

## مدل تعقیب‌کننده سیستم تعلیق فعال با استفاده از کنترل تاخیر اینرسی

چکیده - در این مقاله یک سیستم تعلیق فعال با استفاده از کنترل تاخیر اینرسی برای تخمین اثر عدم قطعیت در پارامترهای تعلیق، تغییرات جرم فنر بندی شده و مشخصات جاده ناشناخته طراحی شده است. کنترل پیشنهادی با هدف بهبود راحتی سواری بدون نیاز به استفاده از سنسورها برای اندازه‌گیری مشخصات جاده یا حس کردن جابجایی و سرعت جرم فنربندی نشده طراحی شده است. طراحی با شبیه‌سازی برای دو پروفیل جاده تایید شده و عملکرد با سیستم‌های تعلیق غیر فعال مقایسه می‌شود.

### ۱. مقدمه

تعلیق فعال برای خودروهای تجاری پیشنهادی جذاب برای طراحان خودرو است که علاقه مند به بهبود راحتی سواری و هندلینگ هستند [۱] - [۳]. سیستم تعلیق غیرفعال که در حال حاضر غالب است فقط به صورت محدود قادر است بدنه خودرو را از جاده جدا کند. از نقطه نظر کنترل سیستم تعلیق غیرفعال یک سیستم یک صفر دو قطبی است که قادر به سرکوب کامل اثر اختلال جاده در محدوده فرکانس ۴ هرتز تا ۸ هرتز نیست. بر اساس *ISO 2631* [۴]، انسان نسبت به ارتعاشات در این فرکانس‌ها حساس‌تر است که انگیزه‌ای برای طراحی یک سیستم تعلیق فعال است. در گذشته، چندین روش کنترلی برای کاهش ناراحتی سواری ناشی از یک جاده ناهموار استفاده شده است [۵]. این روش‌ها شامل کنترل بهینه [۶]، کنترل مبتنی بر  $H$  [۷]، کنترل فازی [۸]، کنترل حالت لغزشی [۹]، [۱۰]، کنترل حالت لغزشی مبتنی بر ناظر اغتشاش [۱۱] - [۱۳] کنترل اسکای هوک [۱۴]، تعلیق الکترومغناطیسی [۱۵]، کنترل تطبیقی غیرخطی [۱۶] در میان بسیاری دیگر. عملکرد به دست آمده با این روش‌ها به عدم قطعیت در پارامترهای تعلیق و به مشخصات جاده ناشناخته حساس است یا باید از یک کنترل ناپیوسته استفاده کرد. برخی از استراتژی‌های کنترلی جدید [۱۷] - [۱۹] از سنسورهای پیش‌نمایش جاده ویژه برای تخمین مشخصات جاده و استفاده از اطلاعات به دست آمده برای بهبود راحتی سواری استفاده می‌کنند. نتایج اخیر [۲۰] بر روی سیستم‌های تعلیق فعال چند هدفه نیز تمرکز دارد.

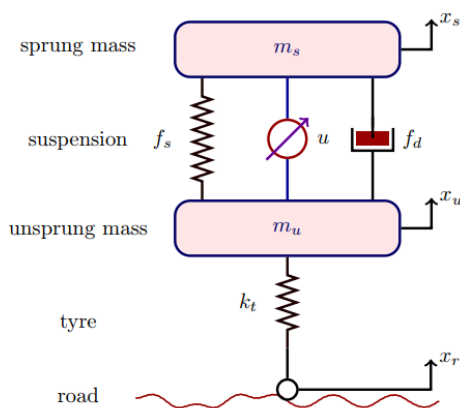
در این مقاله، یک کنترل‌کننده جدید برای غلبه بر برخی از اشکالات روش‌های موجود پیشنهاد شده است. استراتژی اصلی استفاده از کنترل تاخیر اینرسی (*IDC*) است که در ابتدا در [۲۱] - [۲۳] توسعه یافت تا اثر اغتشاشات جاده و عدم قطعیت در پارامترهای سیستم را تخمین بزند. سپس یک کنترل طراحی می‌شود تا سیستم را از مدلی پیروی کند تا از عملکرد رضایت بخش اطمینان حاصل کند. جدید بودن سیستم پیشنهادی دریافت پاسخ بهتر از سیستم تعلیق *skyhook* است. روش *IDC* قبلاً برای طراحی تعلیق فعال در [۲۴] استفاده شده است اما تفاوت‌های مهمی در روش استفاده از *IDC* در مقاله پیشنهادی وجود دارد. برخلاف [۲۴]، مقاله حاضر از مدل اسکای هوک [۲۵] استفاده نمی‌کند، از کنترل حالت لغزشی استفاده نمی‌کند و نیازی به اندازه‌گیری جابجایی و سرعت جرم فنربندی شده ندارد، در نتیجه دو سنسور صرفه جویی می‌شود و اجرای آن به طور قابل توجهی ساده می‌شود.

