

طراحی یک استراتژی کنترلی سیستم تعلیق فعال به کمک روش کنترل ناخطی مد لغزان

ابوالفضل معصومی

استادیار گروه مهندسی مکانیک - دانشکده فنی - دانشگاه تهران

رضا کاظمی

استادیار دانشکده مهندسی مکانیک - دانشگاه صنعتی خواجه نصیر

(تاریخ دریافت ۷۹/۱۱/۱۱، تاریخ تصویب ۸۱/۴/۱۵)

چکیده

در این پژوهش یک قانون کنترلی مبتنی بر روش مد لغزان برای سیستم تعلیق الکترو-هیدرولیکی توسعه داده شده است. در استخراج این قانون از مدل‌سازی سیستم هیدرولیکی شامل دینامیک شیر به همراه عملگر استفاده شده است. در این پژوهش برای نصف خودرو، با در نظر گرفتن سیستم هیدرولیک، کنترلر به گونه‌ای طراحی می‌شود که شتاب و تغییر مکان قائم و دورانی به سمت صفر میل نماید. لذا ولتاژ ورودی به شیر طوری تعیین می‌شود که با تحریک اسپول شیر موجب اعمال نیرویی از عملگر به جرم معلق شود، به گونه‌ای که شتاب و تغییر مکان قائم و زاویه‌ای جرم معلق به سمت صفر میل می‌نماید. مقایسه پاسخ سیستم فعال و نافع‌ال برای نصف خودرو نشان می‌دهد که کنترلر با کنترل تغییر مکان و شتاب قائم و دورانی موجب افزایش راحتی سفر می‌شود. همچنین میزان مقاوم بودن کنترلر بررسی و نتایج نشان می‌دهد که کنترلر وظیفه خود را با وجود نوبز جاده و تغییر پارامترهای سیستم به خوبی انجام می‌دهد. در این پژوهش بر خلاف اکثر مقالات موجود که در آنها نیروی اعمال شده از سیستم هیدرولیک به عنوان ورودی در نظر گرفته می‌شود و ولتاژ ورودی به شیر در نظر گرفته شده است. این امر ضمن منتج شدن به نتایج دقیق‌تر زمینه کاربرد صنعتی نتایج حاصل را نیز فراهم می‌آورد.

واژه‌های کلیدی: سیستم تعلیق فعال، کنترل، مد لغزان

مقدمه

طور عمده بر روش کنترل بهینه به ویژه LQG متمرکز بوده است [۳،۲،۱]. فهرست کاملتری از این مقالات در [۴] وجود دارد. در این مقالات فرض شده است که نیروی عملگر با دقت بالایی قابل کنترل می‌باشد. این در حالی است که در عمل معمولاً از عملگرهای هیدرولیک استفاده می‌شود. از آنجا که دینامیک این عملگرها بر رفتار دینامیکی خودرو قابل ملاحظه است، کنترل دقیق نیرو به ویژه در فرکانس‌های بالا بسیار مشکل می‌باشد. روش دیگری که در طراحی سیستم‌های تعلیق مورد توجه زیادی قرار گرفته است، طراحی سیستم کنترلی بر پایه دمپر اسکای - هوک است [۵،۶،۷،۸]. در این روش هر چند راحتی سفر تا حد قابل قبولی افزایش می‌یابد، اما در برابر تمایل به ناپایداری خودرو افزایش پیدا می‌کند [۷]. از دیگر کاستی‌های این روش عدم توجه به رفتار جرم نامعلق

در سالهای اخیر گسترش سیستم‌های تعلیق فعال بخش مهمی از تحقیقات مربوط به صنعت خودرو را دربرگرفته است. با بهره‌گیری از این سیستم‌ها می‌توان بر محدودیت‌های سیستم‌های مرسوم نافع‌ال چیره شد، که مهمترین آن وجود تعارض در بهینه کردن رفتار سیستم تعلیق خودرو از نظر راحتی سفر و پایداری حرکت می‌باشد، به گونه‌ای که تغییر پارامترهای سیستم برای بهبود هر یک از دو ویژگی یاد شده کاهش کارایی ویژگی دیگر را در پی خواهد داشت. بنابراین بهبود همزمان راحتی سفر و پایداری از مهمترین کاربردهای سیستم تعلیق فعال در خودرو می‌باشد. این هدف با توجه به قابلیت یک سیستم تعلیق فعال در تغییر پارامترهای سیستم با توجه به شرایط عملکرد خودرو قابل دستیابی می‌باشد. روشهای طراحی سیستم‌های کنترلی در آغاز به

ورودی جاده به چرخ جلو و پشت و M_ϕ گشتاور ناشی از شتاب‌گیری خودرو است. اثر شتاب ترمزی خودرو به صورت زیر روی جرم معلق می‌باشد (h بلندی گرانیگاه خودرو است):

$$M_\phi = M \cdot h$$

شناسه‌های سیستم

با توجه به اینکه هدف استفاده از یک مدل واقعی می‌باشد، لذا جهت اجرای یافته‌های این پژوهش مشخصات یک محصول واقعی که در حال حاضر در خط تولید می‌باشد، به عنوان سیستم مورد مطالعه در نظر گرفته شده است. در این راستا با موافقت مرکز تحقیقات شرکت ایران خودرو مشخصات یکی از محصولات آن شرکت جهت استفاده در این کار پژوهشی انتخاب شده است. مشخصات محصول مورد نظر در جدول (۱) ارائه شده است. در این جدول (I) لنگر لختی جرم، (m) جرم، (K) ضریب سختی فنر، (C) ضریب میرایی لرزه‌گیر، (a, b) فاصله گرانیگاه از محورهای جلو و پشت و (U) نیروی عملگر می‌باشد.

