

تحلیل و بهینه‌سازی سیستم تعلیق یک خودروی شنی‌دار: پاسخ به ورودی‌های استاندارد

محمد رضا الهامی^۱، محمد ایلدار ژاله^۲

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه امام حسین (ع)

چکیده

سیستم تعلیق یکی از مهمترین اجزای خودروها می‌باشد که در کنترل و پایداری و ایجاد راحتی سفر تأثیر بسزائی دارد. از این رو، تحلیل و طراحی آن بسیار حائز اهمیت می‌باشد. به‌ویژه آنکه، در خودروهای شنی‌دار سیستم تعلیق نسبت به خودروهای دیگر از ویژگی خاص (پیوسته و متصل بهم بودن) برخوردار است. در این مقاله، ابتدا مدل ریاضی صفحه‌ای یک خودروی شنی‌دار (۱/۲ مدل)، همراه با معادلات دینامیکی حاکم بر آن و سپس مدل فضا-حالت آن توصیف شده است. پارامترهای اصلی سیستم انتخاب بهینه شده و سپس عکس‌العمل خودرو در مقابل ورودیهای استاندارد مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است. در این مقاله، بدلیل طولانی شدن مباحث، تنها به ورودی‌های شرایط اولیه، ورودی پله واحد و بالآخره ورودی ضربه یا شوک ناشی از شلیک گلوله پرداخته شده و پایداری آن با توجه به پارامترهای بهینه‌سازی شده مورد تأیید قرار گرفته است.

واژه‌های کلیدی: سیستم تعلیق، ورودی‌های استاندارد اثر شوک، خودروی شنی‌دار، معادلات دینامیکی.

Analysis and Optimization of a Tracked Vehicle Suspension System: Standard Input Responses

M.R. Elhami and M. Ildar-Jaleh

Mech. Eng. Group, Eng. Department, Imam Hossein Univ.

ABSTRACT

The suspension system of tracked vehicles, in comparison with riding vehicles, has special specifications (i.e. continuity of suspension system). In this paper, at first, a planar mathematical model (1/2- model) of a tracked vehicle was introduced along with the dynamical equations and state-space representation. The parameters of spring and damper coefficients are then optimized and the vehicle performance against standard inputs was studied. For preliminary analysis, only standard inputs and impulse of projectile has been discussed. The results showed the stability of the system with satisfactory margins.

Key Words: Tracked Vehicle, Suspension System, Impulse Response, Dynamical Equations.

۱- مقدمه

خودروهای شنی‌دار مورد بررسی و تحلیل قرار گرفته است.

باتوجه به اینکه مهم‌ترین عملکرد سیستم تعلیق جداسازی ارتعاش بدنه از جاده و ایجاد راحتی سفر برای سرنشین می‌باشد، لازم است انواع مختلف رفتارهای دینامیکی تحت عنوان ورودی‌های جاده ای مد نظر قرار گرفته تا پایداری سیستم مورد ارزیابی قرار گیرد. در این مقاله، به دلیل طولانی شدن بحث، تنها به بررسی سه ورودی استاندارد شرایط اولیه، پله واحد و شوک ناشی از شلیک گلوله پرداخته و در مقاله بعدی ورودی‌های دیگر را مورد بررسی قرار خواهیم داد. همان‌گونه که در روش‌های تحلیل و طراحی معمول می‌باشد، فرآیند طراحی سیستم تعلیق به شرح ذیل انجام گرفته است:

گام اول: مدل‌سازی ریاضی سیستم تعلیق،

گام دوم: انتخاب پارامترهای سیستم،

گام سوم: حل معادلات و اعمال ورودی‌ها و

گام چهارم: تحلیل نتایج و خروجی‌های سیستم.

۲- مدل ریاضی سیستم تعلیق

در اولین گام شبیه‌سازی حاضر، ابتدا مدل ریاضی سیستم تعلیق یک خودروی شنی‌دار معرفی می‌شود. مدل انتخاب شده یک مدل خطی مستقل از زمان با ۷ درجه آزادی می‌باشد، که در شکل (۱) نشان داده شده است. فرض بر این است که ارتعاشات هر نقطه، در همان نقطه اثر گذاشته و برطرف می‌شود. در این مدل‌سازی نصف خودرو، حرکت عمودی بدنه (Y_0 , Bounce)، حرکت پیچشی بدنه (θ_0 , Pitch) و حرکت عمودی چرخ‌ها ($Y_{w1} \sim Y_{ws}$) به‌عنوان هفت درجه آزادی و تأثیر این حرکات بر روی خودرو مورد بررسی قرار گرفته است. پارامترها و ضرایب به‌کار رفته در این مدل در جدول (۱) ارائه شده است.

۳- معادلات دینامیکی سیستم

با توجه به مدل ارائه شده در شکل (۱) معادلات دینامیکی سیستم و معادلات قید مختصات، به صورت زیر می‌باشد:

مهم‌ترین هدف سیستم تعلیق در حالت ایده‌آل، فراهم کردن ایمنی و پایداری خودرو و قابلیت هدایت و کنترل خودرو از یک طرف و ایزوله کردن ارتعاشات ناشی از عکس‌العمل‌های دینامیکی خودرو از طرف دیگر می‌باشد. هدف از سیستم تعلیق در یک خودروی شنی‌دار، همان‌گونه که برای سایر خودروها گفته شد، افزایش قابلیت تحرک، کیفیت حرکت، قابلیت اعتماد و پایداری از یک سو و کاهش مصرف سوخت، وزن خودرو و هزینه‌های تعمیرات و نگهداری از سوی دیگر می‌باشد. از طرف دیگر، در اغلب خودروهای معمولی، سیستم تعلیق آنها به‌صورت مستقل و مجزا در دو محور اصلی (اکسل) عقب و جلو قرار دارد. در حالی که در خودروهای شنی‌دار مثل بولدوزر یا تانک، سیستم تعلیق به‌طور پیوسته و متصل بهم می‌باشد. از این رو، مدل‌سازی آن مشکل‌تر و تجزیه و تحلیل آن به‌مراتب پیچیده‌تر می‌باشد. به‌طور کلی سیستم تعلیق خودروهای شنی‌دار به دو دسته تقسیم می‌شود:

الف: سیستم‌های تعلیق جفت چرخ (Buggy)

ب: سیستم‌های تعلیق مستقل (Independent)

سیستم تعلیق جفت چرخ، از بازوها، میله‌های رابط و فنرها تشکیل شده است. این اجزاء به گونه‌ای به یکدیگر وصل شده‌اند که دو یا تعداد بیشتری از چرخ جاده‌ها می‌توانند پشت سرهم حرکت کنند. این چیدمان به خودرو اجازه می‌دهد بی‌نظمی‌های زمین را پشت سر بگذارد بدون اینکه شوک‌های زیادی به جرم فربندی شده وارد شود و یا تفاوت زیادی در ارتفاع خودرو و توزیع بار به وجود بیاید. این سیستم در خودروهای قدیمی به کار می‌رفت. سیستم تعلیق مستقل در خودروهای شنی‌دار مانسند یک عضو الاستیک عمل می‌کند، که تغییرات جابه‌جایی عمودی چرخ جاده‌ها و نیروی فنی را به جرم فربندی شده (Sprung Mass) منتقل می‌کند. این سیستم در مقایسه با سیستم جفت چرخ نرم‌تر می‌باشد [۱]. در این مقاله، سیستم تعلیق مستقل در

معادله حرکت عمودی بدنه:

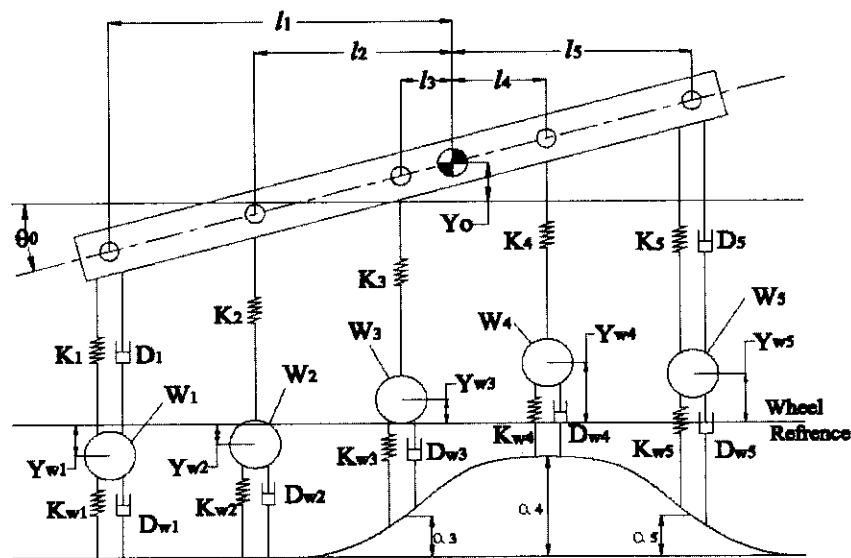
$$\ddot{Y}_o = -\frac{K_1}{M_o}(y_1 - y_{w1}) - \frac{K_2}{M_o}(y_2 - y_{w2}) - \frac{K_3}{M_o}(y_3 - y_{w3}) - \frac{K_4}{M_o}(y_4 - y_{w4}) - \frac{K_5}{M_o}(y_5 - y_{w5}) - \frac{D_1}{M_o}(\dot{y}_1 - \dot{y}_{w1}) - \frac{D_5}{M_o}(\dot{y}_5 - \dot{y}_{w5}), \quad (1)$$

معادله حرکت پیچشی بدنه:

$$\ddot{\theta} = -\frac{K_1 L_1}{J_o}(y_1 - y_{w1}) - \frac{K_2 L_2}{J_o}(y_2 - y_{w2}) + \frac{K_3 L_3}{J_o}(y_3 - y_{w3}) + \frac{K_4 L_4}{J_o}(y_4 - y_{w4}) + \frac{K_5 L_5}{J_o}(y_5 - y_{w5}) - \frac{D_1 L_1}{J_o}(\dot{y}_1 - \dot{y}_{w1}) + \frac{D_5 L_5}{J_o}(\dot{y}_5 - \dot{y}_{w5}), \quad (2)$$

جدول ۱- پارامترها و ضرایب به کار رفته در مدل سازی.

ضریب یا پارامتر	مفهوم در مدل سازی	ضریب یا پارامتر	مفهوم در مدل سازی	ضریب یا پارامتر	مفهوم در مدل سازی
Y_o	جابجایی عمودی بدنه در مرکز جرم	a_i	ورودی جاده به چرخ جاده‌ها	D_{wi}	ضرایب دمپر چرخهای جاده
Y_i	جابجایی عمودی بدنه بر روی مرکز چرخها	K_i	ضرایب فنر سیستم تعلیق	M_o	جرم فنربندی شده $\frac{1}{2}$
Y_{wi}	جابجایی عمودی چرخ جاده‌ها	K_{wi}	ضرایب فنر چرخ جاده‌ها	M_{wi}	جرم فنربندی نشده $\frac{1}{10}$
θ_o	جابجایی پیچشی بدنه	D_i	ضرایب دمپر سیستم تعلیق	J_o	مان اینرسی پیچشی $\frac{1}{2}$
				L_i	فاصله مرکز چرخ جاده‌ها تا مرکز ثقل



شکل ۱- مدل دینامیکی نصف خودرو.

