409-418, 2015 (In Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-20]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.6.7.3]

باعث انتخاب پارامترهای سیستم تعلیق به‌صورت ضریب پایین شده و این امر سبب بروز مشکلات بسیاری برای ایمنی خودرو و کنترل‌پذیری آن در جاده-های ناهموار می‌شود. انتخاب پارامترهای سیستم تعلیق با ضریب پایین به بهبود راحتی سفر کمک کرده ولی باعث افزایش تغییرات فضای‌کاری و کاهش جاده‌پذیری خودرو می‌شود. در ادبیات فن فضای‌کاری به‌عنوان تغییرات فاصله بین چرخ‌های خودرو و جرم فنربندی شده، تعریف می‌شود، که کاهش این تغییرات یکی از وظایف سیستم تعلیق است. چراکه تغییرات بیش از حد فضای‌کاری باعث آسیب فیزیکی به خودرو شده و تعادل آن در هنگام ناهمواری‌های شدید با مشکل مواجه می‌شود [3]. همچنین وظیفه مهم دیگر سیستم تعلیق تماس دائمی چرخ‌های خودرو با سطح زمین برای راحتی فرمان‌پذیری است، که با نام جاده‌پذیری معرفی می‌شود. برای تأمین جاده‌پذیری کاهش هر چه بیشتر تغییرات سرعت عمودی چرخ‌ها در هنگام عبور از ناهمواری‌های شدید لازم است. به این ترتیب در نظر گرفتن محدودیت‌های طراحی و جاده‌پذیری در کنار راحتی سفر سرنشینان در هنگام انتخاب پارامترهای سیستم تعلیق لازم است.

در سال‌های اخیر با رشد روزافزون تحلیل‌های عددی به کمک کامپیوترها، از آن‌ها برای طراحی بهینه سیستم تعلیق خودرو استفاده می‌شود. مزیت استفاده از روش‌های کامپیوتری کاهش هزینه و زمان انجام آزمایش و تولید محصول با کیفیت است. طوری که امروزه در صنعت خودروسازی صحبت از نمونه‌سازی صفر[1] می‌باشد. طراحی پارامترهای سیستم تعلیق به‌منظور دست‌یابی به اهداف راحتی سفر، جاده‌پذیری و رعایت محدودیت‌های طراحی در خودرو به‌صورت بهینه‌سازی تک هدفه در بسیاری از تحقیقات انجام‌شده است. در ادبیات فن مدل‌های مورد استفاده برای شبیه‌سازی رفتار ارتعاشی خودرو متناسب با اهداف محققان به‌صورت یک‌چهارم [4-6]، نصف خودرو [7-10] و مدل کامل [11،12] در نظر گرفته شده است. بدیهی است که هرچه مدل مورد استفاده کامل‌تر باشد، شبیه-سازی دقیق‌تر خواهد بود. در این میان استفاده از ورودی اتفاقی جاده به‌عنوان اصلی‌ترین منبع ارتعاشی خودرو و بهینه‌سازی پارامترهای سیستم تحت این نوع ورودی می‌تواند شبیه‌سازی رفتار ارتعاشی خودرو را به واقعیت نزدیک‌تر سازد [8،11]. از این‌رو شبیه‌سازی ناهمواری‌های جاده در حوزه زمان برای بررسی بهتر ارتعاشات واردشده بر مسافران ضروری است [13،14]. به این منظور میرزایی و حسن نژاد [9] با استفاده از الگوریتم ژنتیک و مدل نصف خودرو تحت تحریکات اتفاقی جاده با هدف کاهش شتاب‌های واردشده بر سرنشینان در بازه فرکانسی 1 تا 10 هرتز اقدام به بهینه‌سازی پارامترهای سیستم تعلیق کرده‌اند. به دلیل تمرکز بهینه‌سازی تک هدفه بر روی یک هدف و ارزش‌گذاری کم‌تر بر اهداف دیگر به همین خاطر بهینه‌سازی چندهدفه[2] به‌منظور در نظرگیری تمامی اهداف مطرح می‌شود. امروزه برای اهمیت دادن به تمامی اهداف مورد نظر در مسأله بهینه‌سازی چندهدفه مورد توجه محققان قرارگرفته است. لذا نحوه تعیین پارامترهای سیستم تعلیق نیز با توجه به وظایف مختلف سیستم تعلیق خودرو به‌سوی استفاده از روش‌های بهینه‌سازی چندهدفه سوق پیدا کرده است [15-21]. در تحقیقات اولیه در بهینه‌سازی چندهدفه، مدل‌های ساده به‌صورت مدل یک‌چهارم با ورودی معین جاده و با هدف‌های شتاب عمودی و تغییرات جابه‌جایی بین تایر و جرم فنربندی شده مورد بررسی قرارگرفته است [15،16]. سپس برخی از محققان با هدف ارائه دیدگاهی واقع‌بینانه‌تر جهت انتخاب پارامترهای سیستم تعلیق خودرو، به بهینه‌سازی چندهدفه آن با استفاده از مدل نصف خودرو با در نظر گرفتن رفتار خطی برای فنرها و میراگرهای آن پرداختند [17-20]. در این راستا نریمان‌زاده و همکاران [21] با معرفی نوعی الگوریتم بهینه‌سازی چندهدفه، اقدام به تعیین پارامترهای بهینه مدل خطی نصف خودرو کرده‌اند. از طرفی امروزه نحوه عملکرد پارامترهای سیستم تعلیق نیز توجه محققان را به خود جلب کرده است، به‌گونه‌ای که سیلور و همکاران [22] با استفاده از نوعی میراگر به‌صورت نامتقارن در پارامترهای سیستم تعلیق، کارکرد بهتر این نوع میراگرها در مقایسه با میراگرهای خطی معمولی را نشان دادند. این نوع میراگرها درواقع با دارا بودن ضرایب متفاوت سفتی ویسکوز در حالت فشردگی و بازشدگی به‌صورت غیرخطی عمل کرده و با عکس‌العمل مناسب‌تر نسبت به میراگرهای متقارن خطی باعث بهبود راحتی سرنشینان خودرو می‌شوند.

هدف از این تحقیق ارائه روشی کامل‌تر برای بهینه‌سازی چندهدفه سیستم تعلیق خودرو و افزایش کارایی آن با استفاده از میراگرهای غیرخطی نامتقارن است. از این‌رو وظایف عمده سیستم تعلیق خودرو به‌عنوان اهداف بهینه‌سازی در نظر گرفته می‌شود. در بخش راحتی سفر، کاهش شتاب عمودی وارد بر تمامی سرنشینان و شتاب کله زنی[3] (شتاب حرکت جرم فنربندی شده خودرو حول محور عرضی آن) به‌عنوان دو تابع هدف اولیه و همچنین ماکزیمم تغییرات فاصله بین جرم فنربندی شده و چرخ‌های خودرو (فضای‌کاری) با سرعت عمودی چرخ‌های خودرو به‌عنوان دیگر توابع هدف مدنظر قرار می‌گیرد. در بخش دست‌یابی به راحتی سفر بیشتر، از ناهمواری اتفاقی و در بخش جاده‌پذیری و کنترل فضای‌کاری از ورودی معین تعریف شده استفاده می‌شود. سپس برای افزایش کارایی سیستم تعلیق خودرو، بهینه‌سازی چندهدفه سیستم تعلیق با میراگرهای نامتقارن انجام شده و نتیجه حاصل با میراگرهای متقارن مقایسه می‌شود.

2- مدل ریاضی حرکت خودرو

تحقیقات گسترده‌ای در زمینه سیستم تعلیق و مدل‌سازی ریاضی آن انجام گرفته است. این مدل‌سازی‌ها همواره شامل تایرها، فنرها و میراگرهای ویسکوز بوده است. ویژگی بارز این مدل نسبت به تحقیق‌های موجود در ادبیات فن استفاده از میراگرهای نامتقارن و در نظر گرفتن راحتی سفر تمام سرنشینان خودرو می‌باشد. فنرهای استفاده شده در این مدل به‌صورت خطی می‌باشد، ولی میراگرهای ویسکوز صندلی سرنشینان و سیستم تعلیق بار اول به‌صورت نامتقارن و بار دوم به‌صورت متقارن در نظر گرفته می‌شود [22]. در شکل 1 نیز تفاوت روند نیروی ایجاد شده در هنگام فشردگی و باز شوندگی میراگرهای نامتقارن دیده می‌شود. به‌منظور بررسی هرچه واقع‌بینانه‌تر موضوع تأثیر پارامترهای بهینه سیستم تعلیق در رفتار ارتعاشی خودرو، از یک مدل با 11 درجه آزادی استفاده می‌شود. درجات آزادی این مدل چنانچه در شکل 2 نشان داده شده است به ترتیب، چهار درجه جابه‌جایی عمودی چرخ‌ها (Z_{trl}، Z_{trr}، Z_{tfl}، Z_{trf})، جابه‌جایی عمودی مرکز جرم خودرو (Z_{CG})، حرکت کله زنی (θ)، حرکت غلتشی (φ) و چهار درجه جابه‌جایی عمودی صندلی‌ها است (Z_{lpr}، Z_{rpr}، Z_{lpf}، Z_{rpf}). تحریک‌های اتفاقی و معین وارد شده بر خودرو از طرف جاده شامل جابه‌جایی عمودی است که به ترتیب بر چرخ‌های جلو و عقب آن اعمال می‌شوند (Z_{RL1}، Z_{RR1}، Z_{RL2}، Z_{RR2}). پارامترهای مورد طراحی در سیستم تعلیق به‌صورت K_3، K_{fr}، K_{fl}، K_{rr}، K_{rl} و b_3، b_{fr}، b_{fl}، b_{rr}، b_{rl} می‌باشد که بازه تغییرات آن‌ها به همراه پارامترهای ثابت مدل در جدول 1 ارائه می‌شود.

1- Zero prototyping
2- Multi-Objective Optimization
3- Pitch Acceleration

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-20]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.6.7.3]

جابجایی نقاط مختلف مدل برحسب تغییرات مرکز جرم، حرکت کله زنی و حرکت غلتشی نیز به‌صورت رابطه (1) تعریف می‌شود:

$$\begin{aligned}
z_1 &= z_{CG} - a\theta + d\varphi \\
z_2 &= z_{CG} - a\theta - c\varphi \\
z_3 &= z_{CG} + b\theta + d\varphi \\
z_4 &= z_{CG} + b\theta - c\varphi \\
z_{rl} &= z_{CG} - L_1\theta + L_4\varphi \\
z_{rr} &= z_{CG} - L_1\theta - L_3\varphi \\
z_{fl} &= z_{CG} + L_2\theta + L_4\varphi \\
z_{fr} &= z_{CG} + L_2\theta - L_3\varphi
\end{aligned} \qquad (1)$$