جدول ۱: مشخصات سیستم.

نموداری	C_{sf} (N.s/m)	۴۶۵	M (Kg)
نموداری	C_{sr} (N.s/m)	۱۶۷۵/۸	I (Kg)
۵۰۰	C_{tf} (N.s/m)	۷۰	m_f (Kg)
۵۰۰	C_{tr} (N.s/m)	۸۰	m_r (Kg)
۰/۹۷۴۵	a (m)	۱۶۰۰۰	K_{sf} (N/m)
۱/۶۸۵۵	b (m)	۱۸۰۰۰۰	K_{tf} (N/m)
-	U_f (N)	۱۶۰۰۰	K_{sr} (N/m)
-	U_r (N)	۱۸۰۰۰۰	K_{tr} (N/m)

مدل‌سازی دینامیکی

مدل دینامیکی خودرو توسط معادله زیر بیان می‌شود:

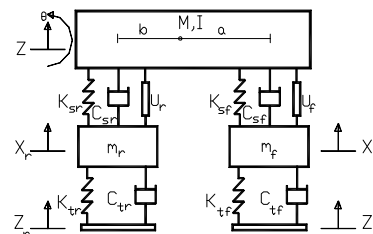
$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = Ax_{in} + B\dot{x}_m + DU$$

(۱)

می‌باشد [۸]. در راستای بهبود عملکرد سیستم‌های تعلیق فعال و رفع کاستی‌های روش‌های اولیه، بکارگیری روش‌های کنترلی پیشرفته‌تر و نیز مدل‌های کاملتر سیستم تعلیق مورد بررسی قرار گرفته است [۹، ۱۰، ۱۱، ۱۲، ۱۳]. آنچه که در مقالات یاد شده قابل توجه می‌باشد، عدم مدل‌سازی عملگرهای مورد استفاده در سیستم کنترلی است. بیشتر این عملگرها متشکل از سیستم‌های هیدرولیکی با دینامیک ناخطی پیچیده می‌باشند و بنابراین بر پاسخ سیستم تاثیر می‌گذارند. به دلیل اهمیت این مطلب مدل‌سازی این سیستم‌ها در مقالاتی مورد توجه قرار گرفته است. در [۱۴] یک لرزه‌گیر با میرایی متغیر مدل شده و تاثیر پارامترهای آن بر رفتار دینامیکی سیستم تعلیق فعال بررسی گردیده است (در این مقاله دینامیک سیستم تعلیق و طراحی کنترلر بررسی نشده است). در [۱۵] نیز سیستم تعلیق فعال برای مدل یک چهارم خودرو و با در نظر گرفتن مدل دینامیکی سیستم هیدرولیک طراحی شده است. در این پژوهش از مدل نصف خودرو به منظور در نظر گرفتن حرکت کله‌زنی خودرو استفاده شده و ولتاژ ورودی شیر با شبیه‌سازی سیستم هیدرولیک به گونه‌ای تعیین شده است که تغییر مکان و شتاب زاویه‌ای و عمودی بدنه در حد صفر کنترل شود.

مدل خودرو

در این پژوهش از مدل چهار درجه آزادی خودرو (شکل ۱) استفاده شده است.



شکل ۱: مدل نصف خودرو سیستم تعلیق فعال.

در این مدل (Z) جابجایی جرم معلق در راستای قائم، (theta) زاویه کله‌زنی بدنه و (x_r, x_f) جابجایی جرم نامعلق جلو و پشت در راستای قائم می‌باشد. همچنین (z_r, z_f)

طراحی کنترلر

تئوری مد لغزان در کنترل مسائل ناخطی و نادقیق بکار می‌رود. در این مسایل عدم دقت می‌تواند ناشی از مجهول بودن پارامترهای سیستم و یا نادقیق بودن مدل‌سازی باشد. ایده اصلی این روش میل دادن خطا به سمت صفر سطح لغزش است. سیستم دینامیکی با یک ورودی را در نظر می‌گیریم:

$$\dot{x}^{(n)} = f(x) + b(x)u$$

(۳)

که در آن (x) خروجی دلخواه (وضعیت یک سیستم مکانیکی)، (u) ورودی کنترل شده و $(\dot{X} = [x, \dot{x}, \dots, x^{(n-1)}]^T)$ بردار حالت سیستم است. در معادله بالا تابع $f(x)$ (در حالت کلی ناخطی) کاملاً شناخته شده و مشخص نیست، اما محدوده تغییرات آن معلوم است. بهره کنترلی $b(x)$ نیز کاملاً مشخص نیست، ولی در محدوده‌ای توسط تابعی پیوسته از بردار حالت محدود می‌شود. در پژوهش حاضر مسئله کنترلی عبارت است از تعیین ورودی کنترل شده به گونه‌ای که متغیر حالت با وجود نادقیق بودن مدل بتواند مقدار زیر را دنبال نماید [۱۷]:

$$\dot{X} = \begin{bmatrix} x_d \\ \dot{x}_d \\ \vdots \\ M \\ x_d^{(n-1)} \\ x_d \end{bmatrix}$$