معادلات عمودی چرخ جاده‌ها:

$$\ddot{y}_{wi} = \frac{K_{wi}}{M_{wi}}(y_{wi} - a_i) - \frac{D_{wi}}{M_{wi}}(\dot{y}_{wi} - \dot{a}_i) - \frac{K_i}{M_{wi}}(y_{wi} - y_i) - \frac{D_i}{M_{wi}}(\dot{y}_{wi} - \dot{y}_i) \quad (3)$$

$$i=1...5.$$

سایر معادلات دینامیکی هم به همین ترتیب به صورت معادلات حالت نوشته می‌شوند که جمعا ۱۴ معادله حالت خواهیم داشت [۳].

۴- انتخاب بهینه ضرایب و پارامترهای سیستم تعلیق

از آنجا که پارامترهای اصلی سیستم تعلیق فنرها و دمپرها می‌باشند، انتخاب بهینه ضرایب فنر و دمپر مناسب برای سیستم تعلیق خودروی مورد نظر انجام می‌شود.

حدس اولیه برای انتخاب فنر، براساس وزن خودرو و فاصله کف خودرو تا سطح زمین می‌باشد. بر این اساس، به ازای چهار مقدار مختلف برای ضریب فنر و تغییر ضریب دمپر در فاصله $[0, 30000]$ NS/m خروجی‌های مختلف سیستم بررسی شده است. این خروجی‌ها ماکزیمم جابه‌جایی‌ها و شتاب‌های عمودی و پیچشی بدنه می‌باشند. در مرحله بعد، به ازای چهار مقدار برای ضریب دمپر، ضریب فنر در فاصله $[0, 150000]$ تغییر کرده است و همان خروجی‌ها بررسی شده‌اند. شکل‌های (۳ و ۴)، نمودارهای مقدار ماکزیمم شتاب عمودی بدنه را در مقابل تغییرات فنر و دمپر نشان می‌دهد. با توجه به مطالب فوق و استاندارد خودروهای زرهی، که شتاب عمودی بدنه باید کمتر از $4g$ باشد، مقدار $K=110000$ N/m و $D=20000$ NS/m برای سیستم در نظر گرفته شده است.

نکته قابل توجه اینکه، فنر به‌کاررفته در سیستم تعلیق خودروی شنی‌دار از نوع پیچشی است و در اینجا برای ساده‌سازی، فنرها خطی در نظر گرفته شده است (۵ رشته فنر اصلی بدنه)، لذا در اعمال واقعی ضرایب فنر باید تغییرات، از خطی به پیچشی را مد نظر قرار داد. مدلی که برای سیستم تعلیق ارائه شده، یک مدل خطی می‌باشد اما سیستم تعلیق واقعی از نوع تورشن‌بار می‌باشد شکل (۲).

با توجه به هندسه شکل (۱) و مقدار ناچیز حرکات می‌توان فرض کرد $\sin \theta \approx \theta$ ، لذا معادلات قید مختصات وابسته بدنه به شکل زیر می‌باشد [۲]:

$$y_i = y_0 + L_i \theta, \quad i=1...5, \quad (4)$$

$$\dot{y}_i = \dot{y}_0 + L_i \dot{\theta}.$$

نمایش فضا - حالت مدل ریاضی سیستم:

تعریف حالت‌های سیستم:

$$\begin{aligned} Z_1 &= y_0, & Z_3 &= \theta, & Z_5 &= y_{w1}, & Z_7 &= y_{w2}, \\ Z_9 &= y_{w3}, & Z_{11} &= y_{w4}, & Z_{13} &= y_{w5}, \\ Z_2 &= \dot{y}_0, & Z_4 &= \dot{\theta}, & Z_6 &= \dot{y}_{w1}, & Z_8 &= \dot{y}_{w2}, \\ Z_{10} &= \dot{y}_{w3}, & Z_{12} &= \dot{y}_{w4}, & Z_{14} &= \dot{y}_{w5}, \end{aligned} \quad (5)$$

تعریف ورودی‌های سیستم:

$$\begin{aligned} U_1 &= a_1, & U_3 &= a_2, & U_5 &= a_3, & U_7 &= a_4, \\ U_2 &= \dot{a}_1, & U_4 &= \dot{a}_2, & U_6 &= \dot{a}_3, & U_8 &= \dot{a}_4, \\ U_9 &= a_5, & U_{10} &= \dot{a}_5 \end{aligned} \quad (6)$$

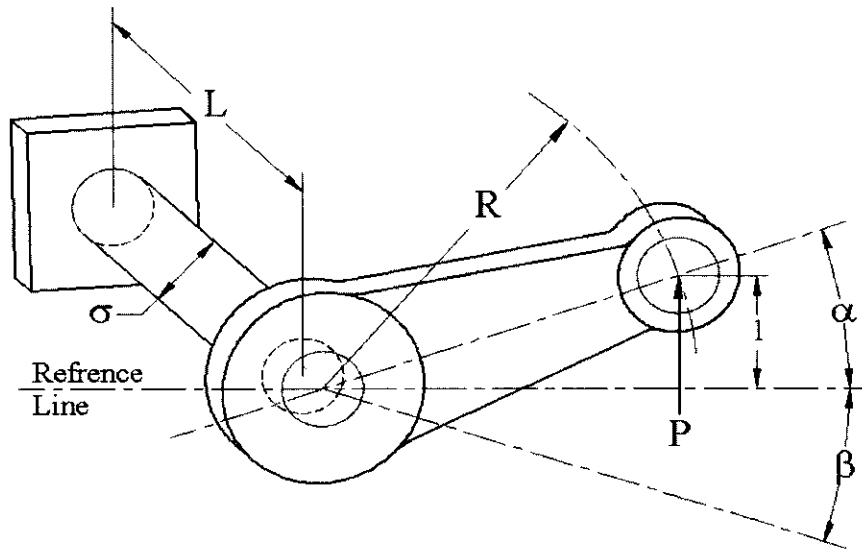
تعریف خروجی‌های سیستم:

$$\begin{aligned} Y1 &= y_0, & Y2 &= \ddot{y}_0, \\ Y3 &= \theta_0, & Y4 &= \ddot{\theta}_0 \end{aligned} \quad (7)$$

