مجله کنترل
ISSN (print) 2008-8345
ISSN (online) 2538-3752
جلد ۱۱، شماره ۳، پاییز ۱۳۹۶، صفحه ۳۴-۲۵

طراحی تحلیلی کنترل‌کننده بهینه‌ی غیرخطی مقید برای سیستم تعلیق فعال خودرو با درنظر گرفتن محدودیت دینامیک عملگر

بهمن عبدی[۱]، مهدی میرزایی[۲]، صدرا رفعت‌نیا[۳]، احمد اکبری الوانق[۴]

[۱] دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک، گروه مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند تبریز، b_abdi@sut.ac.ir

[۲] دانشیار، دانشکدهٔ مهندسی مکانیک، گروه مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند تبریز، mirzaei@sut.ac.ir

[۳] دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک، گروه مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند تبریز، s_rafatnia@sut.ac.ir

[۴] استادیار، دانشکدهٔ مهندسی برق، گروه برق، دانشگاه صنعتی سهند تبریز، a.akbari@sut.ac.ir

(تاریخ دریافت مقاله ۱۳۹۵/۵/۱۹، تاریخ پذیرش مقاله ۱۳۹۶/۳/۱۴)

چکیده: در این مقاله، یک قانون کنترل بهینه‌ی غیرخطی مقید برای سیستم تعلیق فعال خودرو با در نظر گرفتن محدودیت دینامیک عملگر هیدرولیکی به صورت تحلیلی توسعه داده می‌شود. در استخراج این قانون کنترلی جدید، اثرات غیرخطی در نیروهای فنر، میرایی و عملگر هیدرولیکی در نظر گرفته شده است. ورودی کنترلی سیستم، جابجایی قرقره شیر هیدرولیک است که درعمل محدود بوده و باید قید آن در استخراج قانون کنترلی لحاظ شود. در روش پیشنهادی، ابتدا مسئله‌ی کنترلی مذکور با استفاده از ایده‌ی پیش‌بین و با تشکیل شاخص عملکردی که ترکیب وزن‌داری از پاسخ‌های پیش‌بینی شده‌ی سیستم غیرخطی و ورودی کنترلی است به یک مسئله بهینه‌سازی غیرخطی مقید تبدیل می‌شود. سپس این مسئله بهینه سازی با استفاده از قضیه‌ی کن- تاکر بصورت تحلیلی حل شده و قانون کنترل بهینه‌ی مقید برای سیستم تعلیق بدست می‌آید. قانون بدست آمده به شکل بسته بوده و برای حل و پیاده‌سازی راحت می‌باشد. در نهایت، عملکرد کنترل کننده‌ی پیشنهادی با استفاده از شبیه سازی مدل خودرو روی یک جاده با ورودی تصادفی مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. نتایج نشان‌دهنده کاهش چشمگیر شتاب بدنه و بهبود راحتی سفر با استفاده از ورودی کنترلی محدود شده می‌باشد. ضمن اینکه دیگر پاسخ‌های سیستم تعلیق اعم از جابجایی تعلیق و جابجائی تایر نیز در وضعیت مناسبی می‌باشند.

کلمات کلیدی: سیستم تعلیق فعال، کنترل بهینه مقید، دینامیک غیرخطی، عملگر هیدرولیکی.

Analytical Design of Constrained Nonlinear Optimal Controller for Vehicle Active Suspension System considering the Limitation of Hydraulic Actuator

Bahman Abdi, Medi Mirzaei, Sadra Rafatnia, Ahmad Akbari Alvanagh

Abstract: In this paper, a constrained nonlinear optimal control law is analytically developed for vehicle active suspension system considering the limitation of hydraulic actuator. In the design of the controller, the nonlinear characteristics of spring and damper forces and hydraulic actuator are considered. The control input is the displacement of the hydraulic valve spool which is bounded in practice and its constraint should be considered in the design process. In the proposed method, the control problem is firstly transformed to a constrained nonlinear optimization problem by performing a performance index defined as a weighted combination of predicted responses of nonlinear suspension system and control input. Then, this equivalent constrained optimization problem is solved using Kuhn-Tucker theorem to find the constrained optimal control law. The derived control law is in the closed form which is easy to solve and implementation. The controller performance is evaluated through computer simulation of the vehicle suspension model excited by a random road input. The obtained result indicate a remarkable decrease of the body acceleration

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-10-31]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1396.11.3.4.5]

which leads to the ride comfort. Meanwhile, other suspension responses including suspension and tire deflections are in suitable ranges.

Keywords: active suspension system, constrained optimal control, nonlinear control, hydraulic actuator.

۱- مقدمه

اهداف اصلی سیستم تعلیق خودرو، جداسازی بدنه خودرو و مسافران از اغتشاشات جاده همزمان با حفظ تماس تایرها با جاده می‌باشد. جابجایی تعلیق نیز باید در حد مطلوب و در فضای کاری سیستم قرار گیرد. این اهداف متضاد نمی‌توانند در خودروهای معمولی بطور همزمان ارضاء شوند و طراحی یک سیستم تعلیق مناسب مستلزم ایجاد مصالحه بین اهداف متضاد می‌باشد [۱]. یک روش مناسب برای رسیدن به اهداف بالا در دامنه وسیعی از فرکانس‌های ورودی جاده استفاده از سیستم تعلیق فعال است. در سیستم تعلیق فعال یک عملگر برای ایجاد نیروی خارجی مابین جرم معلق و غیر معلق قرار می‌گیرد [۲]. یک نوع از سیستم‌های فعال جهت استفاده در سیستم‌های تعلیق خودرو از محرک‌های هیدرولیکی استفاده می‌کند. در این سیستم‌ها، نیرو به وسیله یک عملگر هیدرولیکی به همراه یک شیر چهارراهه ایجاد می‌شود [۳, ۴]. در اکثر پژوهش‌های گذشته کنترل کننده‌ی سیستم تعلیق فعال با استفاده از تئوری‌های کنترل خطی طراحی و تحلیل شده‌اند. در میان آن‌ها کنترل بهینه پیش‌بین خطی برای بهبود راحتی سفر و فرمان‌پذیری استفاده شده است [۵, ۶]. در کارهای دیگر کنترل‌کننده‌های پسخورد حالت H_∞ در قالب نامعادله‌های ماتریسی خطی طراحی شده‌اند [۷, ۸].