سطوح لغزش

همانطور که قبلاً ذکر شد هدف پیدا کردن ولتاژ ورودی به شیر است، به گونه‌ای که در نهایت عملکرد با اعمال نیرویی به جرم معلق شتاب و تغییر مکان قائم و دورانی آن را به سمت صفر میل دهد. بنابراین سطوح لغزش زیر را تعریف می‌کنیم:

اولین سطح لغزش ترکیبی خطی از خطای تغییر مکان و شتاب قائم جرم معلق در نظر گرفته می‌شود:

$$S_1 = C_1(\ddot{x} - \ddot{x}_d) + C_2(z - z_d)$$

$$S_2 = C_3(\ddot{\theta} - \ddot{\theta}_d) + C_4(\theta - \theta_d) \quad (۴)$$

شرط لغزش به صورت زیر است:

که در آن:

$$M = \begin{bmatrix} M & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_f & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_r \end{bmatrix}, \quad x_{in} = \begin{bmatrix} z_f \\ z_r \end{bmatrix}, \quad x = \begin{bmatrix} z \\ \theta \\ x_f \\ x_r \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} K_{sf} + K_{sr} & aK_{sf} - bK_{sr} & -K_{sf} & -K_{sr} \\ aK_{sf} - bK_{sr} & a^2K_{sf} + b^2K_{sr} & -aK_{sf} & bK_{sr} \\ -K_{sf} & -aK_{sf} & K_{sf} + K_{tr} & 0 \\ -K_{sr} & bK_{sr} & 0 & K_{tr} + K_{sr} \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} C_{sf} + C_{sr} & aC_{sf} - bC_{sr} & -C_{sf} & -C_{sr} \\ aC_{sf} - bC_{sr} & a^2C_{sf} + b^2C_{sr} & -aC_{sf} & bC_{sr} \\ -C_{sf} & -aC_{sf} & C_{tf} + C_{sf} & 0 \\ -C_{sr} & bC_{sr} & 0 & C_{sr} + C_{tr} \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 \\ a & -b & 1 \\ 0 & -1 & 0 \end{bmatrix}, \quad A = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ K_{tr} & 0 \\ 0 & K_{tr} \end{bmatrix}$$

$$U = \begin{bmatrix} u_f \\ u_r \\ M_\theta \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ C_{tr} & 0 \\ 0 & C_{tr} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ C_{tr} & 0 \\ 0 & C_{tr} \end{bmatrix}$$

مدل دینامیکی سیستم هیدرولیک به صورت زیر نوشته می‌شود [۱۶]:

$$\dot{P}_L = -\alpha A_p \dot{x}_v - \beta P_L + \gamma x_v \sqrt{P_s - P_L}$$

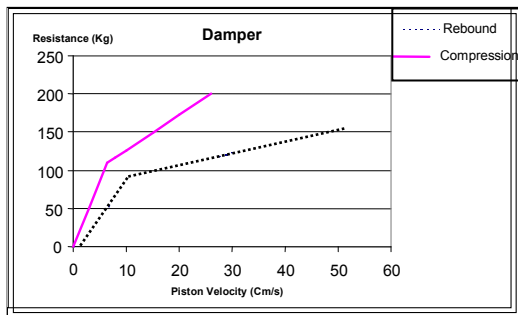
$$\alpha = \frac{4\beta}{V}, \quad \beta = \alpha C_{tm}, \quad \gamma = \alpha C_d w \sqrt{\frac{1}{\rho}} \quad (۲)$$

که در آن (P_L) فشار بار (اختلاف فشار دو سر جک)، (A_p) سطح پیستون، (x_v) تغییر مکان اسپول شیر، (P_s) فشار منبع، (x_p) تغییر مکان پیستون، (V) مجموع حجم عملگر، (β) مدول حجمی^۱ موثر، (C_{TM}) ضریب نشتی موثر، (C_d) ضریب نشتی^۲ و (w) تغییرات سطح اسپول دریچه^۳ می‌باشد. معادلات دینامیکی خطی و معادلات هیدرولیکی ناخطی است، بنابراین معادلات سیستم ناخطی می‌باشد.

چرخ با یک تاخیر زمانی برابر با فاصله محور طولی خودرو بر سرعت خودرو، به چرخ پشت می‌رسد. برای منظور نمودن این اثر از مدل نصف خودرو استفاده شده است. در این پژوهش کنترلر به گونه‌ای طراحی می‌شود که شتاب و تغییر مکان جرم معلق همزمان کنترل شوند. روش کنترل انتخاب شده لغزان می‌باشد. این روش به گونه‌ای می‌باشد که سیستم قادر خواهد بود هر شتاب و تغییر مکان دلخواه را دنبال نماید. یکی از مزایای روش لغزان مقاومت آن به اغتشاشات ناشی از زبری جاده، شوک‌های ناشی از دست‌اندازها و همچنین غیر حساس بودن سیستم به تغییر جرم معلق (که ناشی از تغییر تعداد سرنشین یا تغییر بار صندوق پشت است) است. مقاوم بودن سیستم در انتهای پژوهش بررسی می‌شود.

شبیه‌سازی رفتار لرزه‌گیر

لرزه‌گیر در کشش و فشار رفتاری متفاوت دارد. در شبیه‌سازی‌های انجام شده در این پژوهش از نمودار واقعی لرزه‌گیر (نیروی میرایی بر حسب سرعت نسبی دو سر لرزه‌گیر) استفاده شده است (شکل ۲).