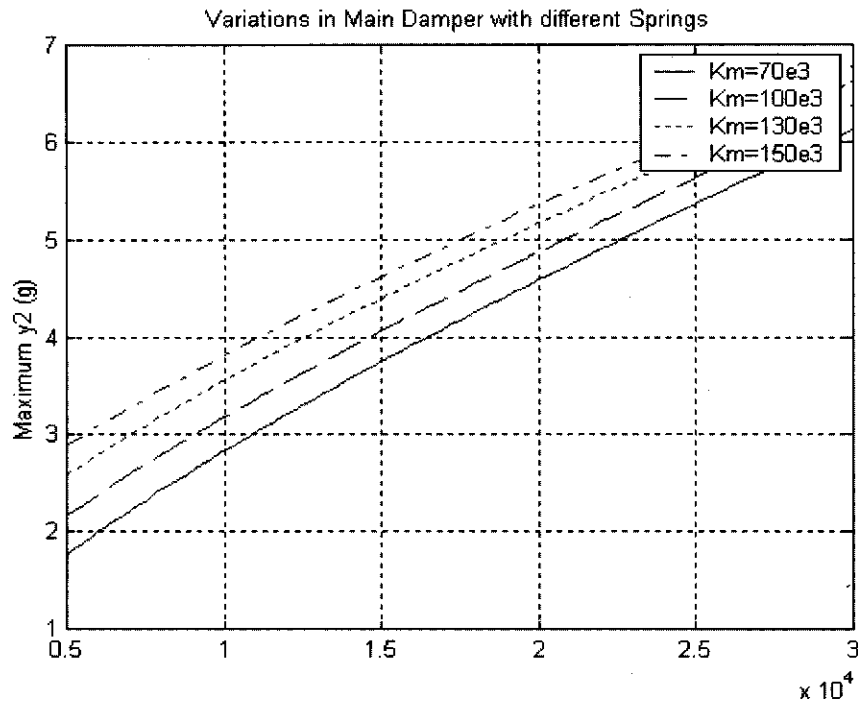
تبدیل معادلات دینامیکی به فضا - حالت:

با توجه به معادلات (۶-۱) تبدیل یافته معادلات دینامیکی به فضا-حالت به صورت زیر می‌باشد:

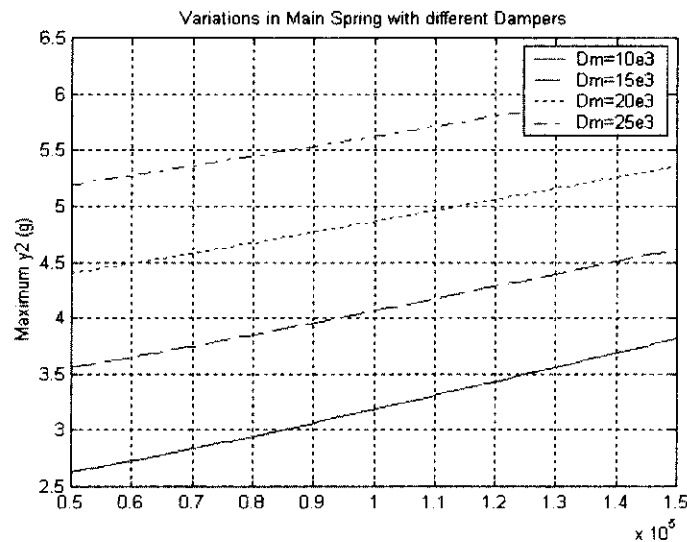
$$\begin{aligned} \dot{Z}_1 &= Z_2, \\ \dot{Z}_2 &= -\frac{K_1}{M_1}(Z_1 + I_1 Z_3 - Z_5) - \frac{D_1}{M_1}(Z_2 + I_1 Z_4 - Z_6) - \frac{K_2}{M_1}(Z_1 + I_2 Z_3 - Z_7) - \frac{D_2}{M_1}(Z_2 + I_2 Z_4 - Z_8) - \frac{K_3}{M_1}(Z_1 + I_3 Z_3 - Z_9) - \frac{D_3}{M_1}(Z_2 + I_3 Z_4 - Z_{10}) - \frac{K_4}{M_1}(Z_1 + I_4 Z_3 - Z_{11}) - \frac{D_4}{M_1}(Z_2 + I_4 Z_4 - Z_{12}) - \frac{K_5}{M_1}(Z_1 + I_5 Z_3 - Z_{13}) - \frac{D_5}{M_1}(Z_2 + I_5 Z_4 - Z_{14}) \end{aligned} \quad (8)$$



شکل ۲- فنر تورشن بار و اهرم آن.



شکل ۳- تغییرات ضرایب فنرودمپر - شتاب عمودی بدنه.



شکل ۴- تغییرات ضرایب فنرودمپر - شتاب عمودی بدنه.

$$D_t = D.R^2 \left(\frac{N.m.s}{Rad} \right) K_t = K.R^2 \left(\frac{N.m}{Rad} \right) \quad (12)$$

۶- حل معادلات و اعمال ورودی‌های استاندارد به سیستم برای بررسی پاسخ سیستم باید معادلات حرکت از فرم پارامتری به عددی تبدیل شود. در این مقاله با استفاده از نرم افزار Matlab پاسخ‌های سیستم در مقابل ورودی‌های مختلف مورد بررسی قرار گرفته است که در زیر به آنها اشاره می‌شود.