باید توجه کرد که در یک سیستم تعلیق واقعی، مشخصات نیروهای فنر و میراکننده غیرخطی می‌باشند[۹]. دینامیک یک شیر هیدرولیکی نیز کاملا غیرخطی است [۳, ۴]. از این رو در برخی تحقیقات برای سیستم-های تعلیق فعال، قوانین کنترلی غیر خطی مورد استفاده قرار گرفته‌اند. در [۱۰] کنترل کننده غیرخطی با رویکرد تطبیقی برای سیستم تعلیق فعال استفاده شده است. در [۱۱] طراحی کنترل‌کننده با روش خطی‌سازی پسخورد برای سیستم‌های چند ورودی – چند خروجی جهت ردیابی و جدا کردن اغتشاشات جاده استفاده شده است. در [۴] کنترل‌کننده‌ی مد لغزشی با استفاده از یک انتگرال‌گیر برای سیستم تعلیق فعال با در نظر گرفتن دینامیک عملگر طراحی شده است. در [۳] کنترل‌کننده مدلغزشی با پسخورد خروجی برای سیستم تعلیق فعال بهمراه دینامیک عملگر طراحی شده است. روش‌های مهم غیرخطی دیگری نیز برای سیستم تعلیق فعال استفاده شده‌اند که می‌توان به خطی‌سازی پسخورد با شبکه عصبی پیشخورد چند لایه [۱۲]، کنترل امپدانس [۱۳] و کنترل مد -لغزشی فازی [۱۴] اشاره کرد. در همه روش‌های غیرخطی اشاره شده در بالا، اولا مشخصه‌های غیرخطی بطور همزمان در المان‌های سیستم تعلیق و دینامیک عملگر در نظر گرفته نشده است و ثانیا بهینه‌سازی به عنوان روش اصلی برای پیدا کردن قانون کنترلی استفاده نشده است. در [۱۵] مسئله کنترل بهینه برای سیستم تعلیق نیمه- فعال و با بکارگیری اصل حداقل پونتریاگین و با حل عددی توسعه داده شده است. در حالت کلی بکارگیری تئوری‌های کلاسیک کنترل بهینه برای سیستم‌های غیرخطی نیازمند حل معادلات دیفرانسیل غیرخطی می‌باشد که پیدا کردن حل تحلیلی برای این مسائل ناممکن و یا بسیار مشکل می‌باشد. بعلاوه بکارگیری روش‌های محاسباتی عددی نیازمند بهینه‌سازی دینامیکی در هر لحظه بوده که حل و پیاده سازی آن‌ها را از نظر زمانی مشکل می‌کند [۱۶-۱۹]. بنابراین بعضی از روش‌های تقریبی باید برای حل مسئله بکار برده شوند. در این راستا استفاده از توابع تکه‌ای برای تقریب ورودی کنترلی مورد استفاده قرار گرفته است [۲۰]. در [۲۱] روش تقریبی توابع هیبرید برای حل مسائل کنترل بهینه مقید پیشنهاد شد. در [۲۲] یک کنترل‌کننده‌ی بهینه غیرخطی بصورت تحلیلی برای یک سیستم تعلیق فعال اما در حالت نامقید و بدون در نظرگرفتن دینامیک عملگر ارائه شده است. این روش براساس پیش‌بین پاسخهای دینامیک غیرخطی سیستم تعلیق با المانهای غیرخطی توسعه داده شده است و قانون کنترل بهینه به شکل تحلیلی بدون در نظر گرفتن دینامیک عملگر و محدودیت‌های آن ارائه شده است. در [۲۳] یک کنترل کننده مقاوم و تطبیقی مقید برای پوشش‌دادن به مشکلات اشباع شدن عملگر و قیدهای عملکرد سیستم تعلیق بدون درنظرگرفتن دینامیک عملگر توسعه داده شده است.

هدف اصلی از طراحی یک سیستم تعلیق فعال با عملگر هیدرولیکی، یافتن قانون کنترلی برای محاسبه مقدار مناسب جابجایی قرقره شیر هیدرولیک به عنوان ورودی کنترلی می‌باشد که این مقدار ضمن بهینه بودن باید بتواند بین اهداف متضاد نیز مصالحه ایجاد نماید. اما ذکر این مسئله نیز لازم است که در عمل جابجایی قرقره شیر هیدرولیکی محدود می‌باشد و بنابراین ورودی کنترلی باید مقید گردد. در این پژوهش، یک روش تحلیلی جدید براساس کنترل بهینه مبتنی بر پیش‌بین برای دینامیک غیرخطی سیستم تعلیق فعال با قید روی ورودی ارائه می‌شود. روش پیشنهادی در سه مرحله خلاصه می‌شود: تعریف شاخص عملکرد در بازه زمانی پیش‌بینی، پیش‌بینی حالت‌های سیستم با استفاده از بسط سری تیلور و بهینه‌سازی با یک روش بهینه مقید و تحلیلی. در اینجا مسئله‌ی بهینه‌سازی معادل با استفاده از تئوری کن- تاکر بصورت تحلیلی حل شده و قانون کنترلی بهینه مقید غیرخطی بدست خواهد آمد. کنترل‌کننده پیشنهادی به شکل بسته بوده و برای پیاده‌سازی و حل مناسب می‌باشد. این در حالی است که روش‌های کنترل پیش‌بین غیرخطی متداول دارای زمان حل طولانی بوده و برای سیستم‌های مکانیکی که دینامیک سریع دارند مناسب نمی‌باشند. در انتهای مقاله، کارآیی و عملکرد کنترل

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-10-31]

[DOR: 20.1001.1.20088345.1396.11.3.4.5]

کننده‌ی پیشنهادی با استفاده از شبیه‌سازی‌های کامپیوتری در روی یک جاده با ورودی تصادفی بررسی شده و نتایج بدست آمده با نتایج حالت کنترل بهینه نامقید که محدودیت‌های عملگر را در نظر نمی‌گیرد و نتایج آن قبلا توسط نویسندگان در مرجع [۲۲] ارائه شده مقایسه خواهند شد. همچنین یکی از استراتژی‌های متداول بکار رفته در کارهای قبلی که از روش کنترل مد لغزشی برای طراحی سیستم تعلیق فعال استفاده نموده است پیاده‌سازی شده و نتایج حاصل با روش پیشنهادی در این مقاله مقایسه می‌گردد.

در بخش‌های بعد ابتدا به مدلسازی دینامیکی سیستم با در نظر گرفتن دینامیک عملگر خواهیم پرداخت. سپس روش کنترلی تشریح شده و قانون کنترلی استخراج می‌شود. در ادامه شبیه سازی و نتایج حاصل مورد بحث و بررسی قرار خواهند گرفت.

۲- مدلسازی سیستم تعلیق

اولین گام در فرآیند طراحی یک سیستم کنترلی، مدلسازی دینامیکی آن است. مدل دینامیکی، توصیف‌کننده رفتار سیستم و در برگیرنده ویژگی‌های اساسی سیستم واقعی است. در این پژوهش، با توجه به اینکه هدف طراحی، راحتی سرنشین و ایمنی سفر با استفاده از نیروی عملگر محدود می‌باشد، مدل یک چهارم غیرخطی با دو درجه آزادی برای سیستم تعلیق خودرو در نظر گرفته می‌شود، بطوریکه عملگر هیدرولیکی به موازات عناصر تعلیق غیرفعال به سیستم افزوده می‌شود. دینامیک سیستم تعلیق فعال را دو بخش شامل دینامیک سیستم تعلیق و دینامیک عملگر بصورت زیر بررسی می‌کنیم.

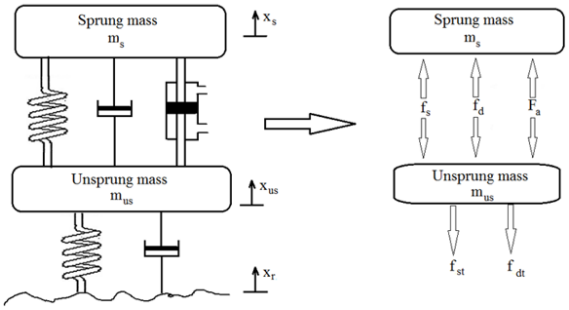
۲-۱- دینامیک سیستم تعلیق

در این قسمت، معادلات حرکت برای مدل یک چهارم غیرخطی سیستم تعلیق نوشته می‌شود. در این مدل فنر و میراگر بصورت غیرخطی و مبتنی بر رفتار واقعی در نظر گرفته شده‌اند. در شکل ۱ دیاگرام آزاد سیستم تعلیق فعال با دو درجه آزادی نمایش داده شده است. با توجه به این شکل و استفاده از قانون دوم نیوتن برای جرم معلق و غیر معلق داریم:

$$m_s \ddot{x}_s = -f_s - f_d + F_a \qquad (۱)$$

$$m_{us}\ddot{x}_{us} = f_s + f_d - f_{st} - f_{dt} - F_a \qquad (۲)$$

در روابط فوق، m_s جرم معلق، m_{us} جرم غیرمعلق، x_s جابجایی جرم معلق، x_{us} جابجایی جرم غیر معلق، f_s نیروی فنر، f_d نیروی میراگر، f_{st} و f_{dt} به ترتیب نیروهای فنر و میرایی تایر و در نهایت F_a نیروی خارجی ایجاد شده توسط عملگر هیدرولیکی می باشد.