برای بررسی عملکرد پارامترهای سیستم تعلیق در خودرو نخست از میراگرهای نامتقارن و سپس از میراگرهای متقارن استفاده شده و در ادامه به بهینه‌سازی پارامترهای هرکدام اقدام می‌شود. تفاوت اصلی بین میراگرهای متقارن و نامتقارن در ضریب عملکرد آن‌ها در هنگام فشردگی (+) و بازشدگی (-) است. به‌گونه‌ای که ضریب عملکرد میراگرهای متقارن ثابت بوده و با همان مقدار به ایجاد نیرو می‌پردازد. در حالی که نیروهای ایجاد شده براثر میراگرهای نامتقارن بستگی به علامت سرعت فشردگی و بازشدگی آن دارد. محدود کردن انتخاب ضریب میراگر به‌صورت یک ضریب در حالت‌های مختلف از قدرت عکس‌العمل مناسب آن در شرایط مختلف خواهد کاست. از این‌رو متناسب با آزادی عمل میراگرهای نامتقارن غیرخطی در حالت‌های مختلف فشردگی و بازشدگی انتظار می‌رود که این نوع میراگرها نسبت به میراگرهای متقارن دارای عملکرد بهتری در سیستم تعلیق خودرو باشند. بنابراین در هنگام حل معادلات حرکت سیستم، در هرلحظه از حرکت باید حالت میراگر از لحاظ فشردگی یا بازشدگی بررسی‌شده و ضریب متناسب با آن حالت به‌کار برده شود. در این صورت برای محاسبه نیروهای ایجاد شده در اثر تغییرات سرعت جرم بالا و پایین میراگر در حرکت خودرو از روابط (2-9) استفاده می‌شود:

$$F_{spfl} = \begin{cases} b_3^+\left(\dot{Z}_{pfl} - \dot{Z}_1\right) & \text{اگر} \quad \dot{Z}_{pfl} - \dot{Z}_1 \geq 0 \\ b_3^-\left(\dot{Z}_{pfl} - \dot{Z}_1\right) & \text{اگر} \quad \dot{Z}_{pfl} - \dot{Z}_1 < 0 \end{cases} \qquad (2)$$

$$F_{spfr} = \begin{cases} b_3^+\left(\dot{Z}_{pfr} - \dot{Z}_2\right) & \text{اگر} \quad \dot{Z}_{pfr} - \dot{Z}_2 \geq 0 \\ b_3^-\left(\dot{Z}_{pfr} - \dot{Z}_2\right) & \text{اگر} \quad \dot{Z}_{pfr} - \dot{Z}_2 < 0 \end{cases} \qquad (3)$$

$$F_{sprl} = \begin{cases} b_3^+\left(\dot{Z}_{prl} - \dot{Z}_3\right) & \text{اگر} \quad \dot{Z}_{prl} - \dot{Z}_3 \geq 0 \\ b_3^-\left(\dot{Z}_{prl} - \dot{Z}_3\right) & \text{اگر} \quad \dot{Z}_{prl} - \dot{Z}_3 < 0 \end{cases} \qquad (4)$$

$$F_{sprr} = \begin{cases} b_3^+\left(\dot{Z}_{prr} - \dot{Z}_4\right) & \text{اگر} \quad \dot{Z}_{prr} - \dot{Z}_4 \geq 0 \\ b_3^-\left(\dot{Z}_{prr} - \dot{Z}_4\right) & \text{اگر} \quad \dot{Z}_{prr} - \dot{Z}_4 < 0 \end{cases} \qquad (5)$$

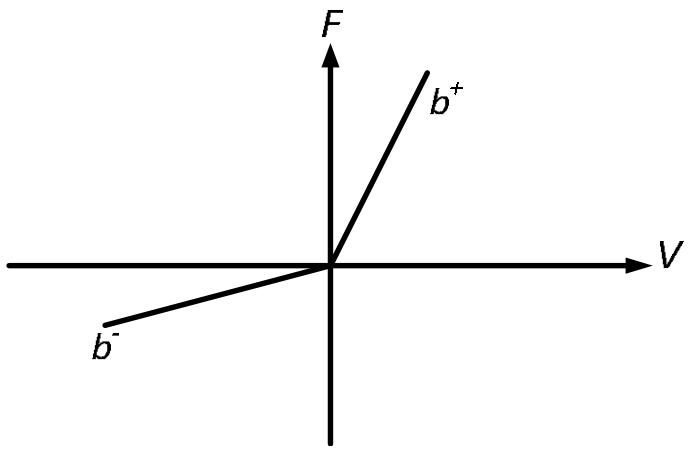
$$F_{sfl} = \begin{cases} b_{fl}^+\left(\dot{Z}_{fl} - \dot{Z}_{tfl}\right) & \text{اگر} \quad \dot{Z}_{fl} - \dot{Z}_{tfl} \geq 0 \\ b_{fl}^-\left(\dot{Z}_{fl} - \dot{Z}_{tfl}\right) & \text{اگر} \quad \dot{Z}_{fl} - \dot{Z}_{tfl} < 0 \end{cases} \qquad (6)$$

$$F_{sfr} = \begin{cases} b_{fr}^+\left(\dot{Z}_{fr} - \dot{Z}_{tfr}\right) & \text{اگر} \quad \dot{Z}_{fr} - \dot{Z}_{tfr} \geq 0 \\ b_{fr}^-\left(\dot{Z}_{fr} - \dot{Z}_{tfr}\right) & \text{اگر} \quad \dot{Z}_{fr} - \dot{Z}_{tfr} < 0 \end{cases} \qquad (7)$$

$$F_{srl} = \begin{cases} b_{rl}^+\left(\dot{Z}_{rl} - \dot{Z}_{trl}\right) & \text{اگر} \quad \dot{Z}_{rl} - \dot{Z}_{trl} \geq 0 \\ b_{rl}^-\left(\dot{Z}_{rl} - \dot{Z}_{trl}\right) & \text{اگر} \quad \dot{Z}_{rl} - \dot{Z}_{trl} < 0 \end{cases} \qquad (8)$$

$$F_{srr} = \begin{cases} b_{rr}^+\left(\dot{Z}_{rr} - \dot{Z}_{trr}\right) & \text{اگر} \quad \dot{Z}_{rr} - \dot{Z}_{trr} \geq 0 \\ b_{rr}^-\left(\dot{Z}_{rr} - \dot{Z}_{trr}\right) & \text{اگر} \quad \dot{Z}_{rr} - \dot{Z}_{trr} < 0 \end{cases} \qquad (9)$$

با استفاده از مدل ارائه شده در شکل 2 و قانون دوم نیوتن می‌توان نیروهای وارد شده بر هر یک از جرم‌های مدل کامل خودرو را به‌صورت رابطه (10) ارائه داد:



شکل 1 تغییرات نیرو در هنگام فشردگی و بازشدگی [22]

$$\begin{aligned}
F_{fl} &= K_{fl}\left(z_{fl} - z_{tfl}\right) + F_{sfl} \\
F_{fr} &= K_{fr}\left(z_{fr} - z_{tfr}\right) + F_{sfr} \\
F_{rl} &= K_{rl}\left(z_{rl} - z_{trl}\right) + F_{srl} \\
F_{rr} &= K_{rr}\left(z_{rr} - z_{trr}\right) + F_{srr} \\
F_{pfl} &= K_3\left(z_{lpf} - z_3\right) + F_{spfl} \\
F_{pfr} &= K_3\left(z_{rpf} - z_4\right) + F_{spfr} \\
F_{prl} &= K_3\left(z_{lpr} - z_1\right) + F_{sprl} \\
F_{prr} &= K_3\left(z_{rpr} - z_2\right) + F_{sprr} \\
F_{tfl} &= K_{tfl}\left(z_{tfl} - z_{RL1}\right) + \mathrm{b}_{tfl}\left(\dot{z}_{trl} - \dot{z}_{RL1}\right) \\
F_{tfr} &= K_{tfr}\left(z_{trl} - z_{RR1}\right) + \mathrm{b}_{tfr}\left(\dot{z}_{tfr} - \dot{z}_{RR1}\right) \\
F_{trl} &= K_{trl}\left(z_{trl} - z_{RL2}\right) + b_{trl}\left(\dot{z}_{trl} - \dot{z}_{RL2}\right) \\
F_{trr} &= K_{trr}\left(z_{trr} - z_{RR2}\right) + \mathrm{b}_{trr}\left(\dot{z}_{trr} - \dot{z}_{RR2}\right)
\end{aligned} \qquad (10)$$

با توجه به شکل 2 و معادلات (1) تا (10) می‌توان معادلات حرکت جرم‌های مؤثر در شبیه‌سازی مدل کامل خودرو در این تحقیق را به‌صورت رابطه (11) بیان کرد. این معادلات با استفاده از روش رانکوتا مرتبه 4 و با گام‌های زمانی 0/01 ثانیه بررسی می‌شوند.

$$\begin{aligned}
&m_1\ddot{z}_{pfl} + F_{pfl} = 0 \\
&m_1\ddot{z}_{pfr} + F_{pfr} = 0 \\
&m_1\ddot{z}_{prl} + F_{prl} = 0 \\
&m_1\ddot{z}_{prr} + F_{prr} = 0 \\
&m_{tfl}\ddot{z}_{tfl} - F_{fl} + F_{tfl} = 0 \\
&m_{tfr}\ddot{z}_{tfr} - F_{fr} + F_{tfr} = 0 \\
&m_{trl}\ddot{z}_{trl} - F_{rl} + F_{trl} = 0 \\
&m_{trr}\ddot{z}_{trr} - F_{rr} + F_{trr} = 0 \\
&m_C\ddot{z}_C - F_{pfl} - F_{pfr} - F_{prl} - F_{prr} + F_{fl} + F_{fr} + F_{rl} + F_{rr} = 0 \\
&I_X\ddot{\varphi} + L_4F_{rl} + L_4F_{fl} - L_3F_{rr} - L_3F_{fr} - dF_{pfl} - dF_{prf} + cF_{pfr} \\
&\quad + cF_{prr} = 0 \\
&I_Y\ddot{\theta} - bF_{prl} - bF_{prr} + aF_{pfl} + aF_{pfr} + L_2F_{fl} + L_2F_{fr} - L_1F_{rl} \\
&\quad - L_1F_{rr} = 0
\end{aligned} \qquad (11)$$

3- شبیه‌سازی ناهمواری‌های جاده

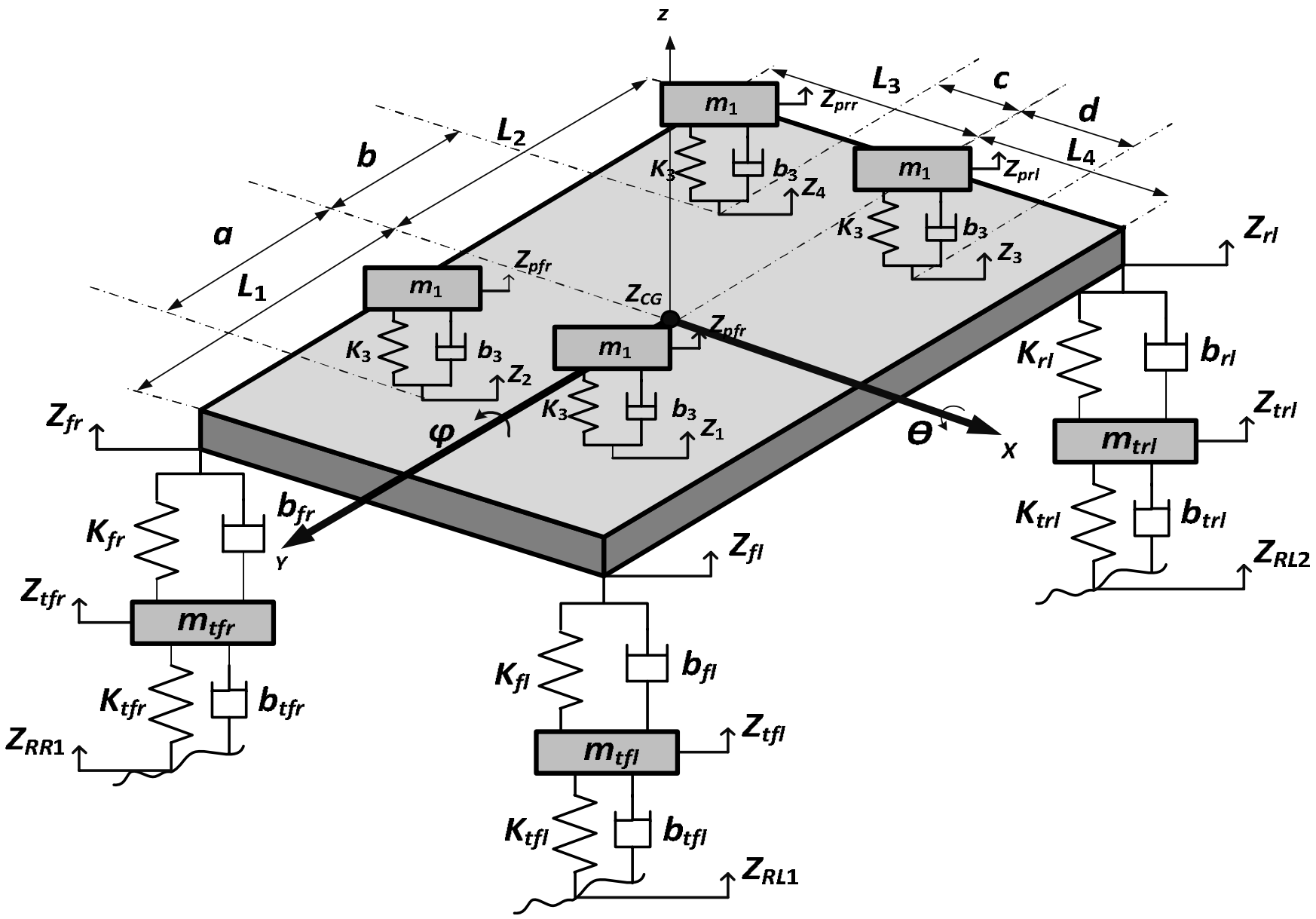
3-1- ورودی اتفاقی

ناهمواری‌های جاده مهم‌ترین عامل ارتعاش در خودرو است. بنابراین برای طراحی مناسب یک سیستم تعلیق، شبیه‌سازی این ناهمواری‌ها اهمیت پیدا می‌کند. پروفیل ناهمواری‌های جاده می‌تواند به‌وسیله طیف چگالی قدرت جاده به‌صورت رابطه (12) بیان شود [13،23].