ورودی‌های سیستم:

جهت بررسی پایداری و رفتار سیستم، ورودی‌های استاندارد به آن اعمال شده است. این ورودی‌ها عبارتند از:

الف - ورودی استاندارد شرایط اولیه،
ب - ورودی پله یا ورودی جابجایی به چرخ‌های خودرو،
پ - ورودی شوک و ضربه ناشی از شلیک گلوله.

خروجی‌های سیستم:

الف: جابه‌جایی عمودی مرکز ثقل بدنه (Y1) بر حسب mm.

ب: شتاب عمودی مرکز ثقل بدنه (Y2) بر حسب m/s^2 .

پ: جابه‌جایی پیچشی بدنه (Y3) بر حسب Rad.

ت: شتاب پیچشی بدنه (Y4) بر حسب Rad/s^2 .

۷- اثر شوک ناشی از شلیک گلوله بر روی سیستم

۵- محاسبه ثابت معادل فنر و ضریب استهلاک پیچشی

برای محاسبه ضرایب سختی فنرها که اثر معادل ترشن بارها می‌باشد، از معادله زیر به‌دست می‌آید:

$$k_0 = \frac{\pi d^2 G}{32LR} \left(\frac{1 + (\alpha + \beta) \tan \alpha}{R \cos^2 \alpha} \right) \quad (9)$$

که از نظر تجربی داریم:

$$k = ck_0 \quad (10)$$

و در آن طبق شکل (۲) داریم:

$$c = \frac{i + (\alpha + \beta) \tan \alpha}{R \cos^2 \alpha} \quad (11)$$

به‌طوریکه، α : زاویه نوسان بالایی (از محل صفر شدن نیروی فنر) (rad).

β : زاویه نوسان پایینی (از محل صفر شدن نیروی فنر) (rad).

برای محاسبه ضریب استهلاک کمک فنر پیچشی نیز، چنانچه کمک فنر نصب شده بر روی خودرو با جابه‌جایی چرخ جاده زاویه داشته باشد، باید ضریب استهلاک موثر در نظر گرفته شود.

با توجه به این روش، مقادیر پارامترهای K و D را در بازوی انتقال‌دهنده (مجذور طول، R^2) ضرب می‌کنیم تا ضرایب زیر به‌دست آید:

۱- از لحظه $t = 0$ تا $t = \infty$ یک تابع پله مثبت با مقدار F_0 به سیستم وارد می‌شود؛ و

۲- از لحظه $t = \tau_r$ تا $t = \infty$ یک تابع پله منفی مقدار $-F_0$ به سیستم وارد می‌شود.

که در نتیجه پاسخ کلی سیستم نسبت به ضربه عبارت است از:

$$y(t) = \frac{F_0 e^{-\xi \omega_n t}}{K \sqrt{1 - \xi^2}} [-\cos(\omega_d t - \varphi) + e^{-\xi \omega_n \tau_r} \cos(\omega_d (t - \tau_r) - \varphi)] \quad (16)$$

که در آن φ عبارت است از:

$$\varphi = \text{tg}^{-1} \left(\frac{\xi}{\sqrt{1 - \xi^2}} \right) \quad (17)$$

در برنامه impl [۴] ضربه حاصل از شلیک توپ طبق فرمول ارائه شده تعریف گشته است که در مدت زمان $\tau_r = 0.015$ ثانیه روی سیستم عمل می‌کند.

مؤلفه‌های مختلف ضربه در دو جهت عمودی و افقی هم یک ممان وارد می‌کنند که به‌طور هم‌زمان اثر آن را روی سیستم می‌توان مشاهده کرد.

در شکل (۹) جابه‌جایی عمودی بدنه (Y_0) و همچنین جابه‌جایی زاویه‌ای (θ_0) بدنه در هنگام شلیک با احتساب ضربه حاصل از شلیک و ممان ایجاد شده قابل رؤیت می‌باشد. می‌بینیم که ماکزیمم جابه‌جایی بدنه بسیار ناچیز می‌باشد. در شکل (۱۰) شتاب عمودی و شتاب زاویه‌ای (pitch) بدنه در هنگام شلیک توپ قابل رؤیت که مقدار آن هم بسیار ناچیز می‌باشد. بنابراین، شلیک توپ برای حرکت خودرو مشکلی ایجاد نمی‌کند.

۸- بحث و بررسی نتایج

نخستین آزمون در پایداری یک سیستم پاسخ آن به شرایط اولیه می‌باشد که در آن $X_1(0)=1$, $\dot{X}_1(0)=0$ است. سیستم ارائه شده در این نوشتار تمام حالت‌ها و خروجی‌ها را در کمتر از ۳ ثانیه به حالت پایداری می‌رساند. گروه نمودارهای شکل (۵) خروجی‌های Y1-Y4 به‌دست آمده در مقابل شرایط اولیه را نشان می‌دهند، که به‌سرعت به پایداری می‌رسند.