شکل ۱: مدل یک چهارم و دیاگرام آزاد سیستم تعلیق فعال

نحوه مدلسازی فنر و میراگر در تحلیل و طراحی سیستم تعلیق بسیار مهم است. در مدل خطی، نیروهای فنر و میراگر مابین جرم‌های معلق و غیرمعلق به ترتیب بصورت توابع خطی از جابجایی و سرعت تعلیق در نظر گرفته می‌شوند، در حالیکه نیروهای فنر f_s و میراگر f_d در حالت واقعی دارای رفتار غیرخطی می‌باشند. نتایج تجربی نشان می‌دهد که این نیروها به صورت توابع چند جمله‌ای بیان می‌شوند، بطوریکه نیروی فنر بصورت یک چندجمله‌ای مرتبه سوم از جابجایی تعلیق و نیروهای میراگر نیز یک چندجمله‌ای درجه دوم از سرعت نسبی بین جرم معلق و غیرمعلق در نظر گرفته می‌شوند [۹]:

$$f_s = k_1\Delta x + k_2\Delta x^2 + k_3\Delta x^3 \qquad (۳)$$

$$f_d = c_1\Delta\dot{x} + c_2\Delta\dot{x}^2 \qquad (۴)$$

در رابطه فوق Δx و $\Delta\dot{x}$ به ترتیب جابجایی و سرعت جرم معلق می‌باشند.

نیروهای فنر و میرایی تایر نیز بصورت زیر فرض می شوند:

$$f_{st} = k_{us}(x_{us} - x_r) \qquad (۵)$$

$$f_{dt} = c_{us}(\dot{x}_{us} - \dot{x}_r) \qquad (۶)$$

در روابط فوق k_{us} و c_{us} بترتیب ضریب فنر و میرایی دمپر تایر و x_r ورودی جاده می‌باشند که بصورت اغتشاش به سیستم اعمال می‌شود.

با توجه به معادلات غیر خطی (۱) و (۲)، معادلات فضای حالت مربوط به حرکت سیستم تعلیق بصورت زیر بدست خواهد آمد:

$$\dot{x}_1 = x_2 - x_4 \qquad (۷)$$

$$\dot{x}_2 = f_1 + F_a/m_s \qquad (۸)$$

$$\dot{x}_3 = x_4 - \dot{x}_r \qquad (۹)$$

$$\dot{x}_4 = f_2 - F_a/m_{us} \qquad (۱۰)$$

که $x_1 = x_s - x_{us}$، $x_2 = \dot{x}_s$، $x_3 = x_{us} - x_r$ و $x_4 = \dot{x}_{us}$ متغیرهای حالت سیستم بوده و با این انتخاب x_1 جابجایی تعلیق، x_2 سرعت مطلق

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-10-31]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1396.11.3.4.5]

جرم معلق، x_3 جابجایی تایر و x_4 سرعت مطلق جرم غیر معلق می‌باشد. برای دست‌یابی به شکل ساده‌ای از معادلات حالت، همه نیروهای الاستیک و میرایی در f_1 و f_2 جمع شده‌اند:

$$f_1 = \left(-\frac{1}{m_s}\right)[f_s + f_d] \quad (۱۱)$$

$$f_2 = \left(\frac{1}{m_{us}}\right)[f_s + f_d - f_{st} - f_{dt}] \quad (۱۲)$$

۲-۲- دینامیک عملگر

در این پژوهش، نیروی فعال F_a بوسیله یک عملگر هیدرولیکی جاسازی شده مابین جرم‌های معلق و و غیرمعلق تولید می‌شود. این عملگر بصورت موازی با فنر و دمپر در محل فوق قرار می‌گیرد. عملگر هیدرولیکی شامل یک شیر هیدرولیکی چهار راهه می‌باشد و دینامیک آن به شدت غیر خطی است. نیروی فعال F_a تولید شده توسط عملگر با استفاده از رابطه زیر بیان می‌گردد:

$$F_a = AP_L \quad (۱۳)$$

که A سطح مقطع پیستون و P_L اختلاف فشار در دو طرف پیستون می‌باشد. نسبت تغییرات P_L بصورت زیر بیان می‌گردد [۳]:

$$\frac{V_t}{4\beta_e}\dot{P}_L = Q_L - C_t P_L - A(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) \quad (۱۴)$$

در معادله فوق، V_t حجم کل سیلندر عملگر، β_e ضریب بالک مؤثر، C_t ضریب نشت کل پیستون و Q_l دبی جریان هیدرولیک می‌باشد. شدت جریان هیدرولیک عبوری از شیر چهارراهه با رابطه زیر بیان می‌گردد:

$$Q_L = C_d \omega x_v sgn\big(P_s - P_L sgn(x_v)\big)\sqrt{\frac{1}{\rho}|P_s - P_L sgn(x_v)|} \quad (۱۵)$$

در رابطه فوق x_v جابجایی قرقره شیر هیدرولیک، C_d ضریب تخلیه، ω شیب سطح قرقره شیر و ρ چگالی روغن هیدرولیک می‌باشد.

معادلات (۱۴) و (۱۵) می‌توانند به شکل زیر نوشته شوند:

$$\dot{P}_L = -\beta P_L - \alpha A(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) + \gamma x_v sgn\big(P_s - P_L sgn(x_v)\big)\sqrt{|P_s - P_L sgn(x_v)|} \quad (۱۶)$$

که در معادله فوق α، β و γ بصورت زیر بیان می‌گردند:

$$\alpha = \frac{4\beta_e}{V_t} \qquad \beta = \alpha C_t \qquad \gamma = \alpha C_d \omega \sqrt{\frac{1}{\rho}}$$

در این مقاله، جابجایی قرقره شیر هیدرولیک بعنوان ورودی کنترلی در نظر گرفته می‌شود ($u = x_v$).

با ترکیب معادله (۱۶) با سایر معادلات سیستم تعلیق، معادلات حالت سیستم بشکل زیر خلاصه می‌شوند:

$$\dot{x}_1 = x_2 - x_4 \quad (۱۷)$$

$$\dot{x}_2 = f_1 + Ax_5/m_s \quad (۱۸)$$

$$\dot{x}_3 = x_4 - \dot{x}_r \quad (۱۹)$$

$$\dot{x}_4 = f_2 - Ax_5/m_{us} \quad (۲۰)$$

$$\dot{x}_5 = f_3 + \gamma w_a u \quad (۲۱)$$

که در این معادلات x_5 و u نیز بترتیب اختلاف فشار و جابجایی قرقره شیر می‌باشند. همچنین $f_3 = -\beta x_5 - \alpha A(x_2 - x_4)$ و $w_a = sgn\big(P_s - P_L sgn(x_v)\big)\sqrt{|P_s - P_L sgn(x_v)|}$ می‌باشند. در حالت کلی متغیرهای حالت سیستم با در نظر گرفتن این متغیر حالت جدید به همراه متغیرهای حالت سیستم تعلیق به شکل زیر خواهند شد:

$$X = [x_1 \quad x_2 \quad x_3 \quad x_4 \quad x_5]^T = [x_s - x_{us} \quad \dot{x}_s \quad x_{us} - x_r \quad \dot{x}_{us} \quad P_L]^T \quad (۲۲)$$

۳- طراحی کنترل‌کننده

هدف اصلی از کنترل سیستم تعلیق خودرو کاهش شتاب بدنه $\dot{x}_2$، جابجایی تعلیق x_1 و جابجایی تایر x_3 تحت اغتشاشات جاده‌ای با استفاده از نیروی عملگر محدود می‌باشد. برای دستیابی به این اهداف از رویکرد بهینه مقید برای محاسبه ورودی کنترلی استفاده خواهد شد. البته لازم بذکر است که با استفاده از ورودی کنترلی محدود حذف کامل و صفر کردن همه خروجی‌های سیستم در حضور اغتشاشات جاده‌ای امکان‌پذیر نمی‌باشد، هرچندکه با بکارگیری قانون کنترلی قابل تنظیم می‌توان ما بین خروجی‌های متضاد مصالحه ایجاد نمود.