$$\psi(\omega) = \frac{2\alpha v\sigma^2}{\omega^2 + \alpha^2 v^2} \qquad (12)$$

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-20]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.6.7.3]



شکل 2 مدل کامل خودرو با یازده درجه آزادی

جدول 1 پارامترهای ثابت مدل کامل خودرو [12]

پارامترها	تعریف	مقدار
I_x	اینرسی جرم فنربندی شده حول محور x	$946\,kgm^2$
I_y	اینرسی جرم فنربندی شده حول محور y	$4140kgm^2$
m_c	جرم فنربندی شده	2160kg
m_1	جرم صندلی سرنشینان	100kg
m_{tfl} , m_{tfr}	جرم چرخ جلو	85kg
m_{trl} , m_{trr}	جرم چرخ عقب	60kg
K_{tfl} , K_{tfr}	ضریب سفتی تایر جلو	200000 N / m
K_{trl} , K_{trr}	ضریب سفتی تایر عقب	200000 N / m
b_{tfl} , b_{tfr}	ضریب میراگر تایر جلو	2500 N / m
b_{trl} , b_{trr}	ضریب میراگر تایر عقب	2500 N / m
L_1	فاصله بین مرکز جرم خودرو و چرخ جلو	1 / 524 m
L_2	فاصله بین مرکز جرم خودرو و چرخ عقب	1 / 156 m
L_3	فاصله بین مرکز جرم خودرو و چرخ راست	1 / 45 m
L_4	فاصله بین مرکز جرم خودرو و چرخ چپ	1 / 45 m
a	فاصله بین مرکز جرم خودرو و صندلی جلو	0 / 234 m
b	فاصله بین مرکز جرم خودرو و صندلی عقب	0 / 234 m
c	فاصله بین مرکز جرم خودرو و صندلی راست	0 / 375 m
d	فاصله بین مرکز جرم خودرو و صندلی چپ	0 / 375 m
K_3	ضریب سفتی فنر صندلی سرنشینان	$90000 \le K_3 \le 120000$ (Ns / m)
K_{fl} , K_{fr}	ضریب سفتی فنر سیستم تعلیق جلو	$75000 \le K_{fl}, K_{fr} \le 100000$ (Ns / m)
K_{rl} , K_{rr}	ضریب سفتی فنر سیستم تعلیق عقب	$32000 \le K_{rl}, K_{rr} \le 70000$ (Ns / m)
b_3	ضریب میراگر صندلی سرنشینان	$400 \le b_3 \le 900$ (Ns / m)
b_{fl} , b_{fr}	ضریب میراگر سیستم تعلیق جلو	$875 \le b_{fl}, b_{fr} \le 3000$ (Ns / m)
b_{rl} , b_{rr}	ضریب میراگر سیستم تعلیق عقب	$875 \le b_{rl}, b_{rr} \le 3000$ (Ns / m)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-20]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.6.7.3]

که در آن $v = 10\text{m/s}$ سرعت حرکت خودرو، ضریب ثابت $\alpha = 0/127$ و σ^2 واریانس ناهمواری‌های جاده که متناسب با نوع جاده در جدول 2 تعریف می‌شود. شبیه‌سازی ناهمواری اتفاقی در این تحقیق با نوع جاده بوده و مقدار واریانس این نوع از ناهمواری در تولید عدد اتفاقی در شکل 3 استفاده می‌شود. در ادامه طیف چگالی قدرت تعریف شده برای جاده می‌تواند به شکل رابطه (13) بیان شود:

$$\psi(\omega)=\frac{2\alpha v\sigma^2}{(\alpha v-j\omega)(\alpha v+j\omega)}=H(\omega)\psi_\omega H^T(\omega) \quad (13)$$

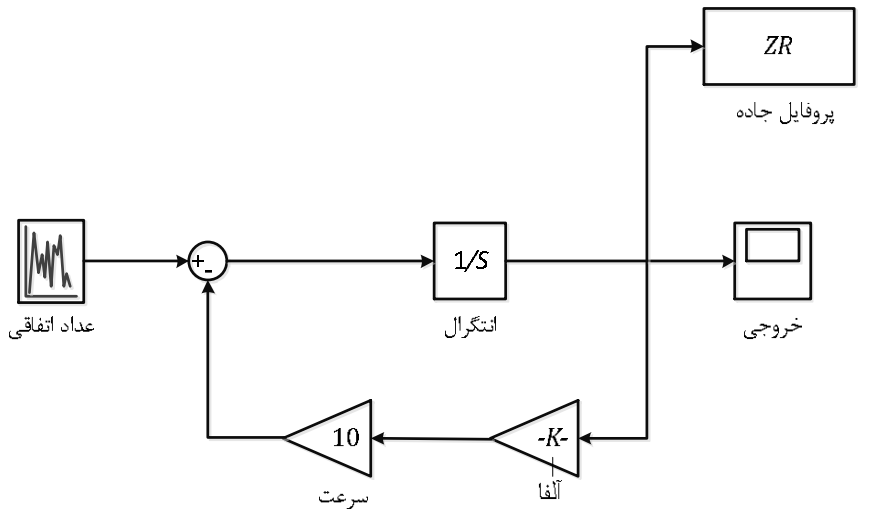
که در آن $H(\omega)\equiv 1/(\alpha V+J\omega)$ پاسخ فرکانسی تابع خروجی از فیلتر شکل دهنده[1] و $\psi_\omega=2\alpha V\sigma^2$ طیف چگالی قدرت روند یک نویز سفید می‌باشد [13]. با فرض حرکت خودرو با سرعت ثابت پروفیل ناهمواری جاده در حوزه زمان به‌صورت رابطه (14) خواهد بود:

$$\frac{d}{dt}z_R(t)=-\alpha v z_R(t)+\omega(t) \quad (14)$$

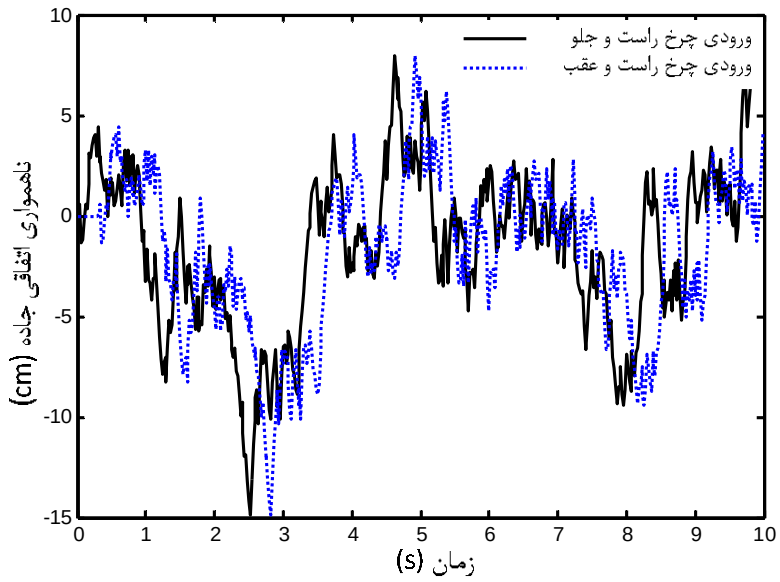
که $\omega(t)$ روند یک نویز سفید ایجادشده از طیف چگالی ψ_ω می‌باشد. بنابراین پروفیل ناهمواری جاده به‌صورت رابطه (15) قابل محاسبه است:

$$z_R(t)=e^{-\alpha vt}z_R(t)+\int_0^t e^{-\alpha v(t-\tau)}\omega(t)d\tau \quad (15)$$

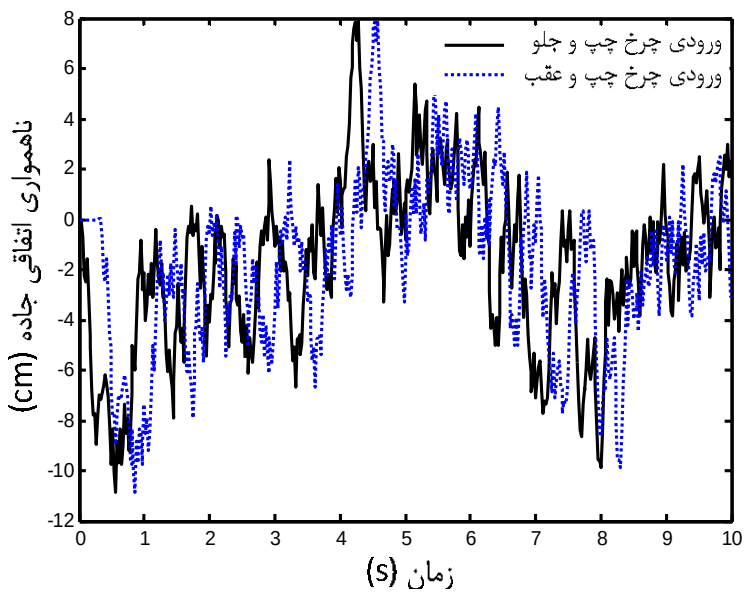
معادله (15) با استفاده از تولید عدد اتفاقی با واریانس جاده متوسط موجود در جدول 2 می‌تواند توسط شبیه‌ساز متلب[2] که در شکل 3 نشان داده شده است انتگرال‌گیری شود [13]. مطابق شکل 3 برای هرکدام از چرخ‌های راست و چپ خودرو، دو ورودی متفاوت تولید می‌شود و سپس با در نظر گرفتن یک تأخیر زمانی به چرخ‌های عقب نیز اعمال می‌شود. شکل‌های 4 و 5 خروجی بلوک سیمولینک ناهمواری‌های اتفاقی جاده در حوزه زمان را نشان می‌دهد.