سهم اصلی مقاله عبارتند از:

- (الف) عدم نیاز به استفاده از سنسورهای پرهزینه پیش نمایش برای تخمین مشخصات جاده،
- (ب) نیازی به اندازه گیری موقعیت و سرعت جرم فنربندی نشده نیست،
- (ج) مقاومت در برابر عدم قطعیت‌های پارامتر تعلیق، تغییرات جرم و پروفایل جاده و
- (د) مدل دنبال کننده کنترل داده با احتمالات برای تعمیم بیشتر

## ۱۱. شرح سیستم و بیان مشکل

یک مدل یک چهارم خودرو از یک سیستم تعلیق معمولی اتومبیل را در نظر بگیرید. این سیستم از دو جرم به نام‌های فنربندی شده و فنربندی نشده تشکیل شده است که توسط فنر و دمپر به هم متصل می‌شوند. در سیستم فعال یک محرک به موازات فنر و دمپر قرار می‌گیرد. جرم فنربندی نشده در اصل چرخ‌هاست که معمولاً به عنوان فنر مدل می‌شود. سیستم پایه در شکل ۱ نشان داده شده است.



شکل ۱- مدل یک چهارسیستم تعلیق خودرو

معادلات دینامیکی سیستم یک چهارم ماشین با استفاده از

$$m_{sa}\ddot{x}_s = -f_s - f_d + u \quad (1)$$

$$m_u\ddot{x}_u = f_s - f_d - f_t - u \quad (2)$$

که در آن  $m_{sa}$  جرم فنربندی شده،  $m_u$  جرم فنربندی نشده،  $x_s$  جابجایی جرم فنربندی شده نسبت به موقعیت استاتیک آن،  $x_u$  جابجایی جرم فنربندی نشده نسبت به موقعیت استاتیک آن،  $x_r$  مشخصات جاده ناهموار نسبت به صفحه زمین،  $f_s$  نیروی غیر خطی فنر،  $f_d$  نیروی غیر خطی میراکننده،  $f_t$  نیروی تایر و  $u$  نیروی کنترلی است که توسط محرک ایجاد می‌شود. نیروی فنر  $f_s$  به صورت زیر معین می‌شود:

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

که در آن ضرایب  $k_1, k_2$  و  $k_3$  ثابت هستند و  $\Delta x = x_s - x_u$  انحراف تعلیق است و نیروی میرایی  $f_d$  توسط

$$f_d = c_1 \Delta \dot{x} + c_2 \Delta \dot{x}^2 \quad 4$$

که در آن ضرایب  $c_1$  و  $c_2$  ثابت هستند. وقتی تایر با زمین تماس خود را از دست می‌دهد، نیروی وارد شده توسط لاستیک صفر می‌شود. نیروی تایر  $f_t$  به صورت محاسبه می‌شود.

$$f_t = \begin{cases} k_t(x_u - x_r) & \text{if } x_u - x_r < \frac{(m_s + m_u)g}{k_t} \\ 0 & \text{if } x_u - x_r \geq \frac{(m_s + m_u)g}{k_t} \end{cases} \quad 5$$

در معادله فوق  $g$  شتاب ناشی از جاذبه و  $k_t$  ثابت فنر تایر است. فرض کنید که متغیرهای حالت به صورت  $x_1 = x_s, x_2 = \dot{x}_s, x_3 = x_u$  و  $x_4 = \dot{x}_u$  نشان داده شوند. دینامیک‌ها ارائه شده توسط روابط فوق را می‌توان در قالب متغیر حالت رابطه پایین بیان کرد.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 & 6 \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{m_{sa}}(-f_s - f_d + u) & 7 \\ \dot{x}_3 &= x_4 & 8 \\ \dot{x}_4 &= \frac{1}{m_u}(f_s + f_d - f_t - u) & 9 \end{aligned}$$