۳-۱- توسعه قانون کنترلی

در این بخش، برای دست‌یابی به پاسخ‌های مطلوب سیستم تعلیق، یک قانون کنترلی بهینه غیرخطی با در نظر گرفتن دینامیک عملگر و قید روی ورودی آن محاسبه خواهد شد. در ابتدا شاخص عملکرد بصورت ترکیب وزنداری از پاسخ‌های پیش‌بینی شده و ورودی کنترلی بدست خواهد آمد. سپس برای بدست آوردن قانون کنترلی بهینه به شکل تحلیلی، شرایط لازم برای بهینه کردن تابع هزینه بکار برده می‌شود.کنترل‌کننده پیشنهادی را برای دو حالت بسط داده و بررسی می‌شوند. در حالت کنترل‌کننده نامقید، برای پیدا کردن قانون کنترلی قید روی ورودی در نظر گرفته نمی‌شود و برای کنترل‌کننده مقید، با کمینه کردن تابع هزینه تحت ورودی کنترلی محدود و با استفاده از شرایط کن تاکر قانون کنترلی محاسبه خواهد شد.

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-10-31]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1396.11.3.4.5]

با توجه به اینکه هدف از طراحی کنترل‌کننده برای سیستم تعلیق فعال، ایجاد مصالحه بین راحتی سرنشین و جاده‌پذیری در کنار جابجایی تعلیق محدود با استفاده از ورودی کنترلی محدود می‌باشد، در نتیجه سه متغیرکنترلی x_1، $\dot{x}_2$ و x_3 به عنوان خروجی‌های سیستم در نظر گرفته می‌شوند:

$$y_1 = x_1 \; ; \; y_2 = \dot{x}_2 \; ; \; y_3 = x_3 \qquad (۲۳)$$

اکنون قانون کنترلی غیرخطی مبتنی بر پیش‌بین و بر پایه بهینه‌سازی برای طراحی کنترل‌کننده‌ای که بین خروجی‌های فوق و با استفاده از ورودی کنترلی محدود مصالحه ایجاد کند، ارائه می‌شود. در این روش، ابتدا پاسخ های غیرخطی خروجی‌ها $y_i(i = 1,2,3)$، برای بازه زمانی بعدی $y_i(t+h)$ با استفاده از بسط تیلور پیش‌بینی می‌شود و سپس ورودی کنترلی فعلی u(t)، براساس کمینه کردن شاخص عملکرد با در نظر گرفتن قید روی ورودی تعیین می‌شود. زمان پیش‌بینی h نیز یک عدد حقیقی مثبت می‌باشد. شاخص عملکرد زیر به صورت شبه‌نقطه‌ای، خروجی‌های پیش‌بینی شده آتی و ورودی کنترلی فعلی را جریمه می‌کند:

$$J(u) = \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{3} \rho_i y_i^2(t+h) + \frac{1}{2}\rho_4 u^2(t) \qquad (۲۴)$$

که در آن $\rho_i > 0$ و $\rho_4 \geq 0$ ضرایب وزنی هستند که اهمیت نسبی جملات را مشخص می‌کنند. هر کدام از خروجی‌ها توسط سری تیلور بصورت زیر بسط داده می‌شود:

$$y_i(t+h) = y_i(t) + h\dot{y}_i(t) + \frac{h^2}{2!}\ddot{y}_i(t) + \cdots + \frac{h^{k_n}}{k_n!} y_i^{(k_n)}(t) \qquad (۲۵)$$

گام بعدی تعیین مرتبه‌ی بسط k_n می‌باشد که برابر با درجه نسبی سیستم بعلاوه مرتبه کنترلی است [۱۶, ۱۷]. درجه نسبی هر خروجی عبارت است از کمترین مرتبه مشتق آن خروجی به گونه‌ای که به ازای آن ورودی u برای اولین بار بصورت صریح ظاهر شود. اما مرتبه کنترلی درجه تغییرات ورودی کنترلی u، در بازه زمانی پیش بینی می‌باشد. برای سیستم‌های با درجه نسبی پائین مثلا" درجات نسبی کمتر از چهار که سیستم‌های خوش‌تعریف نامیده می‌شوند، مرتبه کنترلی صفر نتایج خوبی بدست می‌دهد زیرا باعث می‌شود مشتق ورودی کنترلی در پیش‌بینی هر خروجی صفر شود و عملکرد نسبتا" مناسبی برای سیستم‌های غیرخطی با درجات نسبی پایین حاصل شود[۱۶, ۱۷].

$$\frac{d}{d\tau}u(t+\tau) = 0 \qquad for\ \tau\epsilon[0,h] \qquad (۲۶)$$

با استفاده از مطالب فوق و با توجه به معادلات (۱۷) تا (۲۱)، درجه نسبی سیستم نسبت به هر دو خروجی y_1 و y_3 برابر $r = 3$ و نسبت به y_2 برابر $r = 1$ می‌باشد که نشان دهنده‌ی خوش تعریف یودن دینامیک سیستم می‌باشد. بدین ترتیب و با فرض برابری مرتبه بسط تیلور برای هر خروجی با درجه نسبی آن خروجی، مقادیر خروجی‌ها در بازه زمانی بعدی به صورت زیر پیش‌بینی می‌شوند:

$$y_1(t+h) = y_1 + h\dot{y}_1 + 0.5h^2\ddot{y}_1 + \frac{h^3}{6}\left(\dot{f}_1 - \dot{f}_2 + A_a\left(\frac{1}{m_s}+\frac{1}{m_{us}}\right)(f_3 + \gamma w_a u)\right) = G_1 + c_1 w_a u \qquad (۲۷)$$

$$y_2(t+h) = y_2 + h\left(\dot{f}_1 + \frac{A_a}{m_s}(f_3 + \gamma w_a u)\right) = G_2 + c_2 w_a u \qquad (۲۸)$$

$$y_3(t+h) = y_3 + h\dot{y}_3 + \frac{h^2}{2}\ddot{y}_3 + \frac{h^3}{6}\left(\dot{f}_2 - \frac{A_a}{m_{us}}(f_3 + \gamma w_a u)\right) = G_3 + c_3 w_a u \qquad (۲۹)$$

که مقادیر c_1 تا c_3 به شکل زیر تعریف می‌شوند:

$$c_1 = \frac{A_a h^3 \gamma}{6}\left(\frac{1}{m_s}+\frac{1}{m_{us}}\right) \qquad c_2 = \frac{A_a h\gamma}{m_s}$$

$$c_3 = -\frac{A_a h^3 \gamma}{6 m_{us}} \qquad (۳۰)$$

و جملات G_i (i=1,2,3) که شامل خروجی و متغیرهای حالت فعلی می‌باشند با مقایسه طرف‌های چپ و راست معادلات فوق براحتی بدست می‌آیند.