شکل 3 بلوک سیمولینک شبیه‌سازی جاده اتفاقی [13]



شکل 4 ناهمواری اتفاقی جاده برای چرخ‌های راست



شکل 5 ناهمواری اتفاقی جاده برای چرخ‌های چپ

جدول 2 ضرایب ثابت ناهمواری جاده [13]

نوع جاده	خیلی خوب	خوب	متوسط	بد	خیلی بد
$\sigma(10^{-3}\text{m})$	2	4	16	18	32

همچنین تأخیر زمانی بین چرخ‌های جلو و عقب با استفاده از سرعت حرکت خودرو و اندازه طول آن به‌صورت رابطه (16) ارائه می‌شود:

$$\tau=\frac{L_1+L_2}{v} \quad (16)$$

3-2- پروفیل معین جاده برای بررسی جاده‌پذیری و فضای کاری

بیشترین ارتعاشات وارد بر خودرو در طی حرکت بر روی جاده‌های شهری و بین‌شهری که ناهمواری‌های آن به‌صورت خیلی شدید نیست اتفاق می‌افتد، ولی برای به چالش کشیدن هر چه بیشتر جاده‌پذیری و فضای‌کاری در خودرو یک ناهمواری سینوسی که در شکل 6 نشان داده شده است، به‌عنوان پروفیل جاده معین در نظر گرفته می‌شود. در این تحقیق به‌منظور افزایش تأثیرات این ناهمواری، ورودی‌های وارد بر چرخ‌های راست و چپ با استفاده از یک تأخیر زمانی دلخواه (0/5 ثانیه) بر آن‌ها وارد می‌شود. مشخصات ناهمواری به‌صورت دامنه به عمق h=0/102m، طول موج λ=3/03m و $\omega_t=2\pi v_x/\lambda$ می‌باشد که برای هرکدام از چرخ‌های خودرو از روابط (17-20) قابل محاسبه است [10].

$$Z_{RL1}=\begin{cases}h\sin(\omega_t t) & 0\le t\le\dfrac{2.5\lambda}{v}\\ 0 & \text{در غیر این صورت}\end{cases} \quad (17)$$

$$Z_{RL2}=\begin{cases}h\sin(\omega_t(t-\tau)) & \tau\le t\le\dfrac{2.5\lambda}{v}+\tau\\ 0 & \text{در غیر این صورت}\end{cases} \quad (18)$$

$$Z_{RR1}=\begin{cases}h\sin(\omega_t(t-0.5)) & 0.5\le t\le\dfrac{2.5\lambda}{v}+0.5\\ 0 & \text{در غیر این صورت}\end{cases} \quad (19)$$

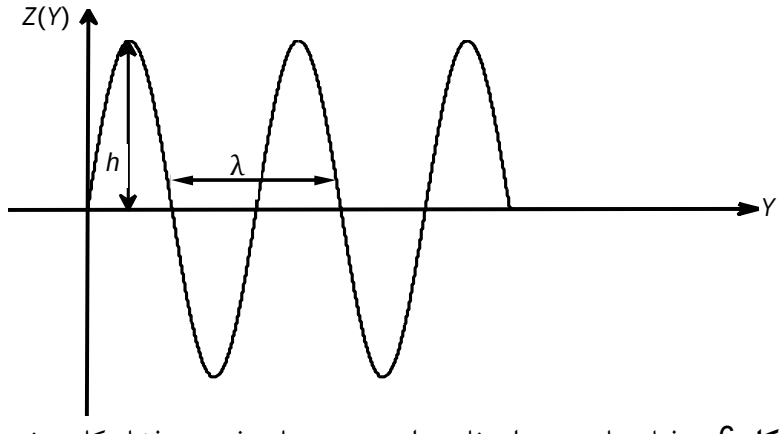
$$Z_{RR2}=\begin{cases}h\sin(\omega_t(t-0.5-\tau)) & 0.5+\tau\le t\le\dfrac{2.5\lambda}{v}+0.5+\tau\\ 0 & \text{در غیر این صورت}\end{cases} \quad (20)$$

4- تعریف مسأله بهینه‌سازی

برای بهینه‌سازی پارامترهای سیستم تعلیق خودرو به‌منظور عملکرد بهتر، شناسایی وظایف و تأثیر انتخاب انواع پارامترهای سیستم تعلیق در خودرو، برای تعیین اهداف مسأله بهینه‌سازی لازم است. از جمله وظایف سیستم تعلیق، ایجاد راحتی سفر سرنشینان و کمک به کنترل‌پذیری خودرو است.

1- Shaping Filter
2- MATLAB SIMULIK

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-20]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.6.7.3]



شکل 6 پروفیل جاده مورد استفاده برای بررسی جاده‌پذیری و فضای‌کاری خودرو

در این تحقیق به‌منظور اثربخشی تمامی وظایف سیستم تعلیق در انتخاب پارامترهای آن، مهم‌ترین وظایف سیستم تعلیق در ادامه تعریف شده و به‌عنوان توابع هدف در بهینه‌سازی در نظر گرفته می‌شود.

شتاب عمودی وارد بر سرنشینان: ارتعاشات واردشده براثر ناهمواری جاده یا عواملی دیگر، خودرو را در معرض شتاب‌های عمودی قرار می‌دهد که با محدودسازی این شتاب‌ها می‌توان راحتی سفر سرنشینان را بهبود داد. به این منظور مجموع قدر مطلق شتاب‌های واردشده بر تمامی سرنشینان در زمان حرکت بر روی جاده ناهموار، به‌عنوان تابع هدف اول به‌صورت رابطه (21) انتخاب می‌شود:

$$f_1 = \min\left(\left|\ddot{Z}_{pfl}\right| + \left|\ddot{Z}_{pfr}\right| + \left|\ddot{Z}_{prl}\right| + \left|\ddot{Z}_{prr}\right|\right) \quad (21)$$

شتاب کله زنی جرم فنربندی شده: براثر ترمزگیری‌های اتفاقی یا ناهمواری‌های بسیار شدید حرکت جرم فنربندی شده به‌صورت کله زنی در خودرو باعث ایجاد عدم آسایش مسافران و کاهش راحتی سفر خودرو می‌شود. بنابراین مجموع قدر مطلق شتاب کله زنی در زمان حرکت، به‌عنوان تابع هدف دوم به‌صورت رابطه (22) در نظر گرفته می‌شود:

$$f_2 = \min\left(\left|\ddot{\theta}\right|\right) \quad (22)$$

فضای کاری: متناسب با ساختار خودرو و محدودیت‌های طراحی در آن، فضای بین صندلی و چرخ‌ها با بدنه اتومبیل باید در محدوده خاصی تغییر کند، این محدوده را فضای‌کاری می‌نامند. بنابراین باید تغییرات بین بدنه خودرو و چرخ‌ها به کمترین میزان خود برسد. در این صورت سومین تابع هدف به‌صورت مجموع بیشترین تغییرات فضای کاری چهار چرخ خودرو در زمان عبور از ناهمواری معین تعریف شده به‌صورت رابطه (23) است.

$$f_3 = \min\begin{pmatrix} \max\left(\left|Z_{fl} - Z_{tfl}\right|\right) + \max\left(\left|Z_{fr} - Z_{tfr}\right|\right) \\ +\max\left(\left|Z_{rl} - Z_{trl}\right|\right) + \max\left(\left|Z_{rr} - Z_{trr}\right|\right) \end{pmatrix} \quad (23)$$

جاده‌پذیری: تماس دائمی چرخ‌های خودرو با سطح زمین ازجمله موارد اساسی در کنترل‌پذیری مطلوب خودرو می‌باشد. با جدا شدن تایر از سطح جاده کنترل آن توسط راننده به میزان قابل توجهی کاهش می‌یابد. بنابراین تغییرات سرعت عمودی چرخ‌های خودرو در زمان حرکت، به‌عنوان چهارمین تابع هدف به‌صورت رابطه (24) در نظر گرفته می‌شود:

$$f_4 = \min\left(\left|\dot{Z}_{tfl}\right| + \left|\dot{Z}_{tfr}\right| + \left|\dot{Z}_{trl}\right| + \left|\dot{Z}_{trr}\right|\right) \quad (24)$$

پارامترهای سیستم تعلیق در این مدل یک‌بار با میراگرهای متقارن (خطی) و بار دیگر با میراگرهای نامتقارن بهینه می‌شوند. در هنگام عبور خودرو از ناهمواری جاده امکان دارد طرف چپ در حالت فشردگی و طرف راست در حالت بازشدگی یا برعکس باشد. از این‌رو به‌منظور تأثیر دادن ضرایب متفاوت میراگرهای نامتقارن در هنگام فشردگی و بازشدگی، ضرایب میراگر راست و چپ سیستم تعلیق به‌صورت متفاوت ولی ضرایب فنر به‌صورت یکسان در هنگام بهینه‌سازی در نظر گرفته می‌شود. سپس به دلیل تقارن خودرو حول محور X و مساوی بودن پارامترهای سیستم تعلیق در راست و چپ از میانگین نتایج بدست آمده برای میراگرهای نامتقارن سیستم تعلیق در جلو و عقب به‌عنوان جواب مسأله بهینه‌سازی استفاده می‌شود.

5- الگوریتم بهینه‌سازی چندهدفه

یک مسأله بهینه‌سازی همواره با انتخاب یک یا چندین تابع هدف به‌منظور بیشینه یا کمینه کردن انجام می‌گیرد. مسائل بهینه‌سازی امروزی همواره برای در نظر گرفتن تمامی جوانب کار دارای چندین تابع هدف می‌باشد. در این تحقیق با توجه به تحقیقات پیشین شتاب عمودی سرنشینان و شتاب کله زنی با اهداف جاده‌پذیری و فضای‌کاری خودرو در تضاد با یکدیگر هستند، به‌گونه‌ای که انتخاب پارامترهای طراحی با ضریب پایین باعث بهبود دو تابع هدف اول و بدتر شدن دو تابع هدف دوم می‌شود و برعکس. بنابراین متناسب با اهداف ذکرشده در بخش 4، نیاز است که به تمامی آن‌ها به‌منظور انتخاب بهترین طرح در مجموعه طرح‌های موجود توجه شود.

راه‌ها و روش‌های متعددی برای حل یک مسأله بهینه‌سازی چندهدفه وجود دارد. در سال‌های اخیر دِب و همکارانش الگوریتمی بر پایه GA برای حل این‌گونه مسائل پیشنهاد نموده‌اند [24]. این روش که با نام مرتب‌سازی با عدم مغلوب شدن در الگوریتم ژنتیک (NSGA-II) می‌باشد، عملکرد بهتر و سریع‌تری نسبت به نسخه اولیه آن، که توسط خود دِب و همکارانش معرفی شده بود دارد [25]. در این تحقیق از روش NSGA-II برای یافتن بهترین پارامترهای سیستم تعلیق خودرو با 11 درجه آزادی با در نظر گرفتن چهار تابع هدف به‌منظور کمینه‌سازی اقدام می‌شود. مشخصات الگوریتم اجراشده برای بهینه‌سازی پارامترهای سیستم تعلیق به‌صورت 500 تعداد جمعیت اولیه، 0/7 احتمال تزویج، 0/05 احتمال جهش و 200 نسل برای تعیین مناسب‌ترین طرح‌های ممکن می‌باشد. مراحل اجرای کلی این تحقیق و الگوریتم NSGA-II مطابق با شکل 7 نشان داده شده است.