سپس معادلات سیستم به شکلی بازنویسی می‌شوند که برای طراحی یک مدل به دنبال کنترل مناسب باشد. اجازه دهید به ترتیب  $k_s$  و  $c_s$ . سختی فنر و ضریب میراکننده مدل مورد نظر باشد. با جمع و تفریق  $\frac{1}{m_s}(-k_s x_1 + c_s x_2 - u)$  از معادله (7) که در آن  $m_s$  جرم اسمی فنربندی شده است، می‌توان معادله (6) و معادله (7) را به صورت زیر بازنویسی کرد.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 & 10 \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{m_{sa}}(-f_s - f_d + u) - \frac{1}{m_s}(-k_s x_1 - c_s x_2 + u) + \frac{1}{m_s}(-k_s x_1 - c_s x_2) \\ &\quad + \frac{1}{m_s}u \end{aligned}$$

بنابراین،

$$\dot{x}_2 = \frac{1}{m_s}(-k_s x_1 - c_s x_2) + \frac{1}{m_s}u + \frac{1}{m_s}e \quad 12$$

در اینجا

$e = m_s \left[ \frac{1}{m_{sa}} (-f_s - f_d + u) - \frac{1}{m_s} (-k_s x_1 - c_s x_2 + u) \right]$	۱۳
---	----

توجه از ( ۱۲ ) , عدم قطعیت را می توان به صورت زیر بیان کرد :

$e = m_s \dot{x}_2 + k_s x_1 - c_s x_2 + u$	۱۴
---	----

هدف از کنترل کوچک کردن شتاب جرم فنربندی شده  $\dot{x}_2$  با پیروی کردن سیستم از یک مدل و بدون اندازه گیری جابجایی جرم فنربندی نشده و سرعت و بدون استفاده از سنسورهای پیش‌نمایش جاده با وجود عدم قطعیت در  $f_s$ ,  $f_d$  و جرم فنر  $m_{sa}$  است.

### ۱۱۱. طراحی کنترلر با استفاده از IDC

در این بخش عدم قطعیت  $e$  با استفاده از  $IDC$  تخمین زده می شود و سپس کنترل  $u$  طراحی می شود تا سیستم به طور موثر از یک مدل پیروی کند. برخلاف کنترل تاخیر زمانی،  $IDC$  عدم قطعیت را با در نظر گرفتن فیلتر پهن باند  $G_f(s)$  ارائه شده توسط

$$G_f(s) = \frac{1}{1 + \tau s} \quad ۱۵$$

در اینجا  $\tau$  ثابت مثبت و کوچک است. اگر عدم قطعیت  $e$  از  $G_f(s)$  عبور داده شود، خروجی  $\hat{e}$  توسط

$$\hat{e} = G_f(s)e \quad ۱۶$$

را می توان به عنوان تخمینی از  $e$  در نظر گرفت. از آنجایی که  $e$  یک عدم قطعیت است (۱۶) قابل اجرا نیست. اما با استفاده از (۱۴) در (۱۶)،

$$\hat{e} = G_f(s)[m_s \dot{x}_2 + k_s x_1 + c_s x_2 - u] \quad ۱۷$$

اگر کنترل به عنوان انتخاب شود،

$$u = -\hat{e} \quad ۱۸$$

سپس،

$$\hat{e} = G_f(s)[m_s \dot{x}_2 + k_s x_1 + c_s x_2 + \hat{e}] \quad ۱۹$$

که می توان آن را به صورت زیر نوشت

$$\tau \dot{\hat{e}} + \hat{e} = m_s \dot{x}_2 + k_s x_1 + c_s x_2 + \hat{e} \quad ۲۰$$

ساده سازی و ادغام،

$$\hat{e} = \frac{m_s}{\tau} x_2 + \frac{1}{\tau} \int (k_s x_1 + c_s x_2) dt \quad ۲۱$$

با استفاده از کنترل در (۱۳)، شتاب جرم فنربندی شده

$$\dot{x}_2 = \frac{1}{m_s} (-k_s x_1 - c_s x_2) + \frac{1}{m_s} \tilde{e} \quad ۲۲$$