$$G_1 = y_1 + h\dot{y}_1 + 0.5h^2\ddot{y}_1 + \frac{h^3}{6}\left(\dot{f}_1 - \dot{f}_2 + A_a\left(\frac{1}{m_s}+\frac{1}{m_{us}}\right)f_3\right) \qquad (۳۱)$$

$$G_2 = y_2 + h\left(\dot{f}_1 + \frac{A_a}{m_s}f_3\right)$$

$$G_3 = y_3 + h\dot{y}_3 + \frac{h^2}{2}\ddot{y}_3 + \frac{h^3}{6}\left(\dot{f}_2 - \frac{A_a}{m_{us}}f_3\right)$$

با جاگذاری معادلات (۲۷) الی (۲۹) در معادله (۲۴) می‌توان شاخص عملکرد را بشکل زیر بسط داد:

$$J(u) = \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{3}\rho_i(G_i + c_i w_a u)^2 + \frac{1}{2}\rho_4 u^2(t) \qquad (۳۲)$$

حال قانون کنترل بهینه برای $u(t)$ با کمینه کردن شاخص عملکرد (۳۲) قابل محاسبه می‌باشد. در این مرحله می‌توان دو حالت را در نظر گرفت. در حالت کنترل‌کننده نامقید شرایط لازم برای بهینه‌سازی معادله (۳۲) بدون در نظرگرفتن قید اعمال می‌شود و در حالت کنترل‌کننده مقید

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-10-31]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1396.11.3.4.5]

نیز معادله (۳۲) با در نظر گرفتن قید روی ورودی حل می‌شود. در زیر هر دو کنترل‌کننده به ترتیب توسعه داده می‌شوند.

۳-۱-۱- کنترل‌کننده بهینه نامقید

برای محاسبه‌ی قانون کنترلی بهینه برای حالت نامقید، شرط لازم برای بهینه‌سازی شاخص عملکرد (۳۲) که یک عبارت درجه دو می‌باشد بصورت زیر اعمال می‌گردد:

$$\frac{\partial J}{\partial u} = 0 \qquad (۳۳)$$

با جاگذاری تابع عملکرد (۳۲)، معادله فوق بصورت زیر حاصل می‌شود:

$$\sum_{i=1}^{3} \rho_i (G_i + c_i w_a u) c_i w_a + \rho_4 u = 0 \qquad (۳۴)$$

حل معادله‌ی فوق قانون کنترلی بهینه نامقید را به شکل زیر خواهد داد:

$$u = -\left\{\sum_{i=1}^{3} \rho_i {c_i}^2 {w_a}^2 + \rho_4\right\}^{-1} \times \sum_{i=1}^{3} \rho_i G_i c_i w_a \qquad (۳۵)$$

کنترل‌کننده (۳۵) در یک شکل بسته ارائه شده که اجرای آن نیز آسان می‌باشد. پاسخ‌های سیستم تعلیق می‌توانند بوسیله تنظیم کردن ضرایب وزنی ρ_1، ρ_2، ρ_3 و ρ_4 تنظیم شوند. بعنوان مثال با انتخاب $\rho_1 = \rho_3 = 0$ و $\rho_2 \neq 0$ فقط شتاب جرم معلق برای راحتی سفرو بدون توجه به ایمنی سفر و جابجایی تعلیق کاهش می‌یابد. لازم بذکراست که اگر ضریب وزنی مربوط به ورودی کنترلی، صفر در نظرگرفته شود ($\rho_4 = 0$) هیچ محدودیتی برروی ورودی کنترلی نخواهیم داشت که به آن کنترل ارزان می‌گوییم.

به منظور بررسی کافی بودن تعداد جملات انتخابی از بسط تیلور برای پیش‌بینی پاسخ هر خروجی در سیستم تعلیق، دینامیک خطای کنترل‌کننده نامقید (۳۵) در حالت ارزان و برای حالتی که فقط شتاب جرم معلق را کنترل می‌کند، با در نظر گرفتن ضرایب وزنی $\rho_1 = \rho_3 = 0$، $\rho_4 = 0$، به شکل زیر نوشته می‌شود:

$$u = -(c_2 w_a)^{-1} G_2 \qquad (۳۶)$$

با جاگذاری این ورودی کنترلی در معادلات (۱۷) تا (۲۱) و انجام برخی عملیات ریاضی، دینامیک حلقه بسته برای خروجی دوم به شکل زیر قابل محاسبه می‌باشد.

$$\dot{y}_2 + \frac{1}{h} y_2 = 0 \qquad (۳۷)$$

که در آن $y_2 = \dot{x}_2 = \dot{x}_s$ شتاب جرم معلق می‌باشد. معادله‌ی (۳۷) نشان می‌دهد که سیستم حلقه بسته برای شتاب جرم معلق خطی شده و به ازای $h > 0$ به صورت نمایی پایدار می‌شود. ملاحظه می‌گردد که روش کنترلی پیشنهادی در حالت خاص منجر به خطی‌سازی فیدبک می‌شود که از روشهای متداول غیرخطی است. با توجه به معادله‌ی (۳۷) همچنین معلوم می شود که انتخاب تعداد جملات از بسط تیلور برای پیش‌بینی پاسخ سیستم تعلیق متناسب با درجه‌ی نسبی هر خروجی، دقت کافی داشته و خطای قطع تاثیری در خطای ردیابی سیستم ندارد، چراکه به ازای هر مقدار اولیه برای شتاب در معادله‌ی (۳۷)، مقدار شتاب برای بقیه زمانها رو به کاهش بوده و در نهایت به صفر میل می‌کند. با کاهش زمان پیش‌بین h هم سرعت پاسخ دهی سیستم بیشتر شده و مقاومت آن در مقابل نامعینی‌ها افزایش می‌یابد.

۳-۱-۲- کنترل‌کننده مقید

باتوجه به اینکه در این پژوهش برای سیستم تعلیق فعال ورودی کنترلی جابجایی قرقره شیر هیدرولیک در نظر گرفته شده است و مقدار این جابجایی در عمل محدود می‌باشد، لذا لازم است در طراحی کنترل-کننده، مسئله بهینه‌سازی به شکل مقید و با در نظر گرفتن قید روی ورودی حل گردد. اگر قید روی ورودی بشکل زیر بیان گردد:

$$|u| \leq u_{max} \qquad (۳۸)$$

مسئله بهینه مقید برای تابع (۳۲) به شکل زیر بیان می‌گردد:

$$\text{Min } J(u) \qquad (۳۹)$$
$$\text{subject to: } |u| \leq u_{max}$$

در یک حالت استاندارد، قید ناتساوی (۳۸) به دو قید به صورت زیر تبدیل می‌شود:

$$g_1(x,u) = u - u_{max} \leq 0 \qquad (۴۰)$$
$$g_2(x,u) = -u_{max} - u \leq 0$$

برای محاسبه‌ی پاسخ مینیمم مسئله‌ی بهینه‌سازی (۴۰) که یک مسئله‌ی بهینه‌سازی غیرخطی مقید می‌باشد، از قضیه‌ی کن‌تاکر استفاده می‌کنیم که در آن شرایط لازم برای بهینه‌بودن به شکل زیر بیان می‌شوند [۲۵]:

$$\frac{\partial J}{\partial u} + \sum_{i=1}^{2} \lambda_i \frac{\partial g_i}{\partial u} = 0 \qquad (۴۱)$$

$$\lambda_1 g_1 = 0 \qquad (۴۲)$$

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-10-31]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1396.11.3.4.5]

$$\lambda_2 g_2 = 0 \quad (۴۳)$$

$$g_1(x,u) \le 0 \text{ and, } g_2(x,u) \le 0 \quad (۴۴)$$

$$\lambda_1 \ge 0 \text{ and } \lambda_2 \ge 0 \quad (۴۵)$$

که λ_1 و λ_2 ضرایب لاگرانژ می‌باشند. در حالت کلی شرایط کن-تاکر شرایط لازم برای داشتن مینیمم محلی برای مسئله‌ی (۳۹) می‌باشند. اما با توجه به محدب بودن مسئله و طبق قضیه زیر، با ارضای شرایط کن-تاکر یک جواب بهینه جامع برای مسئله تعلیق فعال قابل حصول می‌باشد.