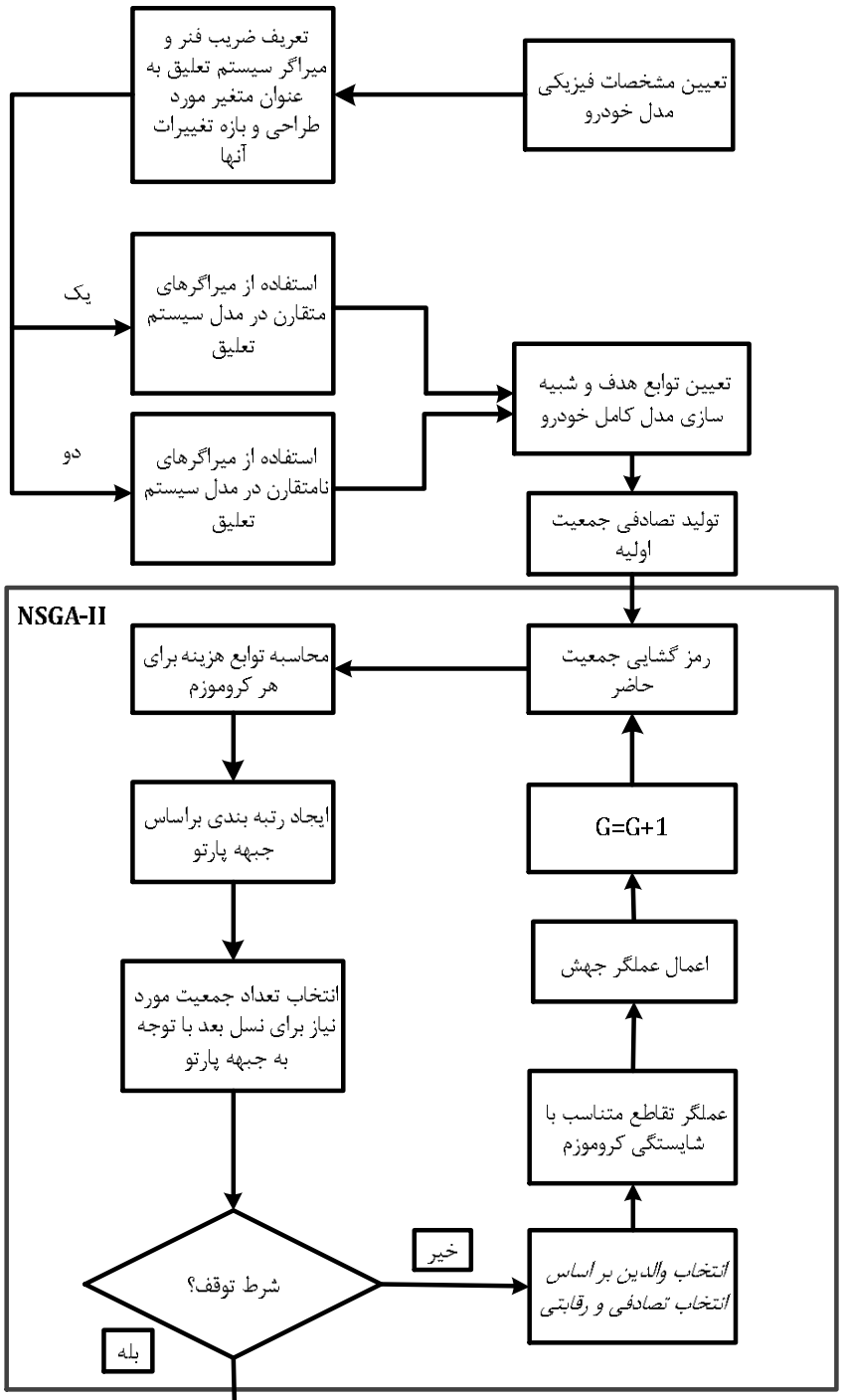
6- نتایج و بحث

متناسب با توابع هدف ذکرشده، هرکدام از توابع هدف سعی در انتخاب پارامترهای سیستم تعلیق به نفع خود دارد. با استفاده از الگوریتم بهینه‌سازی چندهدفه NSGA-II اقدام به تهیه مجموعه جواب‌های مناسب برای سیستم تعلیق در دو مدل، یکی با میراگرهای نامتقارن و دیگری با میراگرهای متقارن شده است. برای آشکارسازی بهتر مجموعه جواب‌ها در مدل با میراگرهای نامتقارن از شکل‌های 8 تا 10 استفاده می‌شود. در این مجموعه جواب برای نشان دادن تأثیرات هر تابع هدف در انتخاب پارامترهای سیستم تعلیق نقاطی به‌صورت بهترین جواب موجود برای هرکدام از توابع هدف در نظر گرفته می‌شود. این نقاط در شکل‌های 8 تا 10 به‌صورت A, B, C, D به ترتیب کمترین مقدار برای توابع هدف f_1, f_2, f_3, f_4 است. نقاط E, F نیز به ترتیب جواب بهینه سیستم با میراگرهای متقارن و جواب بهینه سیستم تعلیق با میراگرهای نامتقارن می‌باشد. به‌منظور انتخاب مناسب‌ترین طرح، اقدام به انتخاب جوابی می‌شود که تمامی اهداف مذکور را در نظر گرفته و آن‌ها را کاهش دهد. نحوه انتخاب مناسب‌ترین جواب طراحی با توجه به درجه اهمیت هر تابع هدف برای طراح به این صورت می‌باشد که، ابتدا مقدار هر تابع هدف در طرح ارائه شده متناسب با آن تابع هدف در دیگر طرح‌های جبهه پارتو[1] نرمالیزه می‌شود. سپس با استفاده از روش وزن دهی[2] بعد از تعیین ارزش هر تابع هدف به جمع‌کردن توابع هدف در هر طرح ارائه شده اقدام می‌شود.

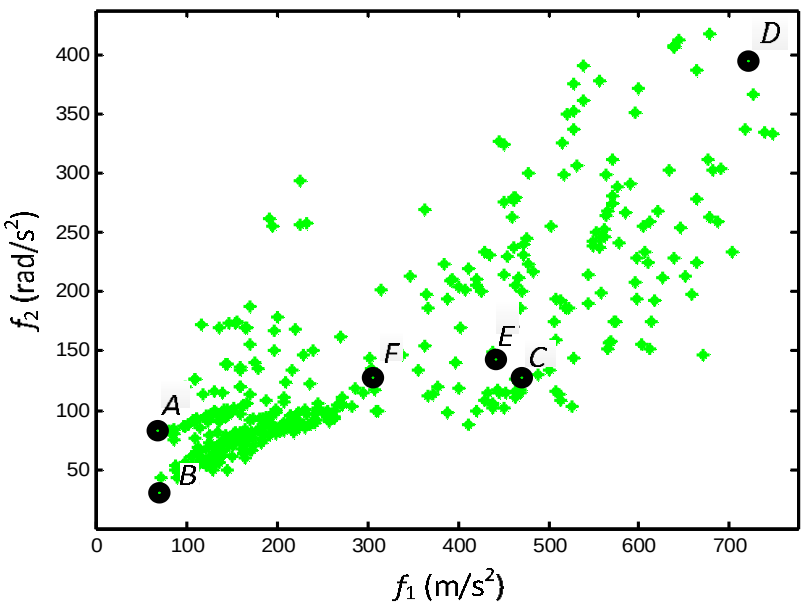
1- Pareto Front
2- Weighted Sum Method

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-20]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.6.7.3]

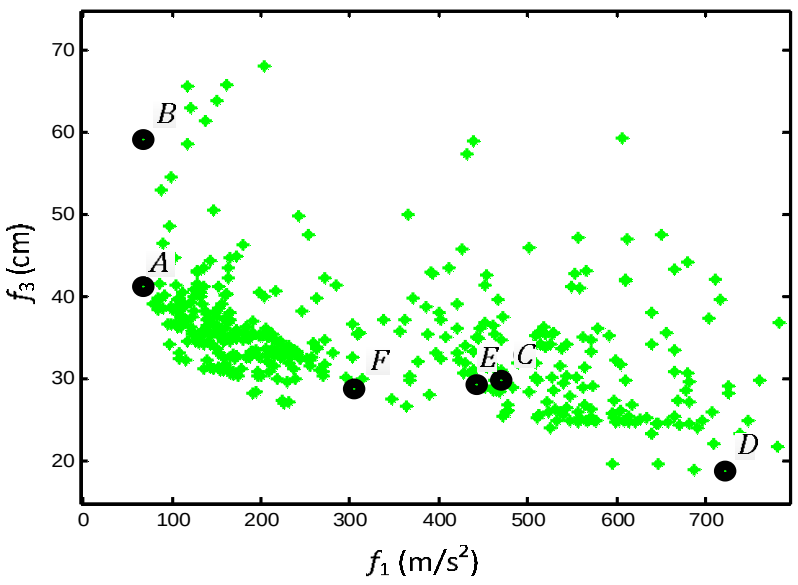
در این صورت کمترین مقدار حاصل شده برابر با طرح مناسب موردنظر است. در این تحقیق ارزش تمامی اهداف یکسان گرفته شده و مطابق آن تمامی ضرایب وزن دهی برای اهداف ذکر شده برای کمینه‌سازی برابر 0/25 می‌باشد.



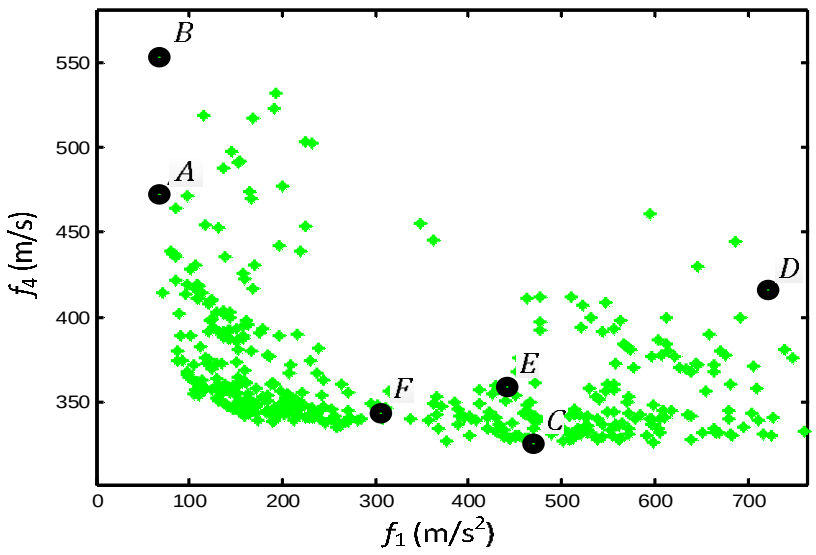
شکل 7 مراحل انجام این تحقیق به همراه الگوریتم NSGA-II



شکل 8 جبهه پارتو به‌دست‌آمده برای شتاب عمودی و شتاب کله زنی



شکل 9 جبهه پارتو به‌دست‌آمده برای شتاب عمودی و فضای کاری



شکل 10 جبهه پارتو به‌دست‌آمده برای شتاب عمودی و سرعت عمودی چرخ

در شکل 8 با توجه به نقاط E و F نتیجه می‌شود که به کار بردن میراگرهای بهینه نامتقارن می‌تواند باعث کاهش تابع هدف f_1 به‌صورت چشم‌گیر شود. همچنین دلیل محدوده تغییرات بزرگ در محورها، ناشی از تعریف توابع هدف به‌صورت مجموع شتاب‌های محاسبه شده در هر گام بدون ضرب در فاصله گام زمانی (0/01 ثانیه) است. با ضرب اندازه گام زمانی ثابت در توابع هدف مذکور، مساحت زیر نمودارها حاصل می‌شود. ولی عدم ضرب گام زمانی در نتایج بهینه‌سازی تأثیری نداشته بلکه برای مقایسه بهتر جواب‌های بهینه-سازی در بازه بزرگ‌تر انجام می‌شود. متناسب با کاهش f_1 و f_2 می‌توان اذعان داشت که نقطه F نسبت به نقطه E دارای راحتی سفر بهتری است. همچنین در شکل 9 کاهش تغییرات فضای کاری نقطه F در مقایسه با نقطه E نشان داده می‌شود. بنابراین استفاده از میراگرهای بهینه نامتقارن در بهبود تغییرات فضای کاری خودرو مؤثر است. در شکل 10 نیز کاهش اندکی در تابع هدف f_4 مابین نقاط E و F مشاهده می‌شود. همان‌طور که مشخص است انتخاب یک طرح از میان طرح‌های موجود مزیت و معایبی نسبت به طرح‌های دیگر دارد. ولی طرح نقطه F نسبت به طرح نقطه E از هر لحاظ دارای برتری است. دلیل این نتیجه تفاوت در عملکرد میراگرهای نامتقارن با میراگرهای متقارن می-باشد. به‌گونه‌ای که مدل‌های مورد استفاده برای نقطه E و F باهم متفاوت است. مقایسه دو طرح مطلوب ارائه شده یکی در مدل با میراگرهای متقارن و دیگری با میراگرهای نامتقارن نشان‌دهنده بهبود در راحتی سفر و جاده‌پذیری خودرو در مدل با میراگرهای نامتقارن می‌باشد.