که در آن  $\tilde{e} = e - \hat{e}$ ، خطای تخمین است. دینامیک خطای برآورد را می توان نشان داد

$$\dot{\tilde{e}} = -\frac{1}{m_s} \tilde{e} + \dot{e}$$

۲۳

اگر  $\tau$  به اندازه کافی کوچک باشد، می توان  $\tilde{e}$  را کوچک نگه داشت و سپس سیستم جرم فنر طبق دستور طراح عمل می کند. هنگامی که  $\tilde{e}$  به اندازه کافی کوچک شود، سیستم کنترل شده تقریباً کنترل می شود که مدل مورد نظری است که باید دنبال شود.

$$\dot{x}_2 = \frac{1}{m_s} (-k_s x_1 - c_s x_2)$$

۲۴

طراح می تواند هر مدل دیگری را انتخاب کند که انعطاف پذیری در عملکرد را بدون نیاز به تغییر روش کنترل نشان دهد. توجه داشته باشید که مقادیر پارامترهای تعلیق یا جرم فنربندی شده در طراحی کنترل یا تخمین  $e$  استفاده نشده است، این امر استحکام طراحی را به عدم قطعیت در پارامترهای تعلق یا هر گونه تغییر در جرم فنربندی شده اثبات می کند. علاوه بر این قانون کنترل از  $x_3$ ،  $x_4$  آزاد است و بنابراین نیازی به حس جابه جایی و سرعت جرم فنربندی نشده نیست.

## ۱۷. شبیه سازی و بحث در مورد نتایج

برای اعتبارسنجی کنترل، سیستم برای دو پروفایل جاده معمولی شبیه سازی شده است. پارامترهای سیستم تعلیق عبارتند از:

$$\begin{aligned} m_s &= 250 \text{ kg}, \\ m_{sa} &= 300 \text{ kg}, \\ 200 &\leq m_{sa} \leq 300 \\ kt &= 160,000 \frac{N}{m}, \\ k1 &= 12500 \frac{N}{m}, \\ c1 &= 1400 \frac{N}{m}, \\ \text{and } \mu &= 25 \text{ kg}. \end{aligned}$$

پارامترهای کنترل عبارتند از:

$$K = 200 \text{ and } \tau = 0.01 \text{ s}, k_s = 15,000 \frac{N}{m}, c_s = 1680 \frac{N}{m}$$

جرم فنربندی شده حقیقی در محدوده با در نظر گرفتن سه مقدار متفاوت بود

$$m_{sa} = 200 \text{ kg}, 250 \text{ kg}, 300 \text{ kg}$$

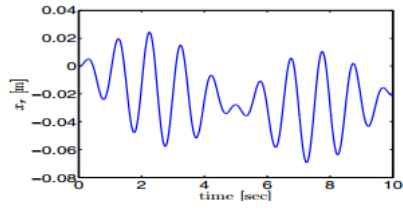
و نتایج برای سیستم های تعلیق فعال و غیرفعال برای دو پروفیل جاده نشان داده شده در شکل ۲ به دست آمده است. در مورد الزامات هندلینگ، لازم است که انحراف نسبی تعلیق به صورت  $\xi = \frac{x_1 - x_3}{x_r}$  و نیروی نسبی لاستیک به عنوان تعریف  $\zeta = \frac{k_t(x_1 - x_3)}{(m_s + m_u)/g}$  شده باشد. همیشه کمتر از ۱ باقی می ماند.

## الف. مورد ۱

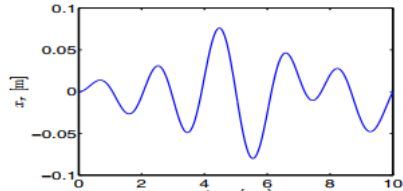
ابتدا نمایه نشان داده شده در شکل ۲ را در نظر بگیرید که توسط،

$$x_r = 0.04 \sin(3\pi t) \sin(0.2\pi t) + 0.03 \cos\left(0.075\pi t + \frac{\pi}{2}\right) \quad ۲۵$$

شکل ۳ انحراف جرم فنربندی شده و پروفیل جاده  $x_r$  را برای سیستم غیرفعال نشان می دهد در حالی که شکل ۴  $a$  نتایج یکسانی را برای حالت فعال نشان می دهد. مشاهده می شود که انحراف جرم فنربندی شده برای سیستم تعلیق فعال برای کیس فعال بسیار کمتر است. شکل ۳  $b$  و ۴  $b$  شتاب جرم فنربندی شده را برای موارد غیرفعال و فعال نشان می دهد.