قضیه: اگر مسئله (۳۹) محدب باشد، بعبارت دیگر تابع $J(u)$و توابع $g_1(x)$ و $g_2(x)$ محدب باشند و فرض شود شرایط کن‌تاکر با معادلات(۴۱) تا (۴۵) برای u^* ارضاء شوند، پس u^* حل بهینه و جامع برای مسئله می‌باشد.

اثبات: قضیه فوق برای مسئله محدب در حالت کلی در مراجع [۲۴, ۲۵] اثبات شده است.

توجه: بدلیل اینکه شاخص عملکرد (۳۲) با ضرایب وزنی مثبت و به صورت تابع درجه دوم بوده و قیدها نیز بصورت خطی و با دامنه بالا و پایین می‌باشند لذا شاخص عملکرد با شکل بیضوی یک حل مینیمم خواهد داشت. این بدین معنی است که شرایط لازم برای بهینه بودن کافی نیز می‌باشند.

همانطور که ملاحظه می‌شود قضیه کن‌تاکر شامل دو سری معادله و دو سری نامعادله می‌باشد که روش‌های مختلفی برای حل آن‌ها وجود دارد. در یک روش معمول، مسئله به حالت‌های مختلف بر اساس ضرایب لاگرانژ تقسیم می‌شود و در هر حالت معادلات به شرطی که نامعادلات برقرار شوند، حل می‌گردند تا جواب بهینه محاسبه شود. در این مقاله برای حل تحلیلی معادلات (۴۱) تا (۴۵)، معادلات به چهار حالت تقسیم می‌گردند و برای هر حالت جواب تحلیلی بدست می‌آید. در این چهار حالت به ترتیب قید اول فعال و قید دوم غیرفعال، قید اول غیرفعال و قید دوم غیر فعال، هر دو قید غیرفعال و نهایتا هردو فعال می‌باشند. البته باید توجه داشت که حالت آخر با توجه به شکل قید امکان‌پذیر نیست و می-توان بررسی نکرد. در نتیجه در این مسئله تعداد حالت‌های ممکن سه حالت می‌باشد. برای بدست آوردن پاسخ بهینه، معادلات با توجه به فرض‌های هر حالت حل شده و درستی نامعادلات بررسی می‌شود. اگر این نامعادلات نیز برقرار باشد جواب‌های بدست آمده، مقادیر بهینه است در غیر اینصورت حالت بعدی بررسی می‌شود تا اینکه تمامی حالت‌ها بررسی شوند. برای مسئله سیستم تعلیق مربوط به این مقاله براساس غیر فعال یا فعال بودن قیود سه حالت زیر را بررسی می‌کنیم:

حالت اول: قید اول فعال باشد و قید دوم غیرفعال

در این حالت $\lambda_2 = 0$ و معادله $g_1(x,u) = 0$ منجر به $u = u_{max}$ می‌شود.

حالت دوم: قید دوم فعال باشد و قید اول غیرفعال

در این حالت $\lambda_1 = 0$ و معادله $g_2(x,u) = 0$ به $u = -u_{max}$ منجر می‌شود.

حالت سوم: هر دو قید فعال باشند.

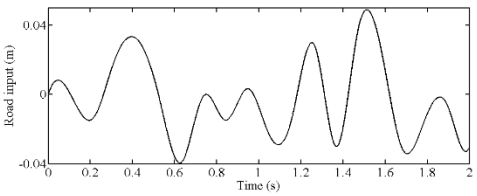
در این حالت $\lambda_1 = \lambda_2 = 0$ و معادله (۳۹) منجر به $\frac{\partial J}{\partial u} = 0$ می‌شود.

حل معادله فوق منجر به قانون کنترلی نامقید می‌شود که قبلا با معادله‌ی (۳۵) توصیف گردید.

٤- نتایج شبیه‌سازی

در این بخش، نتایج شبیه‌سازی برای تشریح عملکرد کنترل‌کننده پیشنهادی برای حالت‌های بدون قید و باقید تحت ورودی جاده اتفاقی با پروفیل نشان داده شده در شکل ۲ مورد بررسی قرار می‌گیرند. مدل یک-چهارم خودرو با پارامترهای مشخص شده در جدول شماره ۱ در این مقاله در نظر گرفته شده است. هدف اصلی از کنترل سیستم تعلیق، کاهش شتاب جرم معلق برای دست یابی به راحتی سفر می‌باشد. حفظ پایداری در کنار فرمان‌پذیری مناسب خودرو و جابجایی تعلیق محدود تحت ورودی‌های جاده از دیگر اهداف مهم سیستم تعلیق می‌باشند. با تنظیم ضرایب وزنی دست‌یابی به کمترین خطای تنظیم برای شتاب جرم معلق همزمان با مقادیر قابل قبول برای جابجایی تعلیق و جابجایی تایر امکان پذیر می‌باشد. مقدار هر کدام از ضرایب وزنی در قانون کنترلی با توجه به اهمیت آن و با استفاده از آزمون سعی و خطا بدست می‌آید. برای کنترل ارزان، ضرایب وزنی در قانون کنترل بصورت زیر انتخاب می‌شوند:

$$\rho_1=100, \rho_2=1, \rho_3=1, \rho_4=0$$



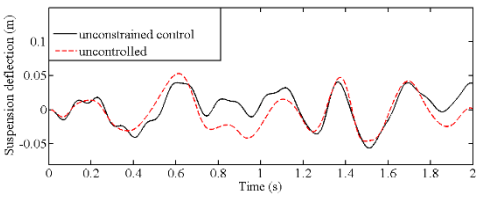
شکل ۲: ورودی جاده اتفاقی

جدول ۱: مقادیر پارامترهای سیستم تعلیق

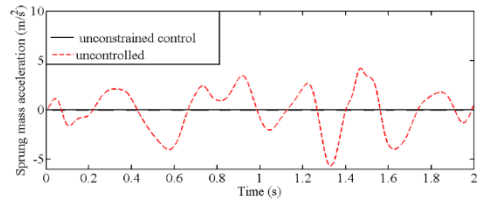
متغیر	مقدار	متغیر	مقدار
m_s	290 kg	k_2	73696 N/m^2
m_{us}	59 kg	k_3	3170400 N/m^3
k_{us}	190000 N/m	c_1	1385 N/s
c_{us}	70 N.s/m	c_2	524 N / s^2
k_1	12394 N/m	u_{max}	0.003 m
A	4.15e13 N/m^5	β	1

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-10-31]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1396.11.3.4.5]

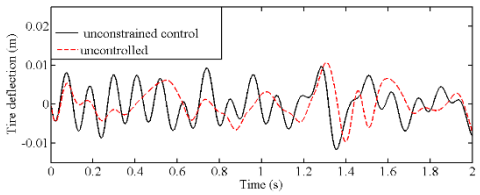
لازم بذکر است که در کنترل ارزان فرض شده که ورودی کنترلی هیچ محدودیتی ندارد. در این حالت بهترین نتایج برای سیستم تعلیق با توجه به شکل‌های۳ ، ۴ و۵ بدست می‌آید. بطوریکه مقدار شتاب جرم معلق با توجه به شکل ۴ نزدیک صفر بوده و مقادیر جابجایی تعلیق و جابجایی تایر نیز بترتیب و براساس شکل‌های ۳ و ۵ در حد مطلوب می‌باشند. در حالیکه مقدار جابجایی قرقره شیر هیدرولیک در بعضی زمانها مطابق شکل ۶ از مقدار عملی خود که در جدول ۱ مشخص شده تجاوز می‌کند.