مقدار پارامترهای سیستم تعلیق در هرکدام از جواب‌های نقاط موجود در اشکال 8 تا 10 در جدول 3 ارائه شده است. به این ترتیب با توجه به جدول 3 تأثیر هرکدام از توابع هدف در انتخاب پارامترهای سیستم تعلیق به‌وضوح آشکار می‌شود. به‌گونه‌ای که برای راحتی سفر انتخاب پارامترهایی با ضریب

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-20]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.6.7.3]

پایین و برای تأمین جاده‌پذیری بهتر از پارامترهایی با ضریب بالا استفاده می‌شود. در این صورت به‌منظور در نظر گرفتن تمامی وظایف سیستم تعلیق ایجاد مصالحه در بین جواب‌های تهیه شده توسط الگوریتم بهینه‌سازی ضروری می‌باشد. با توجه به نتایج حاصل شده درصد کاهش توابع هدف در هنگام استفاده از میراگرهای نامتقارن نیز در جدول 4 ارائه می‌شود.

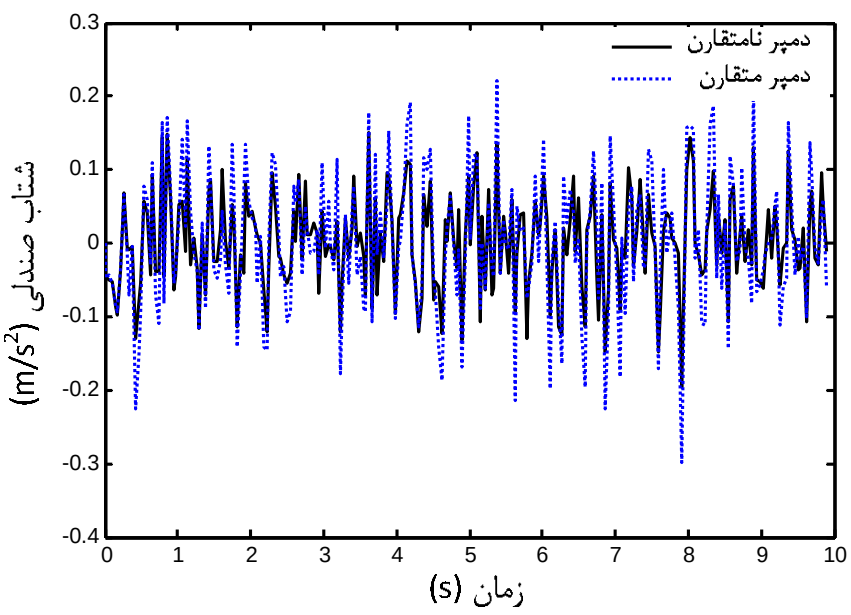
شکل‌های 11 تا 14 تغییرات شتاب وارد بر صندلی مسافران را نشان می‌دهد. استفاده از میراگرهای نامتقارن با توجه به قدرت انتخاب دو نوع ضریب در هنگام فشردگی و بازشدگی این امکان را فراهم می‌آورد که متناسب با نیاز سیستم تعلیق عکس‌العمل نشان داده و عامل راحتی بیشتر سرنشینان شود. توجه به شکل‌های 11 تا 14 نیز آشکارکننده این موضوع می‌باشد که سیستم تعلیق بهینه شده با میراگرهای نامتقارن به دلیل کاهش شتاب‌های وارد بر صندلی مسافران مناسب‌تر می‌باشد. شکل 15 نیز نشان‌گر تغییرات شتاب کله زنی در دو مدل با استفاده از میراگرهای بهینه شده متقارن و نامتقارن می‌باشد.

جدول 3 مقادیر توابع هدف و طرح‌های ارائه شده در هر نقطه بهینه تعریف شده

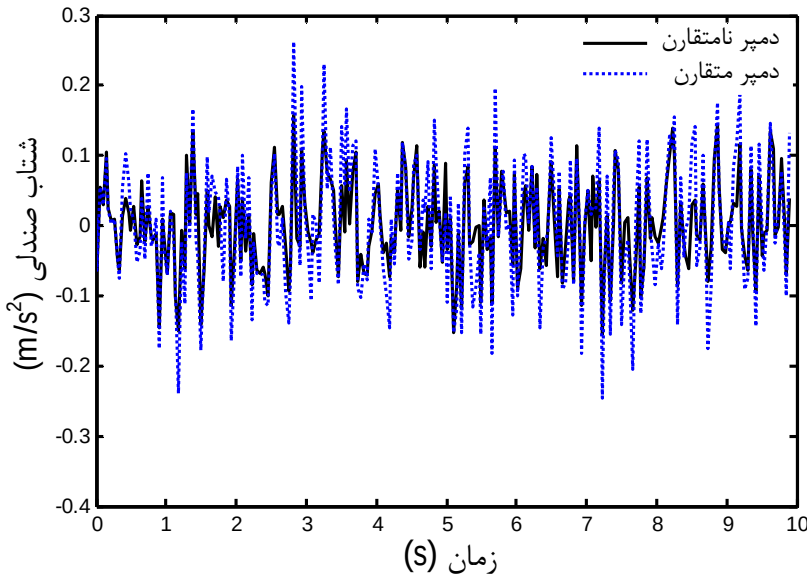
پارامتر	*A*	*B*	*C*	*D*	*E*	*F*
K_p(N/m)	90000	90000	90000	90000	99011	90784
C_p^+(Ns/m)	400	900	900	400	721	428
C_p^-(Ns/m)	400	900	900	400	721	406
$K_{fl,fr}$(N/m)	75000	75000	75000	100000	89085	79806
$C_{fl,fr}^+$(Ns/m)	875	875	875	3000	2894	2860
$C_{fl,fr}^-$(Ns/m)	875	875	875	3000	2894	3000
$K_{rl,rr}$(N/m)	32000	32000	32000	40882	62841	36268
$C_{rl,rr}^+$(Ns/m)	875	875	875	1085	1603	875
$C_{rl,rr}^-$(Ns/m)	875	875	875	1927	1603	1011
$\ddot{X}$(m/s^2)	67/6	469/7	721/1	721/1	441/9	304/8
$\ddot{\theta}$(deg/s^2)	83/3	30/9	127/1	393/9	143/5	127/2
W.S(cm)	41/24	59/12	29/75	18/78	29/19	28/69
V.*W*(m/s)	472/2	553/2	325/6	415/6	358/8	343/0

جدول 4 مقادیر توابع هدف و درصد کاهش آن‌ها

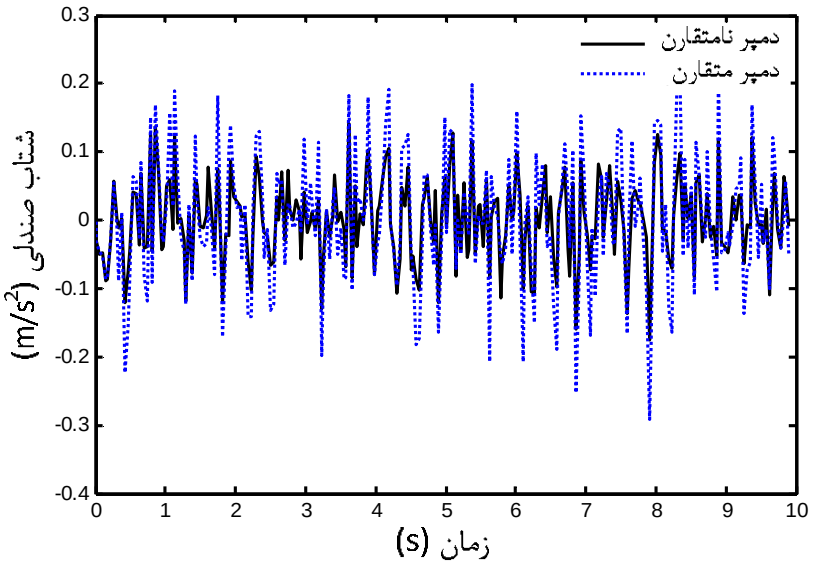
تابع هدف	میراگر متقارن	میراگر نامتقارن	درصد کاهش
$\ddot{X}$ (m/s^2)	441/9	304/8	%31/02
$\ddot{\theta}$ (deg/s^2)	143/5	127/2	%11/35
W.S (cm)	29/19	28/69	%1/71
V.*W* (m/s)	358/8	343/0	%4/40



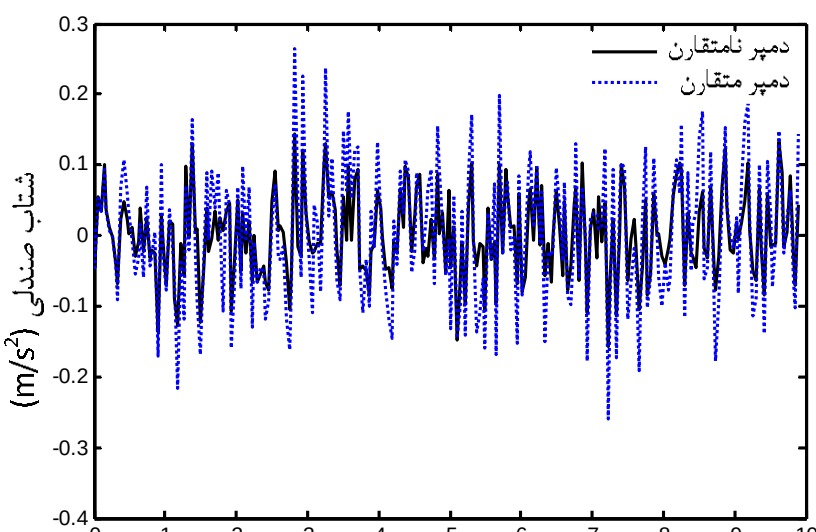
شکل 11 شتاب وارد بر صندلی جلو و سمت چپ



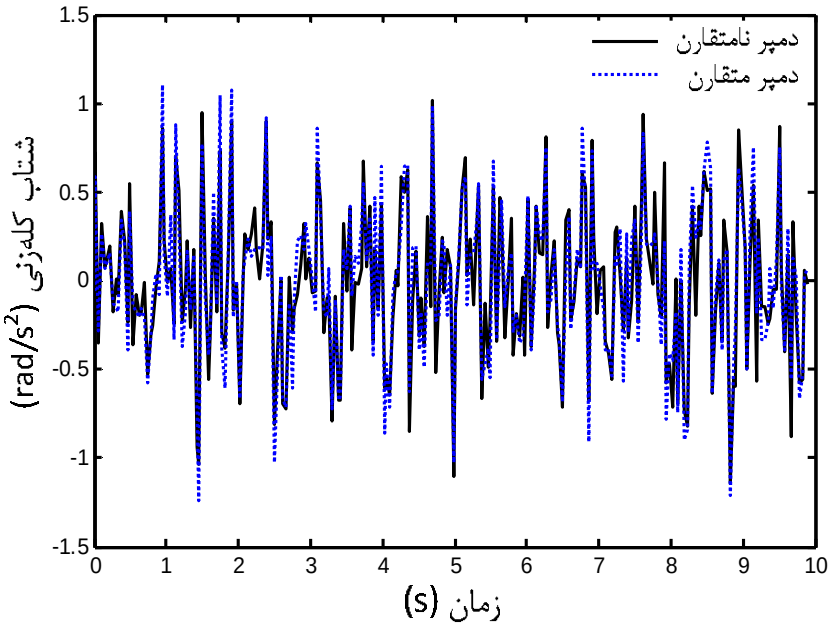
شکل 12 شتاب وارد بر صندلی جلو و سمت راست