شکل ۲: نیروی میرایی لرزه‌گیر بر حسب سرعت پیستون.

پارامترهای هیدرولیک

معادله اصلی حاکم بر جریان شیر سرو به قرار زیر است [۱۶]:

$$\dot{x}_L = -\alpha A_p \dot{x}_p - \beta P_L + \gamma x_v \sqrt{P_s - P_L}$$

از مرجع [۱۸] پارامترهای هیدرولیک عبارتند از:

$$\alpha = 4.515 \times 10^{13} \text{ [N/m}^5\text{]} \quad \beta = 1$$

$$\gamma = 1.545 \times 10^9 \text{ [N/m}^{2.5}\text{Kg}^{-5}\text{]} \quad P_s = 10342500 \text{ [Pa]}$$

$$\dot{x} = -KS \quad (5)$$

با توجه به معادلات دینامیکی، نیروی عملگرهای جلو و پشت به قرار زیر است:

$$F_f = \frac{1}{(a+b)} \left[\frac{bM}{C_1} \dot{c}_1 + \frac{I}{C_3} \dot{c}_2 \right]$$

$$F_r = \frac{M}{C_1} \left\{ \left(-C_{1f} L_4 + C_{1r} L_4 \right) \dot{x} + \left(-K S_1 - C_2 (\dot{x}_f - \dot{x}_r) - C_{1f} L_2 - C_{1r} L_3 \right) x \right\} \quad (6)$$

در رابطه بالا L_i ها و C_j ها تابع متغیرهای حالت سیستم هستند. در سطح لغزش دوم تغییر مکان اسپول شیر به نحوی تعیین می‌شود که نیرو در عملگر به مقدار مطلوب بالا برسد. این سطح لغزش به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$S = u - u_d \quad (7)$$

از معادلات دینامیکی سیستم (۱)، معادله (۷) و شرط لغزش، میزان جابجایی اسپول تعیین می‌شود:

$$x_{vr} = \frac{-KS + (aA_p^2 \dot{x}_f + \beta A_p P_L + \dot{x}_r)}{(A_p \gamma \sqrt{(P_s - P_L)})_r} \quad (8)$$

در سطح لغزش سوم ولتاژ ورودی به شیر به گونه‌ای تعیین می‌شود که تغییر مکان اسپول شیر، مقدار بدست آمده از سطح قبلی را دنبال نماید. سطح لغزش سوم به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$S = x_v - x \quad (9)$$

از سطح لغزش دوم بدست آمده و در نهایت ولتاژ ورودی به شیر سرو بدست می‌آید.

شبیه‌سازی

یکی از اهداف سیستم تعلیق فعال، کنترل شتاب و تغییر مکان عمودی در دست‌اندازها و ناهمواریهای جاده و حرکت کله‌زنی خودرو هنگام ترمز یا شتاب می‌باشد. حرکت کله‌زنی می‌تواند ناشی از فیلتراسیون فاصله محوری باشد. از آنجا که برانگیزش ناشی از ناهمواری جاده در چرخ‌های جلو و پشت مستقل نیستند، لذا پروفیل ورودی

بررسی مقاوم بودن سیستم

همانطور که اشاره شد، یکی از مزیت‌های روش مد لغزان، مقاوم بودن این روش نسبت به اغتشاشات و تغییر پارامترهای سیستم می‌باشد. ضمناً این روش ضعف مدل‌سازی را جبران می‌کند. در این بخش این مساله بررسی شده است.

مقاومت مد لغزان به نویز جاده

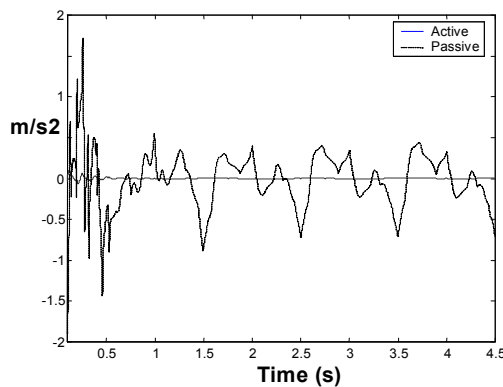
ناهمواری جاده را به صورت نویز سفید مدل می‌کنیم. برای مدل نصف خودرو ورودی به چرخ‌های جلو و پشت به صورت زیر است:

$$x_{in_f} = 0.0254\sin(2\pi t) + x_{noise}$$

$$x_{in_r} = 0.0254\sin(2\pi t) + x_{noise}$$

(۱۱)

پاسخ سیستم به ورودی‌های بالا به صورت مقایسه‌ای با سیستم بدون نویز، در نمودارهای (۱۲) الی (۱۵) نشان شده است.



شکل ۵: تغییر مکان جرم فنربندی شده.

شبیه‌سازی مدل نصف خودرو

برای شبیه‌سازی مدل نصف خودرو، معادلات دینامیکی سیستم (۱) و قانون کنترلی بدست آمده (۶) و (۸) به صورت همزمان حل می‌گردند.