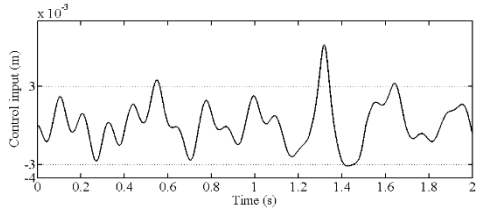
شکل ۳: مقایسه‌ی جابه‌جایی سیستم تعلیق فعال نامقید با حالت غیرفعال



شکل ۴: مقایسه‌ی شتاب جرم معلق در سیستم تعلیق فعال نامقید با حالت غیرفعال

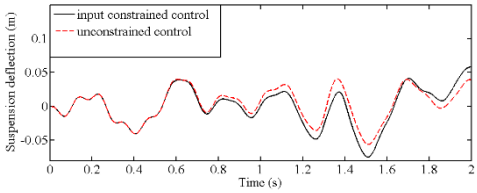


شکل ۵: مقایسه‌ی جابه‌جایی تایر در سیستم تعلیق فعال نامقید با حالت غیرفعال

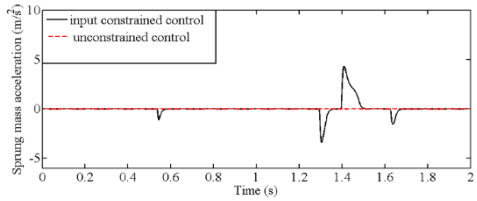


شکل ۶: ورودی کنترلی (جابه‌جایی قرقره شیر هیدرولیک) در سیستم تعلیق فعال نامقید

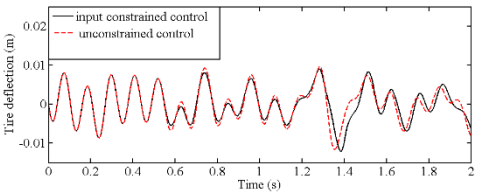
به عنوان یک روش موثر برای محدود کردن ورودی کنترلی از کنترل‌کننده پیشنهادی در حالت مقید استفاده می‌شود. بر اساس کنترل کننده‌ی مقید، شتاب جرم معلق، جابجایی تعلیق و جابجایی تایر بترتیب و براساس شکل‌های ۷، ۸ و ۹ در حد مطلوبی قرار دارند. ضمن اینکه همان‌گونه که در شکل ۱۰ ملاحظه می‌شود ورودی کنترلی براساس قیدها محدود شده و در حد مجاز تعیین شده است. لازم بذکر است که مقادیر ضرایب وزنی در نظر گرفته شده برای حالت مقید نیز همانند حالت نامقید ارزان می‌باشند. برای مقایسه بهتر نتایج، جذر مربع متوسط (RMS) شتاب جرم معلق برای سه حالت غیرفعال، فعال با کنترل بهینه ارزان و فعال با کنترل بهینه مقید در جدول شماره ۲ ارائه شده‌اند. با توجه به مقادیر بدست آمده ملاحظه می‌شود که روش پیشنهادی در کاهش شتاب جرم معلق (راحتی سفر) موثر بوده در حالیکه اهداف دیگر نیز در حد مطلوب باقی می‌مانند.



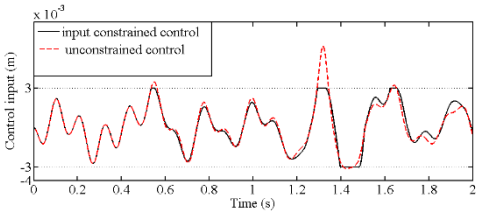
شکل۷: جابه‌جایی تعلیق در سیستم تعلیق فعال نامقید و مقید



شکل ۸: شتاب جرم معلق در سیستم تعلیق فعال نامقید و مقید



شکل ۹: جابه‌جایی تایر در سیستم تعلیق فعال نامقید و مقید



شکل ۱۰: ورودی کنترلی (جابه‌جایی قرقره شیر هیدرولیک) در سیستم تعلیق فعال نامقید و مقید

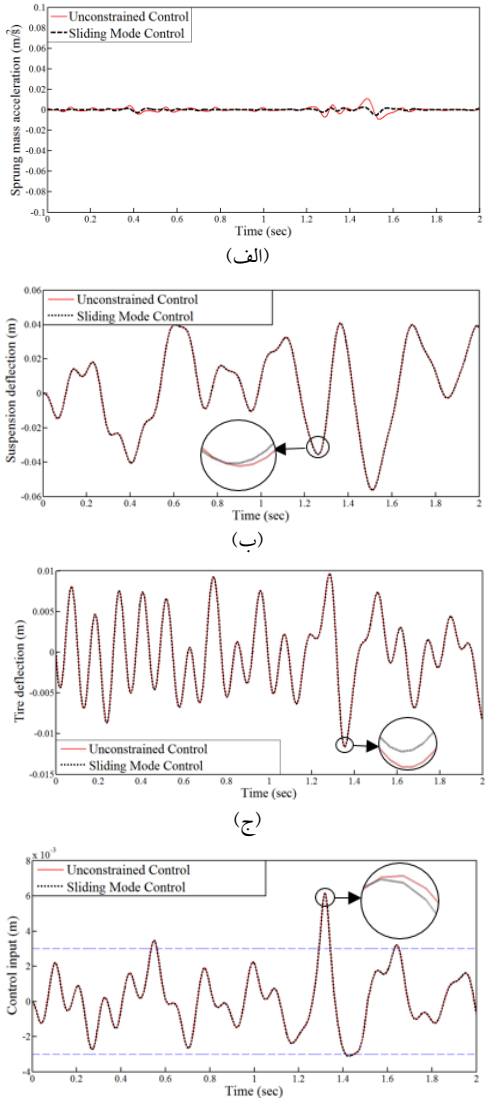
جدول ۲: مقادیر جذر متوسط مربع شتاب جرم معلق (RMS) برای ورودی جاده اتفاقی در سه حالت مختلف کنترلی

استراتژی کنترلی	بهینه مقید	بهینه نامقید	غیرفعال
$RMS = \sqrt{1/t_f \int_0^{t_f} \ddot{x}_s^2(t)dt}$	0.653	0	2.190

برای مقایسه‌ی عملکرد کنترل‌کننده‌ی بهینه‌ی غیرخطی ارائه شده در این مقاله با استراتژیهای قبلی، الگوریتم ارائه شده با استراتژی ارائه شده در مراجع [۴ و۹] که از کنترل‌کننده‌ی مد لغزشی استفاده نموده‌اند مقایسه می‌شود. از آنجا که روش مد لغزشی استفاده‌شده، محدودیتهای دینامیک عملگر رادر نظر نمی‌گیرد، لذا عملکرد آن با روش پیشنهادی در حالت