شکل 13 شتاب وارد بر صندلی عقب و سمت چپ



شکل 14 شتاب وارد بر صندلی عقب و سمت راست



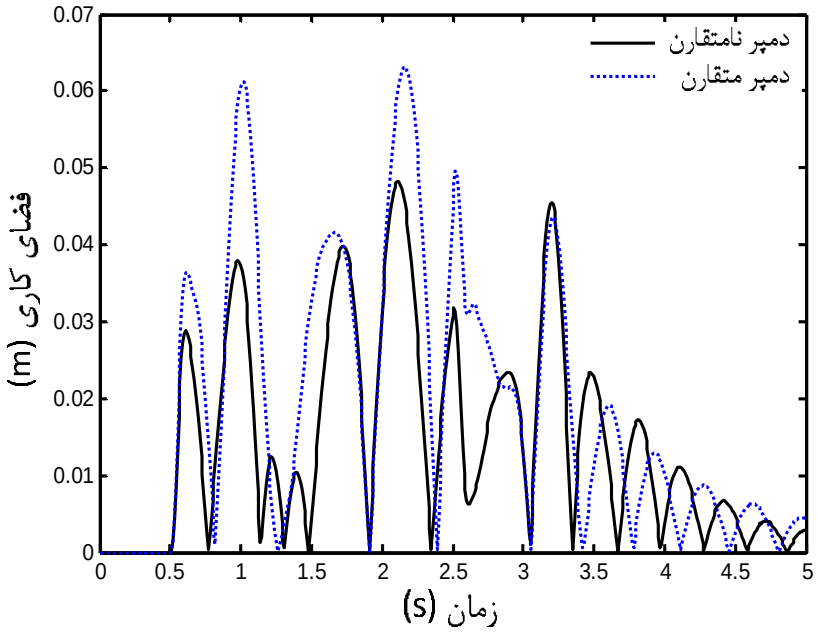
شکل 15 شتاب وارد کله زنی وارد بر جرم فنربندی شده

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-20]

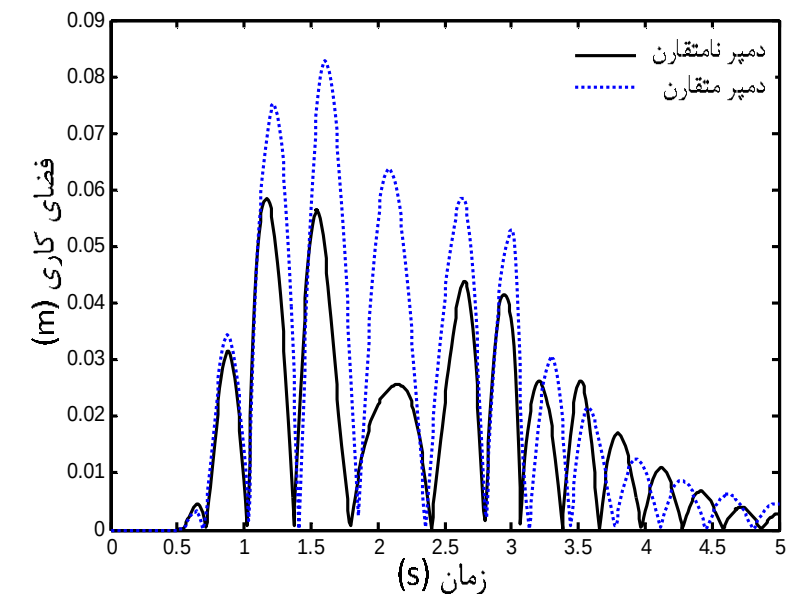
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.6.7.3]

با توجه با این شکل تأثیر استفاده از میراگرهای بهینه شده نامتقارن برای کاهش این شتاب‌ها و مطابق آن افزایش راحتی سفر برای سرنشینان خودرو به‌روشنی مشخص می‌شود. بنابراین در خودروهایی با سیستم تعلیق غیرفعال می‌توان با صرف هزینه اندک برای تهیه میراگرهای نامتقارن بهینه شده متناسب با نوع کارکرد خودرو، راحتی سفر سرنشینان را طی حرکت بر روی جاده‌های ناهموار را بهبود داد.

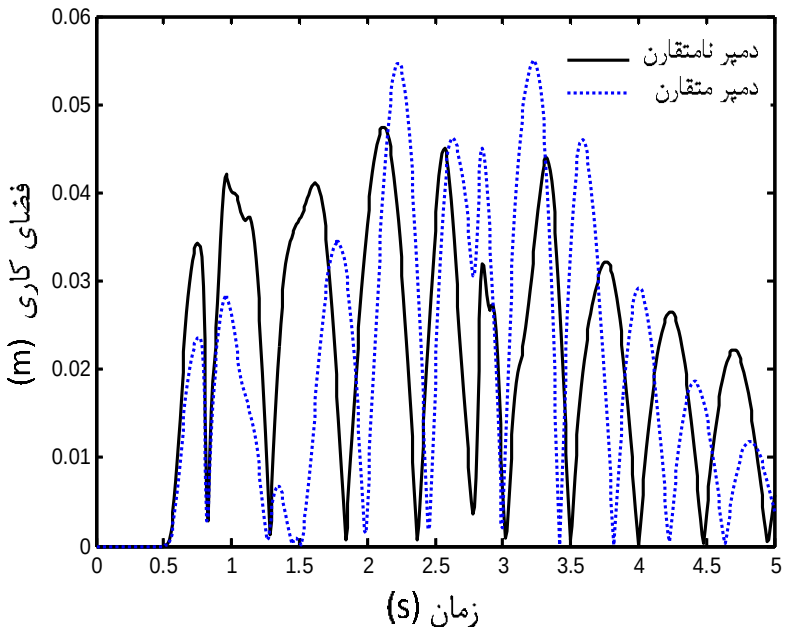
تأثیر عملکرد انتخاب پارامترهای بهینه شده سیستم تعلیق با میراگرهای نامتقارن و متقارن در تغییرات فضای‌کاری خودرو و جاده‌پذیری آن در شکل‌های 16 تا 19 نشان داده شده می‌شود. به‌منظور به چالش کشیدن مناسب این بخش از ورودی معین تعریف شده استفاده می‌شود.



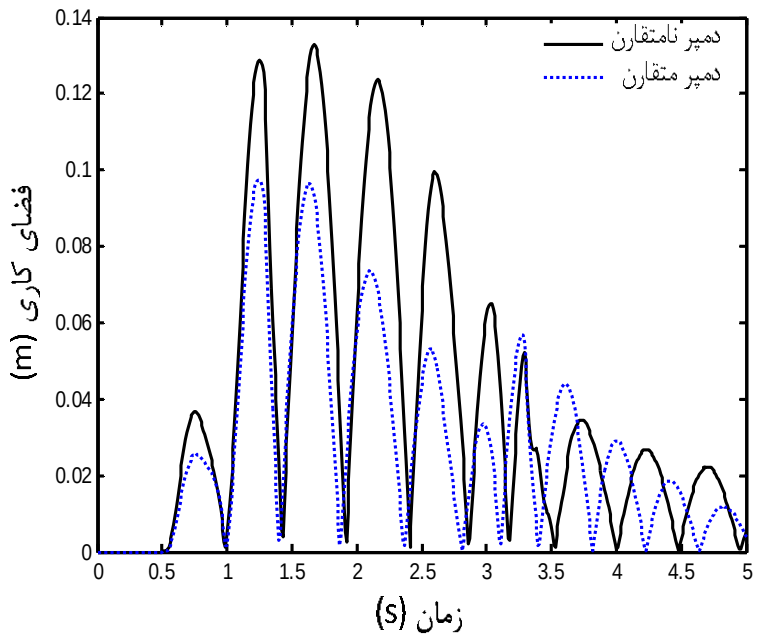
شکل 16 تغییرات فضای کاری جلو و سمت چپ



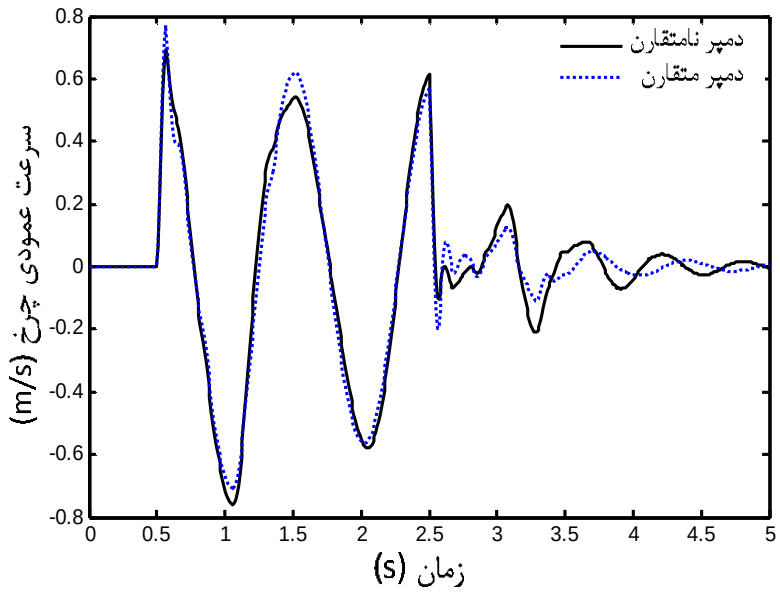
شکل 17 تغییرات فضای کاری جلو و سمت راست



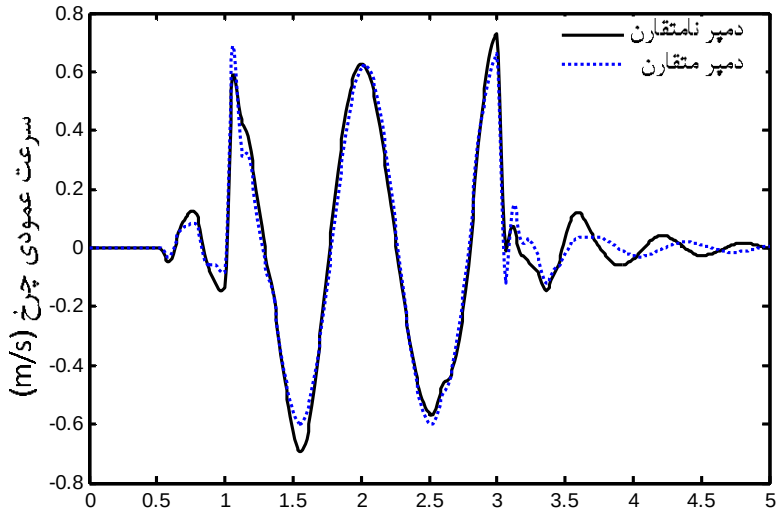
شکل 18 تغییرات فضای کاری عقب و سمت چپ



شکل 19 تغییرات فضای کاری عقب و سمت راست



شکل 20 تغییرات سرعت عمودی چرخ جلو و سمت چپ



شکل 21 تغییرات سرعت عمودی عقب و سمت راست

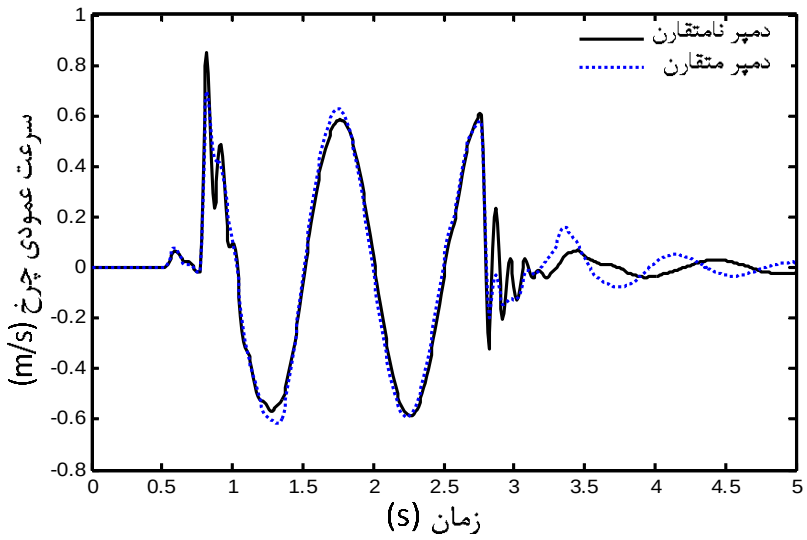
با توجه به شکل‌های 16 تا 19 انتخاب پارامترهای بهینه سیستم تعلیق با میراگرهای نامتقارن، با کاهش تغییرات فضای کاری نشان‌دهنده عملکرد بهتر این نوع میراگرها در رعایت محدودیت‌های طراحی و ایمنی خودرو می‌باشد.