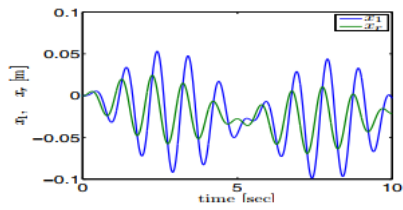


(a)

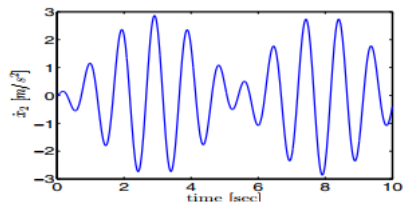


(b)

Fig. 2. Road profiles. (a) Case 1, (b) Case 2

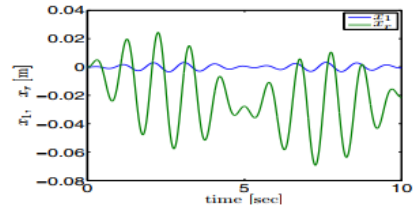


(a)

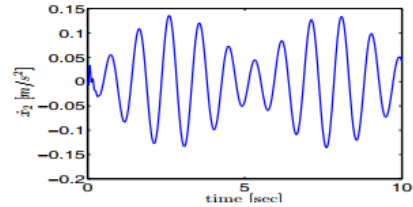


(b)

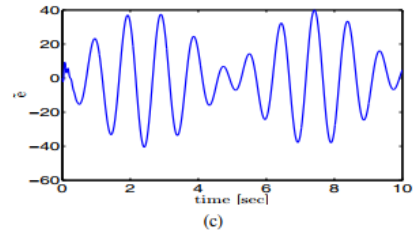
Fig. 3. Case 1 road profile, passive suspension



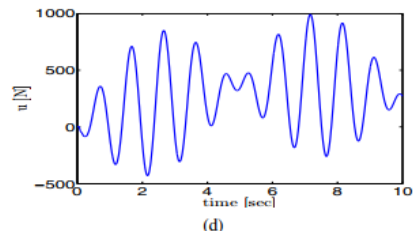
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 4. Case 1 road profile, active suspension

مشاهده می شود که سیستم فعال، راحتی سواری را به میزان قابل توجهی بهبود می بخشد. این بهبود با تخمین  $e$  از طریق  $IDC$  به وجود آمده است. شکل ۴ نمودار  $\bar{e}$  را نشان می دهد. می توان مشاهده کرد که  $\bar{e}$  به طور نسبتاً دقیقی برآورد می کند. تلاش کنترل در شکل ۴  $d$  رسم شده است.

در ادامه اثر کنترل فعال بر روی هندلینگ، که از طریق انحراف تعلیق نسبی  $\xi$  و نیروی نسبی  $\zeta$  تایر نشان داده شده است، نشان داده شده است. شکل ۵  $\zeta$   $a$  و شکل ۵  $b$  نمودار  $\zeta$  را نشان می دهد که بزرگی آن کمتر از ۱ است. نتایج مشابهی برای سایر مقادیر جرم فنربندی شده به دست آمد. نتایج برای همه موارد عدم قطعیت جرم فنربندی شده به شکل جدولی برای پروفیل جاده ۱ در جداول  $I$  و  $II$  خلاصه شده است.

## ب. مورد ۲

سپس نمایه نشان داده شده در شکل ۲  $b$  را در نظر بگیرید که توسط،

$$x_r = 0.06 \sin(\pi t) \sin(0.1\pi t) + 0.05 \sin(0.6\pi t) \sin(0.03\pi t)$$

شکل ۶a انحراف جرم فتربندی شده و پروفیل جاده  $xr$  را برای سیستم غیرفعال نشان می دهد در حالی که شکل ۷a نتایج یکسانی را برای سیستم فعال نشان می دهد.