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-10-31]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1396.11.3.4.5]

نامقید مقایسه می‌گردد. برای این مقایسه شرایط شبیه‌سازیهای قبلی همرا با مقداری نامعینی در ضرایب غیرخطی نیروهای سیستم تعلیق در نظر گرفته می‌شود. شکل ۱۱ نشان دهنده رفتار بسیار نزدیک هر دو کنترل‌کننده می‌باشد. براساس شکل ۱۱ الف هر دو روش کنترلی دارای عملکرد قابل قبولی در کاهش شتاب بدنه در حضور نامعینی‌ها می‌باشند. اما کنترل کننده مدلغزشی همراه با کنترل کننده نامقید، محدودیتهای دینامیک عملگر را در نظر نمی‌گیرند و همانطور که از شکل ۱۱ د مشخص است ورودی کنترلی از مقدار مجاز تجاوز می‌کند. این در حالی است که روش پیشنهادی همانطور که در متن مقاله به آن پرداخته شده است می تواند برای حالت مقید تعمیم داده شده و منجر به جواب بهینه در حضور محدودیت ورودی باشد.



شکل۱۱: مقایسه نتایج سیستم تعلیق فعال نامقید و مد لغزشی با وجود نامعینی الف) شتاب جرم معلق ب) جابه‌جایی تعلیق ج) جابه‌جایی تایر د) ورودی کنترلی (جابجایی قرقره شیر هیدرولیک)

۵- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، یک قانون کنترلی بهینه مقید غیرخطی برای بهبود عملکرد سیستم تعلیق مدل یک چهارم خودرو پیشنهاد می‌شود. غیرخطی‌های واقعی فنر و میراگر به‌همراه شیر و عملگر هیدرولیکی در نظر گرفته می‌شوند. عملکرد کنترل‌کننده پیشنهادی با کنترل‌کننده بهینه نامقید و دیگر استراتژیها با اعمال ورودی جاده اتفاقی مقایسه می‌شود. با مقایسه نتایج مشخص می‌شود که با بکارگیری کنترل‌کننده پیشنهادی همزمان با کاهش شتاب جرم معلق، ورودی کنترلی نیز در محدوده عملی باقی می‌ماند. در حالیکه اجرا و پیاده‌سازی کنترل‌کننده پیشنهادی نیز آسان می‌باشد. از مزیت‌های این روش کنترلی نسبت به سایر روش‌های متداول استفاده شده در زمینه سیستم تعلیق فعال امکان مقید کردن انرژی کنترلی با در نظر گرفتن محدودیت‌های موجود در عملگر می‌باشد. ضمن اینکه اثرات غیرخطی بطور همزمان در مدل سیستم تعلیق و دینامیک عملگر در نظر گرفته شده است. با توجه به تحلیلی بودن قانون کنترلی پیشنهادی، حالتهای خاص آن با تنظیم ضرایب وزنی به راحتی بدست می‌آید.

مراجع

[1] Mirzaei, M. and R. Hassannejad, (2007), "Application of genetic algorithms to optimum design of elasto-damping elements of a half-car model under random road excitations". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*. 221(4): p. 515-526.

[2] Jalili, N. and E. Esmailzadeh, (2001), "Optimum active vehicle suspensions with actuator time delay". *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 123(1): p. 54-61.

[3] Xiao, L. and Y. Zhu, (2015), "Sliding-mode output feedback control for active suspension with nonlinear actuator dynamics". *Journal of Vibration and Control*. 21(14): p. 2721-2738.

[۴] ع. کرمی ملائی، (۱۳۹۵)، "طراحی کنترل کننده حالت لغزشی دینامیکی برای سیستم تعلیق فعال". *مجله‌ی مهندسی مکانیک مدرس*، دوره ۱۶، شماره ۲، ص ص ۵۱-۵۸.

[5] Marzbanrad, J., et al., (2004), "Stochastic optimal preview control of a vehicle suspension". *Journal of sound and vibration*. 275(3): p. 973-990.

[6] Rao, L.G. and S. Narayanan, (2008), "Preview control of random response of a half-car vehicle model traversing rough road". *Journal of Sound and Vibration*. 310(1): p. 352-365.

[7] Chen, H. and K.-H. Guo, (2005), "Constrained H∞ control of active suspensions: an LMI approach". *IEEE Transactions on* Control Systems Technology. 13(3): p. 412-421.

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-10-31]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1396.11.3.4.5]

[8] Du, H., W. Li, and N. Zhang, (2012), "Integrated seat and suspension control for a quarter car with driver model. Vehicular Technology", *IEEE Transactions on*. 61(9): p. 3893-3908.

[9] Kim, C. and P. Ro, (1998), "A sliding mode controller for vehicle active suspension systems with non-linearities". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 212(2): p. 79-92.

[10] Alleyne, A. and J.K. Hedrick, (1995), "Nonlinear adaptive control of active suspensions. Control Systems Technology", *IEEE Transactions* on. 3(1): p. 94-101.

[11] Chien, T., et al., (2009), "Almost disturbance decoupling and tracking control for multi-input multi-output non-linear uncertain systems: application to a half-car active suspension system". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*. 223(2): p. 215-228.

[12] Li, T.-H.S., C. Huang, and C. Chen, (2010), "Almost disturbance decoupling control of MIMO nonlinear system subject to feedback linearization and a feedforward neural network: application to half-car active suspension system". *International Journal of Automotive Technology*. 11(4): p. 581-592.

[13] Fateh, M.M. and S.S. Alavi, (2009), "Impedance control of an active suspension system". *Mechatronics*. 19(1): p. 134-140.

[14] Lin, J., et al., (2009), "Enhanced fuzzy sliding mode controller for active suspension systems". *Mechatronics*. 19(7): p. 1178-1190.

[15] Gordon, T., (1995), "Non-linear optimal control of a semi-active vehicle suspension system". *Chaos, Solitons & Fractals*. 5(9 **:(**p. 1603-1617.

[16] Mirzaei, M., et al., (2008), "An optimal approach to non-linear control of vehicle yaw dynamics". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*. 222(4): p. 217-229.

[17] Mirzaeinejad, H. and M. Mirzaei, (2010), "A novel method for non-linear control of wheel slip in anti-lock braking systems". *Control Engineering Practice*. 18(8): p. 918-926.

[18] Elijah, P., Optimization: Algorithms and consistent approximations. 1997, Springer Verlage Publications.

[19] Naidu, D.S., Optimal control systems. 2002: CRC press.

[20] Loxton, R., et al., (2009), "Optimal control problems with a continuous inequality constraint on the state and the control". *Automatica*. 45(10): p. 2250-2257.

[21] Mashayekhi, S., Y .Ordokhani, and M. Razzaghi, (2012), "Hybrid functions approach for nonlinear constrained optimal control problems". *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*. 17(4): p. 1831-1843.

[22] Malekshahi, A. and M. Mirzaei, (2012), "Designing a non-linear tracking controller for vehicle active suspension systems using an optimization process". I*nternational Journal of Automotive Technology*. 13(2): p. 263-271.

[23] Sun, W., H. Gao, and O. Kaynak, (2015), "Vibration isolation for active suspensions with performance constraints and actuator saturation". *Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on*. 20(2): p. 675-683

[24] Rao, S.S. and S. Rao, Engineering optimization: theory and practice. 2009: John Wiley & Sons.

[25] Patriksson, M., et al., Introduction to Continuous Optimization. 2013: Studentlitteratur.

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-10-31]

[DOR: 20.1001.1.20088345.1396.11.3.4.5]