ورودی

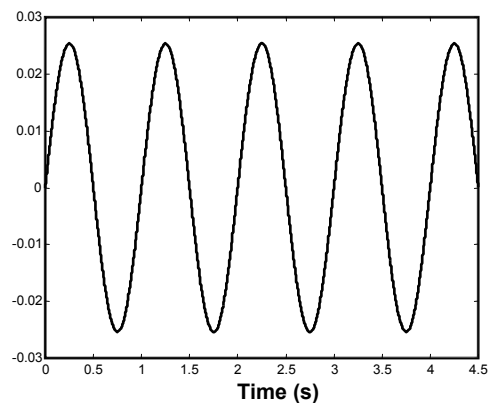
ورودی چرخ جلو را موج سینوسی با دامنه ۲۵/۴ میلی‌متر و فرکانس ۵ هرتز در نظر می‌گیریم (شکل‌های ۳ و ۴).

$$x_{in} = 0.0254\cos(2\pi t), \quad x_{in} = 0.0254\sin(2\pi t)$$

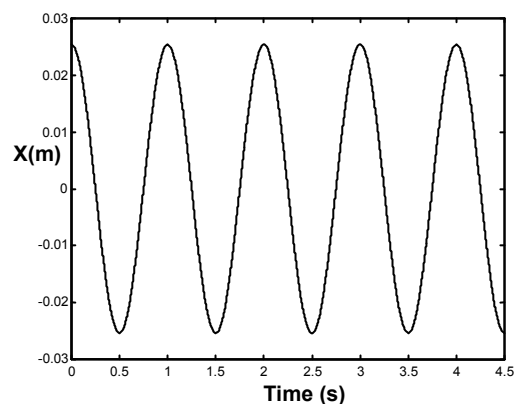
(۱۰)

تغییر مکان و شتاب مطلوب حرکت عمودی، دوران و شتاب زاویه‌ای صفر در نظر گرفته می‌شود.

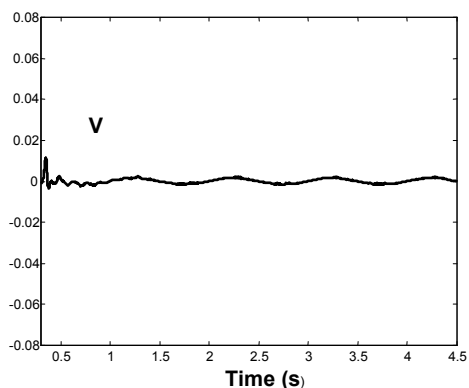
X(m)



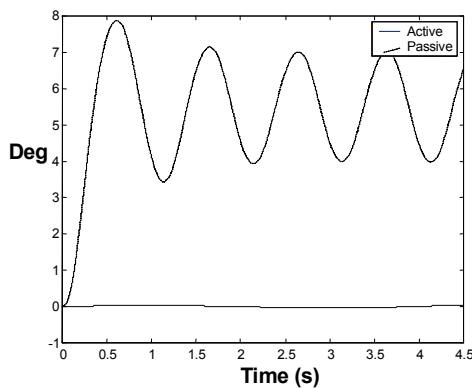
شکل ۳: ورودی جاده - چرخ جلو.



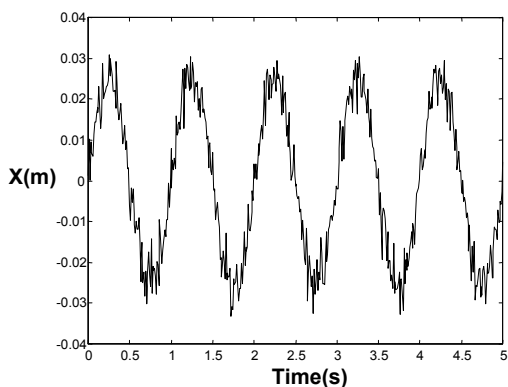
شکل ۴: ورودی جاده - چرخ پشت.



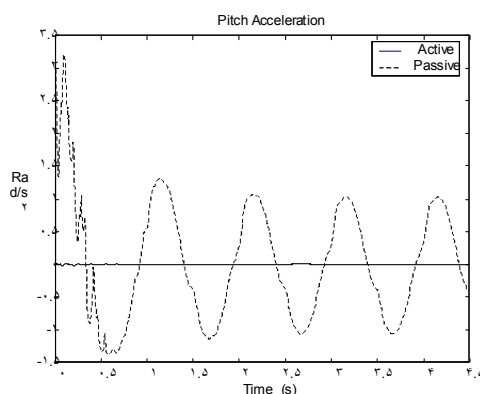
شکل ۹: ولتاژ ورودی - عقب.



شکل ۶: زاویه دورانی جرم فنربندی شده.



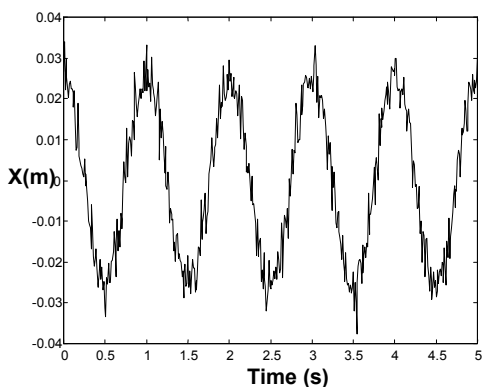
شکل ۱۰: نویز ورودی - چرخ جلو.



شکل ۷: شتاب زاویه ای جرم فنربندی شده.