### جدول I

مورد مشخصات جاده تعلیق غیرفعال ۱

		$m_{sa}$		
		200 kg	250 kg	300 kg
$\dot{x}_2$	max	2.6280	2.8210	2.8670
$\dot{x}_2$	rms	1.3465	1.4365	1.4495
$u$	max	0	0	0
$u$	rms	0	0	0
$\xi$	max	0.4262	0.5726	0.6999
$\zeta$	max	0.2087	0.2736	0.3286

### جدول II

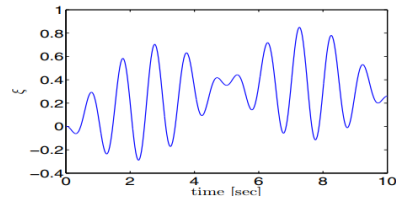
مورد مشخصات جاده تعلیق فعال ۱

		$m_{sa}$		
		200 kg	250 kg	300 kg
$\dot{x}_2$	max	0.1368	0.1347	0.1360
$\dot{x}_2$	rms	0.0701	0.0707	0.0714
$u$	max	987.3	984.6	991
$u$	rms	425.29	427.68	430.16
$\xi$	max	0.8490	0.8492	0.8494
$\zeta$	max	0.0220	0.0242	0.0265

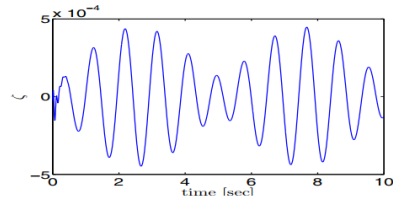
مشاهده می شود که انحراف جرم فتربندی شده برای سیستم تعلیق فعال برای کیس فعال بسیار کمتر است. شکل ۶b و ۷b شتاب جرم فتربندی شده را برای موارد غیرفعال و فعال نشان می دهد. مشاهده می شود که سیستم فعال، راحتی سواری را به میزان قابل توجهی بهبود می بخشد. این بهبود با تخمین  $e$  از طریق  $IDC$  به وجود آمده است. شکل ۷c نمودار  $\bar{e}$  را نشان می دهد. می توان مشاهده کرد که  $e$  به طور نسبتاً دقیقی برآورد می کند. تلاش کنترل در شکل ۷d رسم شده است.

نتایج مشابهی برای سایر مقادیر فتربندی شده به دست آمد. سپس اثر کنترل فعال بر روی هندلینگ که از طریق انحراف نسبی تعلیق  $\zeta$  و نیروی نسبی  $\xi$  تایر نشان داده می شود در نظر گرفته می شود. مشاهده می شود که مقادیر پیک  $\zeta$  و  $\xi$  به صورت دلخواه در محدوده ۱ قرار دارند. مقادیر جدول بندی شده اوج  $\zeta$  که بسیار نزدیک به ۱ است، مبادله ذاتی بین راحتی سواری و محدودیت فضای تعلیق را نشان می دهد. می توان با تغییر کنترل که موضوعی برای کار آینده است، مقدار پیک  $\zeta$  را کاهش داد. نمودارها برای صرفه جویی در فضا حذف شده اند. نتایج برای همه موارد به صورت جدولی برای نمایه جاده ۲ در جداول III و IV خلاصه شده است.



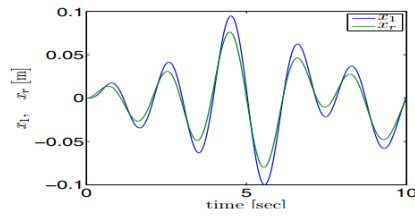


(a)

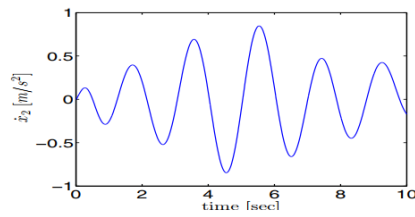


(b)

شکل ۵. انحراف نسبی تعلیق و نیروی نسبی تأثیر برای سیستم تعلیق فعال مورد ۱



(a)



(b)

شکل ۶. پروفیل جاده مورد ۲، تعلیق غیرفعال

### جدول III

مورد نمایه جاده تعلیق غیرفعال ۲

		$m_{sa}$		
		200 kg	250 kg	300 kg
$\dot{x}_2$	max	0.7740	0.8087	0.8464
$\dot{x}_2$	rms	0.3698	0.3880	0.4080
$u$	max	0	0	0
$u$	rms	0	0	0
$\xi$	max	0.1462	0.1908	0.2397
$\zeta$	max	0.0636	0.0812	0.1004

مشاهده می شود که برای هر دو پروفیل جاده، طرح فعال پیشنهادی در کوچک نگه داشتن شتاب جرم فنربندی شده  $x_2$  در مقایسه با سیستم غیرفعال موفق است. تغییرات جرم فنربندی شده بر سیستم غیرفعال بیشتر از سیستم فعال تأثیر می گذارد.