یکی از مباحثی که در هنگام بررسی پایداری سیستم تعلیق خودروی مورد نظر باید لحاظ شود اثر شلیک توپ بر روی سیستم تعلیق می‌باشد. در نگاه اول به نظر می‌رسد که اثر این فرآیند به صورت یک ضربه به سیستم منتقل می‌شود. برای اثبات این مطلب، ابتدا به معرفی پارامترهای شلیک توپ و نیروی وارده به سیستم می‌پردازیم [۴]:

$F_r = 250 \text{ KN}$, (نیروی عقب نشینی)،

$L_r = 4 \text{ m}$, (مقدار عقب نشینی)،

$m_g = 272 \text{ Kg}$, (جرم کلی توپ)،

$\tau_r = (\text{Sec})$, (زمان عقب نشینی)،

$\tau_n = 0.625 \text{ Sec}$, (پریود طبیعی سیستم)،

$a_r = (\text{m/s}^2)$, (شتاب عقب نشینی)،

$\tilde{F}_r = (\text{N.s})$, (ضربه عقب نشینی)،

$\theta = 20^\circ$, (زاویه توپ نسبت به افق)،

$V_r = (\text{m/s})$, (سرعت عقب نشینی)،

روابط و محاسبات:

$$F_r = a_r m_g \quad (13)$$

$$250,000 = 272 \times a_r$$

$$a_r = 919.1, \quad \text{m/s}^2$$

$$\int_0^{\tau_r} v dv = \int_0^{\tau_r} a_r ds \Rightarrow \frac{V_r^2}{2} = a_r L_r \quad (14)$$

$$\Rightarrow V_r = \sqrt{2 a_r L_r} = \sqrt{2 \times 919.1 \times 0.4}$$

$$= 27.116, \quad \text{m/s}$$

$$\tau_r = \frac{L_r}{V_r} = \frac{0.4}{27.116} \cong 0.015, \quad \text{Sec}$$

از آنجا که $\tau_r \ll \tau_n$ می‌باشد، لذا اثر فرآیند شلیک را باید به صورت یک ضربه بررسی کرد.

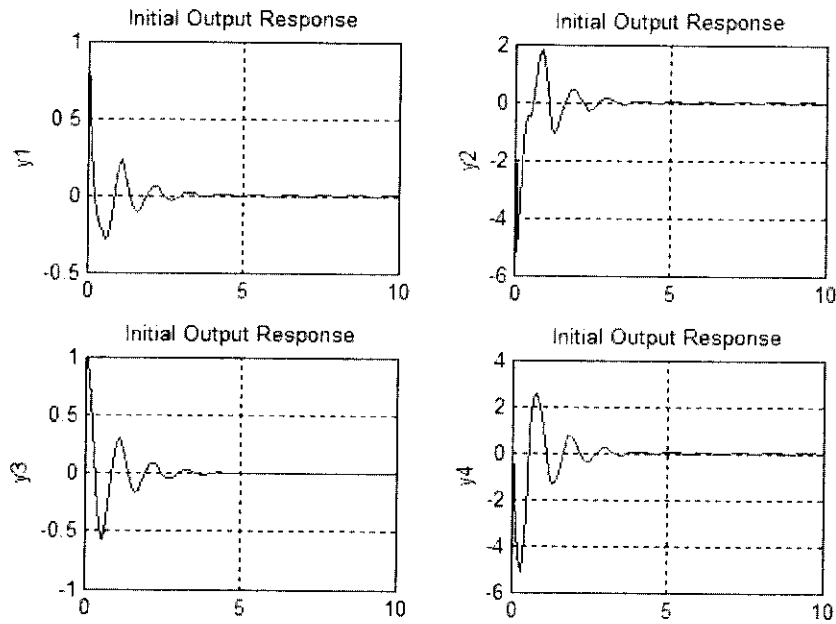
$$\tilde{F} = \int_0^{\tau_r} F dt = F \tau_r \quad (15)$$

$$\tilde{F} = 250,000 \times 0.015 = 3750, \text{ N.s}$$

چون توپ با افق یک زاویه 20° درجه می‌سازد، لذا ضربه عمود برابر است با:

$$\tilde{F}_n = 3750 \times \sin 20^\circ = 1282.5, \quad \text{N.s}$$

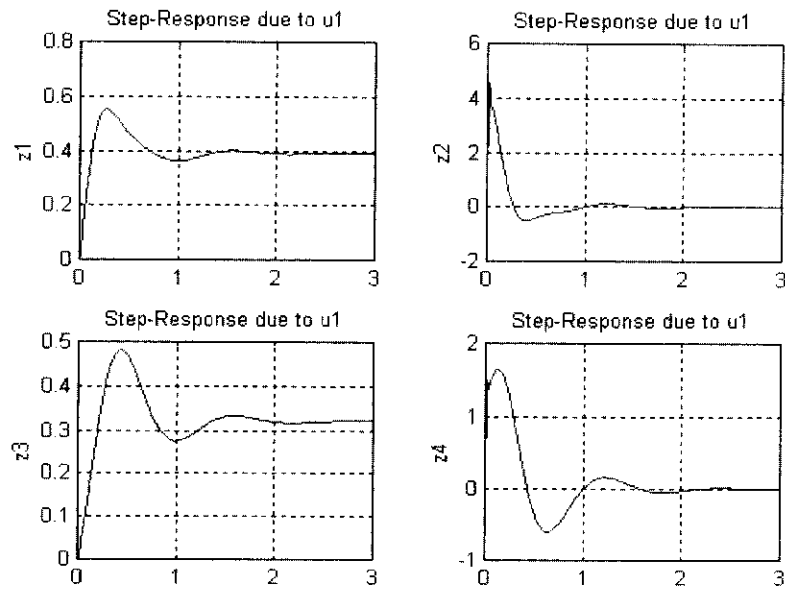
مدل کردن ضربه و یا تاثیر آن بر روی سیستم تعلیق را مورد بررسی قرار می‌دهیم، برای بررسی ضربه حاصل با استفاده از اصل جمع آثار می‌توانیم، ضربه را به‌صورت پالس مستطیلی در نظر گرفته و به صورت زیر عمل کنیم:



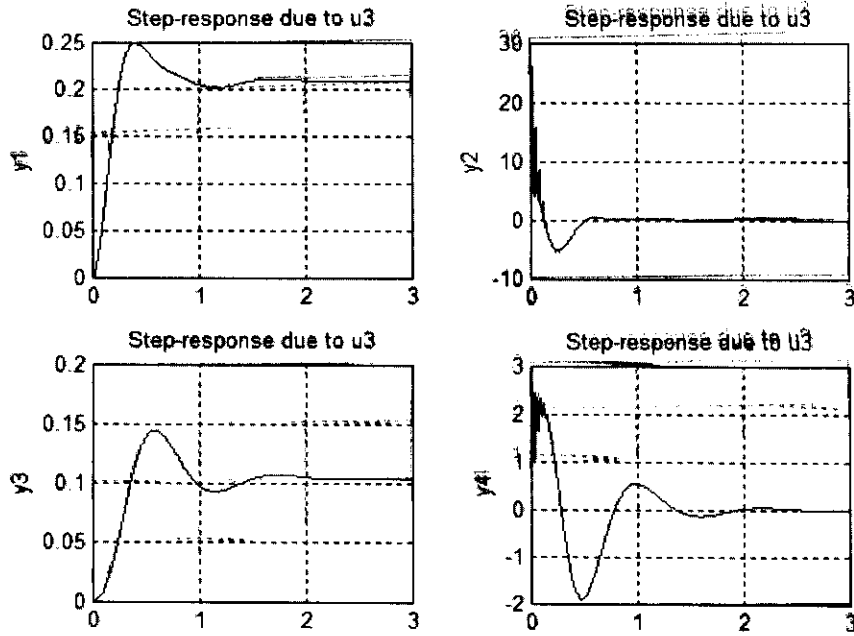
شکل ۵ - پاسخ سیستم به ورودی شرایط اولیه.

اول (u_1) و گروه نمودارهای شکل‌های (۷ و ۸) پاسخ خروجی‌های سیستم را نسبت به ورودی جابه‌جایی چرخ دوم (u_3) نشان داده‌اند و به‌دلیل محدودیت از سایر پاسخ‌های حالت‌های سیستم صرف‌نظر شده است [۵].

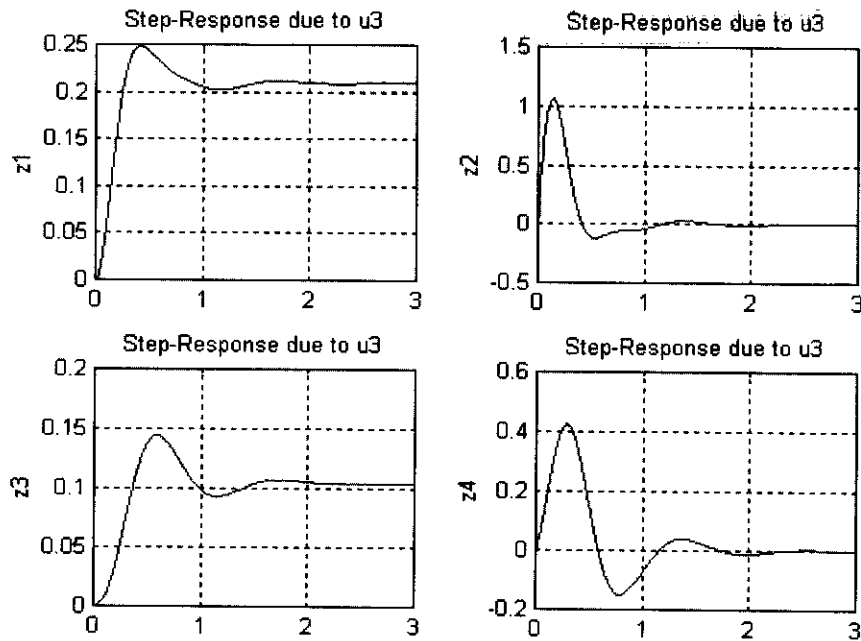
دومین ورودی مورد بحث، ورودی پله واحد یا ورودی جابه‌جایی به چرخ‌های تانک یعنی ورودی‌های u_0 تا u_1 می‌باشد. گروه نمودارهای شکل (۶) فقط پاسخ حالت‌های سیستم $(z_1 - z_4)$ را نسبت به ورودی جابه‌جایی چرخ



شکل ۶ - پاسخ سیستم به ورودی پله واحد (u_1) .



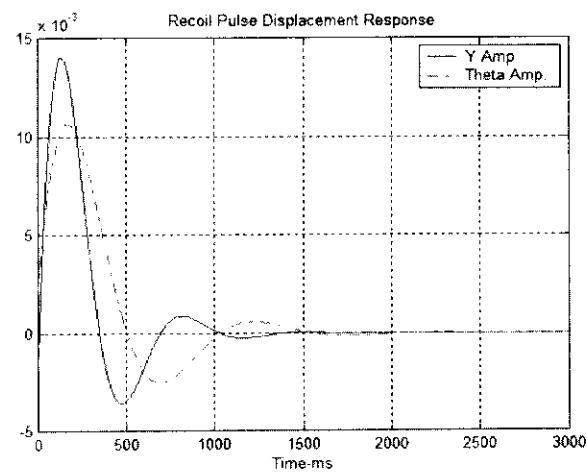
شکل ۷- پاسخ سیستم به ورودی پله واحد (U_3).