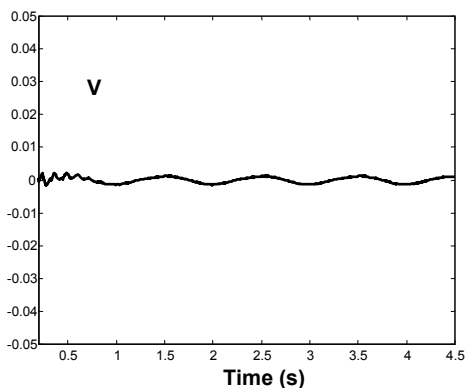
مقاومت مد لغزان به پارامترهای سیستم

در این بخش نتایج حاصل از تغییر پارامترهای سیستم مثل تغییر جرم معلق، تغییر جرم نامعلق، تغییر لنگر لختی خودرو حول محور عرضی و تغییر موقعیت گرانیگاه بر عملکرد سیستم با هم مقایسه می‌شود.

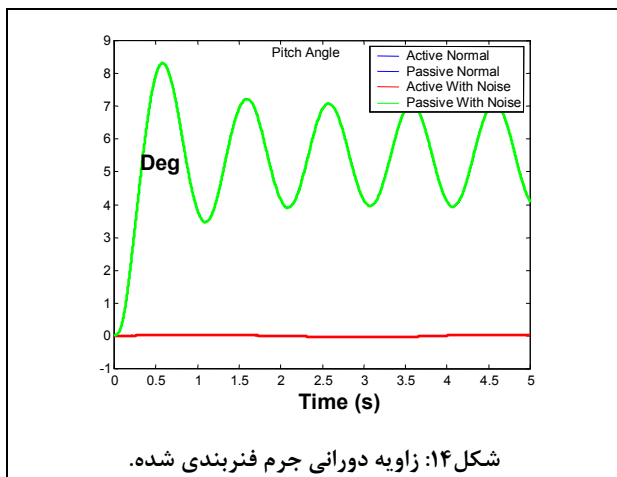


شکل ۱۱: نویز ورودی - چرخ عقب.

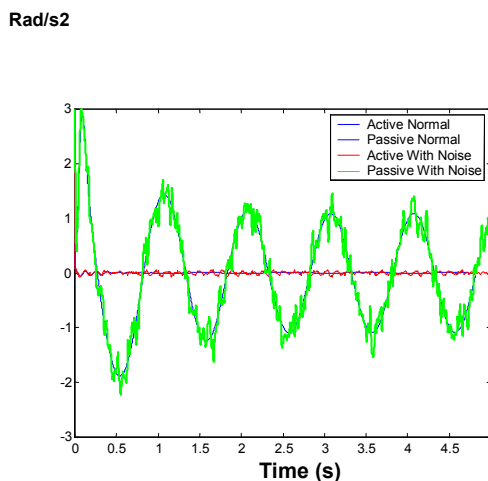
!Error



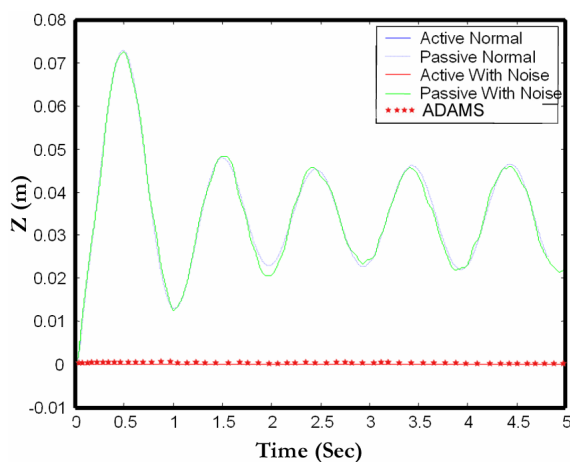
شکل ۸: ولتاژ ورودی - جلو.



شکل ۱۴: زاویه دورانی جرم فنربندی شده.



شکل ۱۲: شتاب زاویه ای جرم فنربندی شده.



شکل ۱۵: تغییر مکان قائم جرم معلق.

تغییر جرم معلق

بدین منظور فرض می‌شود تغییرات جرم معلق مطابق زیر باشد:

$$M = 4 \times 60 + 110 = 340 [\text{Kg}]$$

$$m/s^2$$

تغییر جرم نامعلق

$$m_f = 70 + 10 = 80 [\text{Kg}] \quad m_r = 80 + 10 = 90 [\text{Kg}]$$

تغییر لنگر لختی خودرو

$$I = 1927.17 [\text{Kg.m}^2]$$

تغییر موقعیت گرانیگاه خودرو

این تغییر به دو صورت اثر دارد:

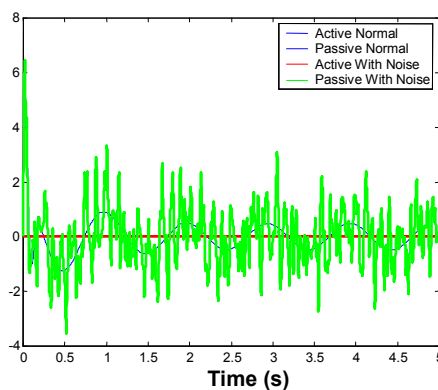
- تغییر فاصله گرانیگاه تا تایر جلو که با ۲۰ درصد تغییر در این فاصله خواهیم داشت:

$$a = 0.7796 [\text{m}] \quad b = 1.8804 [\text{m}]$$

- تغییر ارتفاع گرانیگاه تا زمین که در شتاب یا ترمزگیری مطابق رابطه زیر تغییر می‌کند:

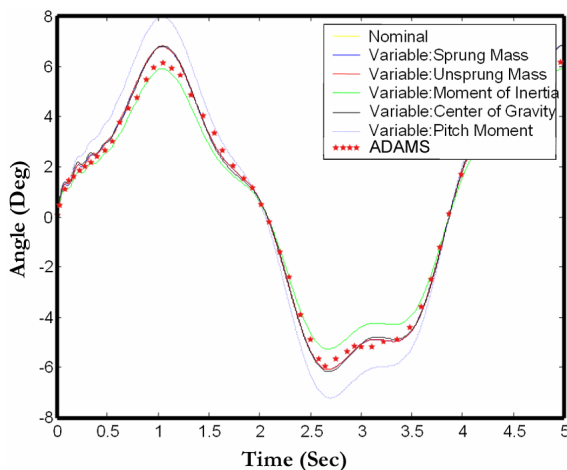
$$M_{\theta} = M \cdot h$$

به طوریکه با اضافه شدن ۲۰ درصد به این فاصله، M_{θ} نیز ۲۰ درصد زیاد می‌شود.



شکل ۱۳: شتاب قائم جرم فنربندی شده.

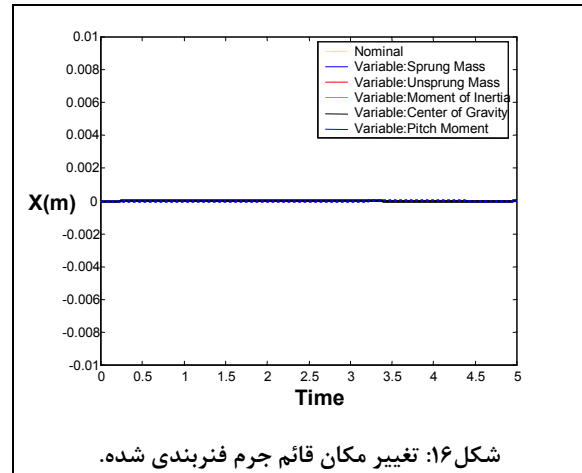
میزان دوران جرم معلق از ۸ درجه در سیستم نافع به حداکثر ۰/۰۴ درجه در سیستم فعال (نمودار ۶) و کاهش شتاب زاویه‌ای از ۱ به ۰/۰۵ (Rad/S²) نیز نشان‌گر عملکرد مناسب قانون کنترل طراحی شده در کنترل حرکت زاویه‌ای جرم معلق می‌باشد. در بخش دوم عملکرد کنترلر در جاده‌های صاف و نویزدار (نمودارهای ۱۰ و ۱۱) مقایسه گردید و نشان داده شد که کنترلر ارائه شده در جاده‌های نویزدار نیز موفق عمل می‌کند (نمودارهای ۱۲ تا ۱۵). همچنین رفتار قانون کنترل تحت تاثیر تغییر پارامترهای سیستم شامل جرم معلق، جرم نامعلق، لنگر اینرسی خودرو حول محور عرضی و موقعیت گرانیگاه خودرو بررسی و نشان داده شد کنترلر ارائه شده در مقابل تغییرات پارامترهای یاد شده تا حداکثر ۲۰ درصد مقدار نامی آنها عملکرد قابل قبولی خواهد داشت (نمودارهای ۱۶ تا ۱۹). برای ارزیابی مدل‌سازی انجام شده از نرم‌افزار ADAMS استفاده شده است. این نرم‌افزار که از ماژول‌های توانمندی تشکیل شده است، توانایی مدل‌سازی سیستم‌های دینامیکی را دارد. از کاربردهای مهم این بسته نرم‌افزاری مدل‌سازی سیستم‌های مکانیکی-کنترلی مانند خودرو است، که با ترکیب نرم‌افزارهای A-Car برای مدل‌سازی بخش‌های مکانیکی، نرم‌افزار A-Hydraulic برای شبیه‌سازی بخش‌های هیدرولیکی و نرم‌افزار MATLAB-Simulink برای سامان‌دهی بخش‌های کنترلی می‌توان مدل‌های سیستم تعلیق فعال و نیمه‌فعال مانند مدل ارائه شده را شبیه‌سازی نمود. در نمودارهای ارائه شده نتایج مدل ADAMS نیز برای مقایسه آورده شده است.



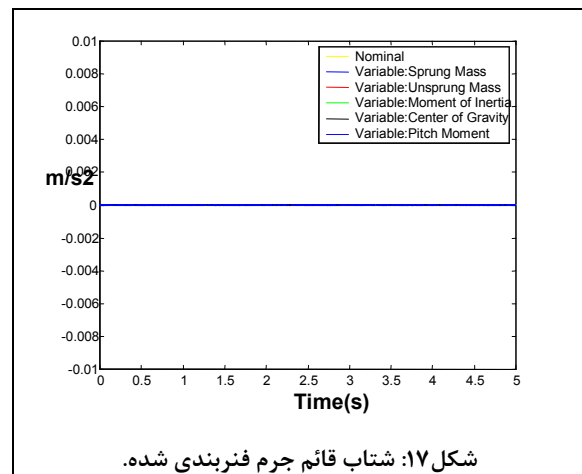
شکل ۱۸: زاویه دورانی جرم معلق.

$$M_0 = 5000(1.2) = 6000[\text{N.m}]$$

نتایج به صورت مقایسه‌ای در نمودارهای (۱۶) الی (۱۹) آورده شده است.