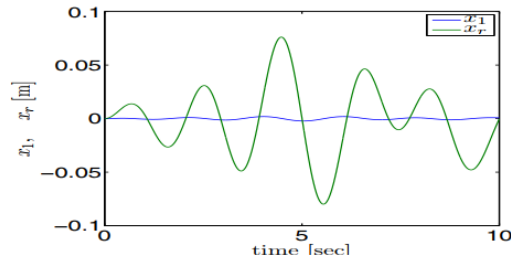
## ۷. نتیجه‌گیری

در این مقاله، یک سیستم تعلیق فعال با استفاده از  $IDC$  برای افزایش راحتی سواری طراحی شده است. کنترل پیشنهادی در وادار کردن سیستم تعلیق به پیروی از یک مدل تعریف شده توسط کاربر موفق است. تجزیه و تحلیل سیستم طراحی شده نشان می‌دهد که در برابر عدم قطعیت در پارامترهای تعلیق و تغییرات جرم فنربندی شده مقاوم است. هیچ اندازه‌گیری پروفیل جاده یا جابجایی جرم فنربندی نشده و سرعت جرم فنربندی نشده مورد نیاز نبود. کنترل پیشنهادی با اهداف طراحی مطابقت دارد. این سیستم با شبیه‌سازی برای دو پروفایل جاده تایید شده است. مشاهده می‌شود که سیستم فعال پیشنهادی در بهبود راحتی سواری به میزان قابل توجهی نسبت به سیستم غیرفعال موفق است.

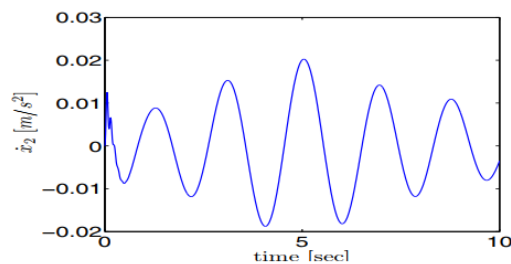
### جدول IV

CASE مشخصات جاده تعلیق فعال ۲

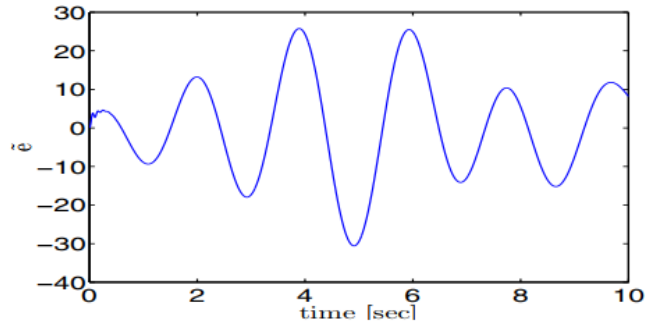
		$m_{sa}$		
		200 kg	250 kg	300 kg
$\dot{x}_2$	max	0.0203	0.0203	0.0203
$\dot{x}_2$	rms	0.0101	0.0101	0.0101
$u$	max	1.0504e3	1.0507e3	1.0510e3
$u$	rms	448.2	448.3	448.6
$\xi$	max	0.9985	0.9985	0.9985
$\zeta$	max	0.0065	0.0066	0.0067



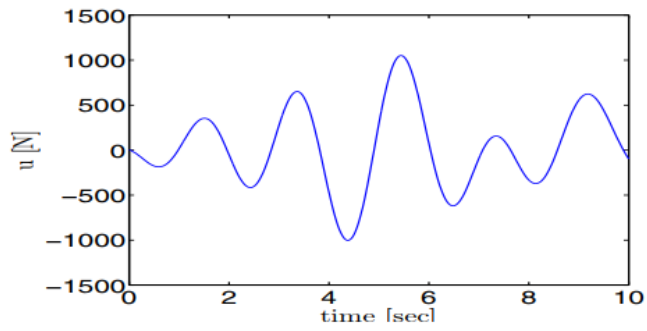
(a)



(b)



(c)



(d)

شکل ۷. پروفیل جاده مورد ۲، تعلیق فعال