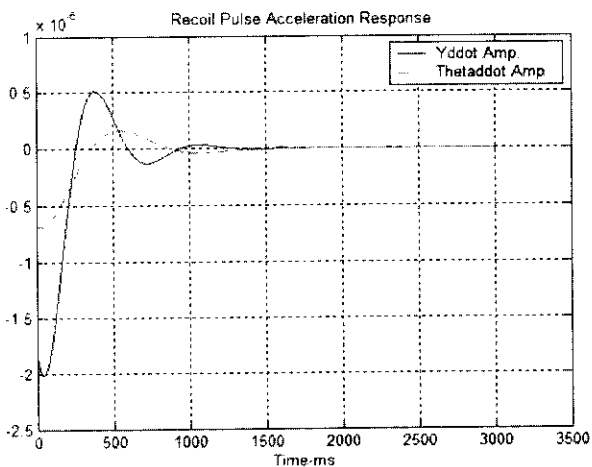
شکل ۸- پاسخ سیستم به ورودی پله واحد (U_3).

بنابراین، اثر شلیک در مقایسه با ورودی پله یا تپه چندان محسوس نمی‌باشد و در طراحی سیستم تعلیق، عملکرد جاده‌ای خودرو بایستی بیشتر مدنظر قرار می‌گیرد.

در پایان، ذکر این نکته لازم است که در این مقاله ورودی‌های استاندارد در مرحله مقدماتی مطرح شده و برای به دست آوردن پاسخ دقیق‌تر و واقعی‌تر بایستی مدل مذکور بهینه‌سازی شود. به عنوان مثال، باید ضرایب فنر و دمپرهای پیچشی دقیق‌تر و ورودی‌های واقعی‌تر اعمال شود.



شکل ۹- پاسخهای جابجایی خطی و پیچشی سیستم به ورودی ایمپالس ناشی از شلیک.



شکل ۱۰- پاسخهای شتاب خطی و پیچشی سیستم به ورودی ایمپالس ناشی از شلیک.

همانگونه که از پاسخ حالت‌ها و خروجی‌های سیستم بر می‌آید، تمامی حالت‌ها در حد معقولی ماکزیمم جهش^۱ داشته و در زمان بین ۲ تا ۳ ثانیه به پایداری می‌رسند. لازم بذکر است که ورودی‌های فرد مربوط به جابه‌جایی پله است و ورودی‌های زوج مربوط به ورودی سرعت پله می‌باشد. برای ورودی‌های $u1, u2, u3$ عملاً تعبیر فیزیکی برای پله‌ای بودن آنها وجود ندارد، چون عملاً آنها به ترتیب شتاب بغل، نیروی شلیک و گشتاور شلیک هستند. لذا فقط ورودی‌های $u1-u10$ برای ما حائز اهمیت هستند. در بین این ورودی‌ها، ملاحظه شده است که ورودی‌های زوج یا سرعت پله واحد ظاهراً معقول‌تر هستند، به ویژه که شتاب عمودی ماکزیمم جهش کمتری دارند. ولی در مقایسه با خروجی جابه‌جایی عمودی بدنه باز نسبتاً زیاد است. در منحنی‌ها ورودی‌های فرد یا جابه‌جایی پله ماکزیمم اوج پاسخ‌ها بویژه در $y2$ شتاب عمودی بدنه بسیار محدود است. در حالی که نسبت به $y1$ جابجایی عمودی بدنه همان نسبت پاسخ ورودی‌های زوج را دارد.

در کل علت این ماکزیمم اوج، رسیدن جابه‌جایی و سرعت به مقدار واحد، در عرض زمان نزدیک به صفر می‌باشد که باعث شتاب و ایجاد حرکت جرک^۲ در سیستم می‌شود و این امری عادی است. به ویژه برای ورودی‌های فرد یعنی اینکه جابه‌جایی چرخ در عرض زمان نزدیک به صفر به یک متر برسد، اما روش کاربردی‌تر اثبات پایداری سیستم همان پاسخ سیستم به ورودی‌های تپه یا ورودی اختیاری است که در مقاله عملکرد جاده‌ای بعداً می‌آید.

سومین میحث، ضربه ناشی از شلیک گلوله توپ می‌باشد. با توجه به نمودارهای شکل‌های (۹ و ۱۰) که رفتار خروجی‌های چهارگانه جابه‌جایی و شتاب خطی و زاویه‌ای بدنه در قبال نیروی ضربه حاصل از شلیک را نشان می‌دهد، درمی‌یابیم که اثر ضربه در کمتر از 1500 ms خنثی شده و سیستم به حالت پایداری می‌رسد.

1. Overshoot
1. Jerk

مراجع

- ۱- الهامی، م.ر. و حریری، ه. "طراحی و محاسبات پایداری سیستم تعلیق خودروی شنی‌دار"، مستندات سازمان تحقیقات و خودکفایی نیروی زمینی سپاه (۱۳۷۸)، جلد اول
2. "Suspension Handbook. AMCP 706 356", 1967.
- ۳- الهامی، م.ر. و حریری، ه. "طراحی و محاسبات پایداری سیستم تعلیق خودروی شنی‌دار"، مستندات سازمان تحقیقات و خودکفایی نیروی زمینی سپاه (۱۳۷۸)، جلد دوم و سوم.
- ۴- الهامی، م.ر. و حریری، ه. "طراحی و محاسبات پایداری سیستم تعلیق خودروی شنی‌دار"، مستندات سازمان تحقیقات و خودکفایی نیروی زمینی سپاه (۱۳۷۸)، جلد دوم و سوم.
- ۵- الهامی، م.ر. و حریری، ه. "طراحی و محاسبات پایداری سیستم تعلیق خودروی شنی‌دار"، مستندات سازمان تحقیقات و خودکفایی نیروی زمینی سپاه (۱۳۷۸)، جلد دوم و سوم.
- ۶- غفاری، ع. "سیستم‌های دینامیکی و کنترل"، دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی، ۱۳۷۴.
7. Thomson, W. and Dahleh, M. "Theory of Vibration with Applications", 5th Ed., Prentice Hall, 1998.
8. Rao, S. "Mechanical Vibration", 3rd Ed., McGraw Hill, New York, 1995