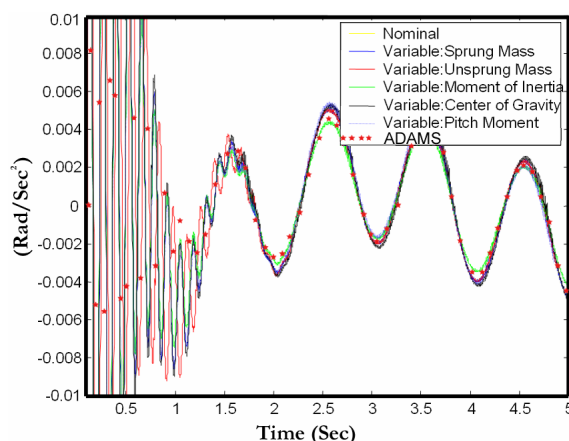
شکل ۱۶: تغییر مکان قائم جرم فنربندی شده.



شکل ۱۷: شتاب قائم جرم فنربندی شده.

نتیجه‌گیری

در این پژوهش طراحی قانون کنترل مبتنی بر روش مد لغزان برای سیستم تعلیق نیمه‌فعال با عملگرهای هیدروالکتریکی مورد بررسی قرار گرفت. نتایج حاصل از حل معادلات دینامیکی و کنترلی در دو بخش قابل جمع‌بندی می‌باشند. بخش نخست شامل نتایج حاصل از تحلیل مدل نصف خودرو می‌باشد که در این قسمت نشان داده شد قانون کنترلی طراحی شده تغییر مکان قائم جرم معلق را به خوبی در محدوده مورد نظر کنترل می‌کند (نمودار ۵). همچنین مقایسه پاسخ سیستم فعال و نافع نشان داد که شتاب قائم جرم معلق در سیستم فعال به مراتب کمتر از سیستم نافع می‌باشد (نمودار ۷). کاهش



شکل ۱۹: شتاب زاویه‌ای جرم معلق.

مراجع

- 1 - Thompson, G. (1976). "An active suspension with optimal linear state feedback." *Vehicle System Dynamics*, Vol. 5, PP. 187-203.
- 2 - Ray, L. R. (1992). "Robust linear-optimal control laws for active suspension systems." *Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 114, PP. 592-598.
- 3 - Hrovat, D. (1993). "Applications of optimal control to advanced automotive suspension design." *Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 115, PP. 328-342.
- 4 - Hrovat, D. (1997). "Survey of advanced suspension developments and related optimal control applications." *Automatica*, Vol.33, No.10, PP.1781-1817.
- 5 - Akatsu, Y., Fukushima, N., Takahashi, K., Satoh, M. and Kawarazaki, Y. (1990). "Active suspension employing an electro hydraulic pressure control system." *Proceedings of the 29th IEEE Conference on Decision and Control*, PP. 2226-2237.
- 6 - Yoshida, H., Kuzuu, Y., Bickel, R. and Nagai, M. (1998). "Sky-hook model following control of a semi-active suspension using a continuously modulated damper." *AVEC*, PP.57-62.
- 7 - Heo, S. J., Park, K. and Hwang, S. H. (1998). "Performance and design consideration for continuously controlled semi-active suspension systems." *AVEC*, PP. 69-74.
- 8 - Sohn, H. C., Hong, K. S. and Hedrick, J. K. (2000). "Semi-active control of the McPherson suspension system: hardware-in-the-loop simulations." *IEEE International Conference on Control Application*, PP. 982-987.
- 9 - Lin, J. S. and Kanellakopoulos, I. (1997). "Nonlinear design of active suspensions." *IEEE Control Systems Magazine*, Vol. 17, PP. 45-49.
- 10 - Lin, J. S. and Kanellakopoulos, I. (1996). "Adaptive nonlinear control in active suspensions." *Preprints of the 13th IFAC World Congress*, Vol. F, PP. 341-346.
- 11 - Lin, J. S. and Kanellakopoulos, I. (1997). "Road-adaptive nonlinear design of active suspensions." *Proceedings of the 1997 American Control Conference*, PP. 714-718.

- 12 - . Yokoyama, M., Hedrick, J. K. and Toyama, S. (2001). "A model following sliding mode controller for semi-active suspension systems with MR dampers." *Proceedings of the American Control Conference*, PP. 2652-2657.
- 13 - Murata, M. and Ikeda, Sh. (2000). "Development of roll attitude control theory for semi active suspension system." *FISITA World Automotive Congress*.
- 14 - Heo, S. J. Park, K. and Son, S. H. (2000). "Modeling of continuously variable damper for design of semi-active suspension systems." *FISITA World Automotive Congress*.
- 15 - Allyeyne, A. and Hedric, J. K. (1995). "Nonlinear adaptive control of active suspension." *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 3, No. 1, PP. 95-101.
- 16 - Merritt, (1967). *Hydraulic control systems*. Wiley.
- 17 - Slotine J. J. E. and Li, W. (1991). *Applied nonlinear control*. Prentice-Hall.
- 18 - Yagiz, N., Ozbulur, V., Derdiyok, A. and Inanc, N. (1997). "Sliding modes control of vehicle suspension systems." *Proceedings of the 12th IEEE International Symposium on Intelligent Control*.

واژه های انگلیسی به ترتیب استفاده در متن

1 – Bulk Modulus

2 – Discharge Coefficient

3 – Spool Valve Area Gradient