شکل‌های 20 تا 23 نشان‌دهنده تغییرات سرعت عمودی چرخ‌های خودرو است. با توجه به شکل‌های نتیجه شده عملکرد میراگرهای نامتقارن در مقایسه با میراگرهای متقارن بهینه شده به میزان اندکی بهتر می‌باشد. از آنجا که توابع مورد کمینه‌سازی در این تحقیق در تضاد با یکدیگر هستند کاهش چشم‌گیر تمامی این اهداف دور از انتظار است.

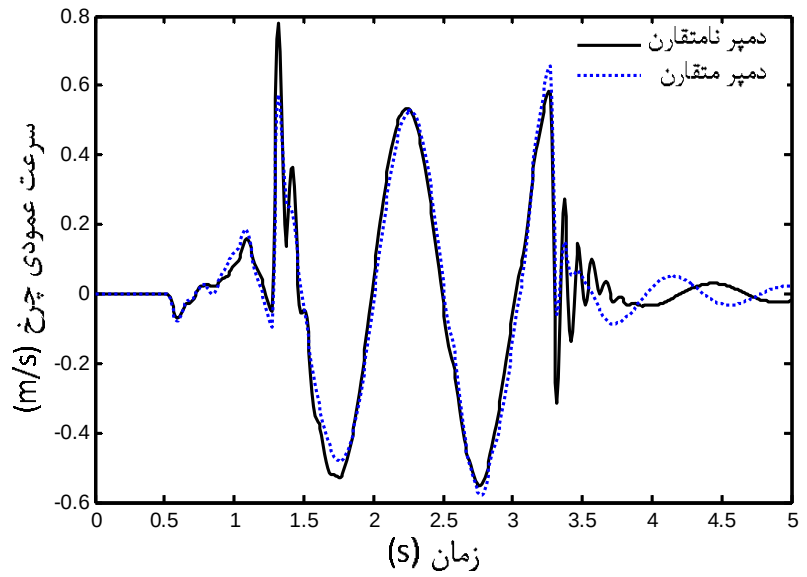
7- نتیجه‌گیری

در این تحقیق روشی جدید بر اساس میراگرهای نامتقارن غیرخطی، برای طراحی بهینه چندهدفه سیستم تعلیق غیرفعال بر اساس مدل کامل خودرو ارائه شد.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-20]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.6.7.3]



شکل 22 تغییرات سرعت عمودی عقب و سمت چپ



شکل 23 تغییرات سرعت عمودی عقب و سمت راست

همچنین نشان داده شد که روش پیشنهادی، کارایی سیستم تعلیق خودرو را نسبت به روش‌های پیشنهادشده در ادبیات فن که بر اساس میراگرهای متقارن است، افزایش می‌دهد. در فرایند بهینه‌سازی چندهدفه، عمده وظایف سیستم تعلیق که کاهش شتاب‌های عمودی وارد بر سرنشینان، کاهش شتاب حرکت کله زنی، افزایش جاده‌پذیری و کاهش تغییرات فضای‌کاری خودرو هستند، به‌عنوان اهداف مدنظر انتخاب شدند. سپس مسأله بهینه‌سازی موردنظر با الگوریتم NSGA-II حل شد. عموماً در حل مسائل بهینه‌سازی با توابع هدف متضاد با یکدیگر، امکان برتری محسوس یک طرح به طرح دیگر امکان‌پذیر نیست. ولی در روش پیشنهادی تمامی توابع هدف هرچند به میزان اندک کاهش یافته است، که این کاهش به علت استفاده از میراگرهای نامتقارن بهینه‌شده است. نتایج بدست آمده در جدول 3 حاکی از آن است که استفاده از میراگرهای نامتقارن غیرخطی بهینه شده در مقایسه با میراگرهای متقارن خطی بهینه‌شده باعث، 31/02% کاهش در شتاب عمودی وارد بر سرنشینان، 11/35% کاهش شتاب کله زنی جرم فنربندی شده، 1/71% کاهش تغییرات فضای‌کاری و 4/40% افزایش جاده‌پذیری در خودرو می‌شود. هرچند امروزه سیستم‌های تعلیق نیمه فعال و فعال توسعه زیادی یافته‌اند اما هنوز هم سیستم‌های تعلیق غیرفعال به علت مصرف انرژی کمتر و هزینه پایین بیشترین استفاده در خودروها را دارند. لذا بالا بردن کارایی این نوع سیستم تعلیق با استفاده از میراگرهای نامتقارن بهینه شده می‌تواند مورد توجه صنایع نیز قرار گیرد.

8- مراجع

[1] H. B. Yu, N. A. Yu, Application of Genetic Algorithms to Vehicle Suspension Design, *The Pennsylvania State University, University park,* PA 16802, pp. 1-9, 2004.

[2] *Inernational Standard Organization Mechanical vibration and shock*. ISO 2631, 1985(E), pp. 481-495, 1990.

[3] T. D. Gillespie*, Fundamentals of Vehicle Dynamics,* Society of Automotive Engineers, Inc, pp. 309-332, 2003.

[4] Ö. Gündoğdu, Optimal seat and suspension design for a quarter car with driver model using genetic algorithms, *International Journal of Industrial Ergonomics,* Vol. 37, No. 4, pp. 327-332, 2007.

[5] L. Sun, X. Cai, J. Yang, Genetic algorithm-based optimum vehicle suspension design using minimum dynamic pavement load as a design criterion*, Journal of Sound and Vibration,* Vol. 301, No. 1–2, pp. 18-27, 2007.

[6] S. Badran, A. Salah, W. Abbas, O. B. Abouelatta, Design of Optimal Linear Suspension for Quarter Car with Human Model using Genetic Algorithms. *The Research Bulletin of Jordan ACM,* Vol. 2, pp. 42-51, 2012.

[7] V. Goga, M. Kľúčik, Optimization of Vehicle Suspension Parameters with use of Evolutionary Computation, *Procedia Engineering,* Vol. 48, No. 0, pp. 174-179, 2012.

[8] J. A. Tamboli, S. G. Joshi, OPTIMUM DESIGN OF A PASSIVE SUSPENSION SYSTEM OF A VEHICLE SUBJECTED TO ACTUAL RANDOM ROAD EXCITATIONS, *Journal of Sound and Vibration,* Vol. 219, No. 2, pp. 193-205, 1999.

[9] M. Mirzaei, R. Hassannejad, Application of Genetic Algorithms to Optimum Design of Elasto-Damping Elements of a Half-Car Model Under Random Road Excitations, *Journal of Multi-body Dynamics,* Vol. 221, pp. 515-526, 2007.

[10] A. E. Baumal, J. J. McPhee, P. H. Calamai, Application of genetic algorithms to the design optimization of an active vehicle suspension system, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering,* Vol. 163, No. 1–4, pp. 87-94, 1998.

[11] J. Marzbanrad, M. Mohammadi, S. Mostaani, Optimization of a Passive Vehicle Suspension System for Ride Comfort Enhancement with Different Speeds Based on Design of Experiment Method (DOE) Method, *Journal of Mechanical Engineering Research,* Vol. 5(3), pp. 50-59, 2013.

[12] A. I. Shirahatti, P. S. S. Prasad, P. A. Panzade, M. M. Kulkarni, Optimal Design of Passenger Car Suspension for Ride and Road Holding, *J. Braz. Soc. Mech. Sci. & Eng,* Vol. 30, No. 1678-5878, pp. 66-76, 2008.

[13] F. Tyan, Y. F. Hong, S.H. Tu, W. S. Jeng, Generation of Random Road Profiles. *CSME,* pp. 1373-1378, 2004.

[14] R. Hongbin, C. Sizhong, and W. Zhicheng, Model of excitation of random road profile in time domain for a vehicle with four wheels, in Mechatronic Science*, Electric Engineering and Computer (MEC),* IEEE: Jilin, pp. 2332 – 2335, 2011.

[15] M. N. Khajavi, B. Notghi, G. Paygane, A Multi Objective Optimization Approach to Optimize Vehicle Ride and Handling Characteristics. *World Academy of Science, Engineering and Technology,* Vol. 4, pp. 502-506, 2010.

[16] B. J. Han, X. N. Gang, C. Y. Wan, W. L, S. C. Zhi, Multi-objective optimization design of passive suspension parameters based on collusion cooperation game theory, *in World Congress on Intelligent Control and Automation, IEEE: Jinan, china*. pp. 118 – 125, 2010.

[17] A. Jamali, H. Shams, M. Fasihozaman, Pareto multi-objective optimum design of vehicle-suspension system under random road excitations. *Journal of Multi-body Dynamics,* pp. 1-12, 2014.

[18] N. Nariman-Zadeh, M. Salehpour, A. Jamali, E. Haghgoo, Pareto optimization of a five-degree of freedom vehicle vibration model using a multi-objective uniform-diversity genetic algorithm (MUGA). *Engineering Applications of Artificial Intelligence,* 23(4), pp. 543-551, 2010.

[19] M. H. Shojaeefard, A. Khalkhali, P. Safarpour Erfani, Multi-Objective Suspension Optimization of a 5-DOF Vehicle Vibration Model Excited by Random Road Profile, *Advanced Design and Manufacturing Technology,* Vol, 7, No. 1, pp. 1-7, 2014.

[20] M. Sharifi, B. Shahriari, Pareto Optimization of Vehicle Suspension Vibrationfor a Nonlinear Half-car Model Using a Multi-objective Genetic Algorithm. Research *Journal of Recent Sciences,* Vol. 1(8)(2277-2502), pp. 17-22, 2012.

[21] M. J. Mahmoodabadi, A. A. Safaie, A. Bagheri, N. Nariman-zadeh, A novel combination of Particle Swarm Optimization and Genetic Algorithm for Pareto optimal design of a five-degree of freedom vehicle vibration model, *Applied Soft Computing,* Vol. 13(5), pp. 2577-2591, 2013.

[22] M. Silveira, B. R. Pontes Jr, J. M. Balthazar, Use of nonlinear asymmetrical shock absorber to improve comfort on passenger vehicles. *Journal of Sound and Vibration,* Vol. 333(7): pp. 2114-2129, 2014.

[23] A. Giua, M. Melas, C. Seatzu, G. Usai, *Design of a predictive semiactive suspension system. Vehicle system dynamics,* Vol. 41, pp. 277-300. 2004.

[24] K. Deb, A. Pratap, S. Agarwal, T. Meyarivan *, A Fast and Elitist Multiobjective Genetic Algorithm: NSGA-II.* IEEE *Transactions On Evolutionary Computation,* Vol. 6, pp. 182-197, 2002.

[25] N. Srinivas and K. Deb, *Multiobjective Optimization Using Nondominated Sorting in Genetic Algorithms.* Journal of Evolutionary Computation, Vol. 2, pp. 221-248, 1994.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-20]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.6.7.3]