

# کنترل لغزشی - تطبیقی سیستم تعلیق فعال ۱/۴ خودرو با عملگر هیدرولیکی با استفاده از سطح لغزش بهینه لگاریتمی

سیدعلی ظهیری پور، رضا تفقدی اسراری، علی اکبر جلالی و سیدکمال الدین موسوی مشهدی

منظور دستیابی به قوام خوب در مقابله با عدم قطعیت پارامترهای مدل و نیز اغتشاشات باری، طرح‌های کنترل مقاوم گوناگونی همچون کنترل لغزشی، کنترل  $H_\infty$  و نیز کنترل تطبیقی بر روی سیستم تعلیق خودرو مطالعه شده است. کنترل مد لغزشی، یک روش مناسب به منظور کنترل سیستم در حضور عدم قطعیت‌های متنوع است. مطالعات متعددی در مورد روش‌های متفاوت انتخاب سطح لغزش، همچون متدهای بهینه [۴] و [۵]، مدل پیرو، مدل پیرو بهینه [۵] و [۶]، تناسبی انتگرالی [۶] و ... صورت گرفته است. در این مقاله برای انتخاب سطح لغزش، یک روش جدید مبتنی بر یک استراتژی بهینه‌سازی پیشنهاد شده، به این ترتیب که با انتخاب یک تابع هزینه مناسب، مسأله انتخاب سطح لغزش به عنوان اولین گام طراحی کنترل‌کننده مد لغزشی به یک مسأله بهینه‌سازی تبدیل شده و حل این مسأله بهینه‌سازی منجر به استخراج یک سطح لغزش لگاریتمی می‌گردد.

تاکنون تحقیقاتی در زمینه استفاده از تکنیک‌های تطبیقی جهت بهبود عملکرد سیستم تعلیق خودرو انجام گرفته است [۱] تا [۳] که عمده آنها عبارتند از پیدا کردن یک قانون تطبیقی مناسب برای تعیین بهره قابل تنظیم سیگنال کنترلی، تخمین کران بالای عدم قطعیت‌های سیستم و نیز تخمین توابع غیر خطی موجود در مدل سیستم که به طور دقیق مشخص نمی‌باشند.

هدف اصلی این مقاله، ارائه راهکاری مفید جهت فعال‌سازی سیستم تعلیق ۱/۴ خودرو با استفاده از عملگر هیدرولیکی است. ایده اصلی این مقاله، تفکیک این سیستم به دو زیرسیستم موقعیت و نیرو می‌باشد تا ضمن جداسازی نامعینی‌های دارای کران مشخص و نامشخص آن، بخش‌های خطی و غیر خطی آن نیز از یکدیگر جدا شده و زمینه برای استفاده از ابزارهای مختلف طراحی در بخش خطی فراهم شود. لازم به ذکر است که در طراحی کنترل‌کننده برای زیرسیستم موقعیت نیز روش جدیدی برای استخراج سطح لغزش پیشنهاد شده است.

این مقاله از بخش‌های پیش رو تشکیل شده است: در بخش دوم، مدل دینامیکی سیستم تعلیق فعال ۱/۴ خودرو ارائه شده و در بخش سوم، سطح لغزشی بهینه لگاریتمی استخراج می‌شود. بخش چهارم به فرایند طراحی کنترل‌کننده تطبیقی - لغزشی زیرسیستم نیرو پرداخته است، بخش پنجم، نتایج شبیه‌سازی را نمایش داده و در نهایت نتیجه‌گیری در بخش ششم ارائه می‌شود.

## ۲- مدل‌سازی سیستم تعلیق خودرو

شکل ۱ مدل دینامیکی سیستم تعلیق ۱/۴ بدنه خودرو با ۲ درجه آزادی را نشان می‌دهد. با استفاده از قانون دوم نیوتن و اعمال آن برای جرم‌های معلق و غیر معلق خواهیم داشت [۷]

$$\begin{aligned} m_u \ddot{z}_u &= k_t(z_r - z_u) - k_s(z_u - z_s) - b_s(\dot{z}_u - \dot{z}_s) - f_a \\ m_s \ddot{z}_s &= k_s(z_u - z_s) + b_s(\dot{z}_u - \dot{z}_s) + f_a \end{aligned} \quad (1)$$

چکیده: در این مقاله کنترل سیستم تعلیق فعال ۱/۴ خودرو با عملگر هیدرولیکی و با محوریت مد لغزشی، توأم با یک رویکرد تطبیقی انجام گرفته است. علت استفاده از کنترل مقاوم مد لغزشی، مقابله با انواع عدم قطعیت‌های ناشی از اثر اغتشاشات خارجی یا هرگونه رفتار غیر خطی موجود در سیستم است. در روش پیشنهادی، سطح لغزش با استفاده از یک استراتژی بهینه، جهت حداقل‌سازی یک تابع هزینه استخراج می‌شود که نتیجه آن یک سطح لغزش لگاریتمی است. دلیل پیشنهاد الگوریتم تطبیقی در این مقاله، وجود عدم قطعیت‌های غیر خطی، تغییرپذیر با زمان و دارای کران نامشخص در سیستم است. لازم به ذکر است که روش ارائه‌شده، ضمن آن که تأثیرات ناشی از عدم قطعیت پارامتری و همین‌طور اغتشاشات خارجی بر عملکرد سیستم را به طور چشم‌گیری کاهش می‌دهد، پایداری سیستم کنترلی لغزشی - تطبیقی را بر پایه تئوری پایداری لیاپانوف به اثبات می‌رساند.

کلید واژه: سطح لغزش لگاریتمی، سیستم تعلیق فعال، عدم قطعیت، کنترل تطبیقی، مد لغزشی.

## ۱- مقدمه

یکی از به‌روزترین مسایل در صنعت حمل و نقل، طراحی سیستم تعلیق فعال است. یک سیستم کنترل خودرو به گونه‌ای طراحی می‌شود که به اندازه کافی ایمن و قابل اطمینان بوده و از بازدهی بالا و تلورانس خطای مناسبی برخوردار باشد. به منظور آسایش و رفاه در حین نقل و انتقال و مسافرت با خودروها، سیستم تعلیق یک ضرورت است [۱]. به منظور ارتقای کیفیت حمل و نقل، همراه با ایمنی و سرعت بالا، سیستم‌های نیمه‌فعال و فعال تعلیق، به عنوان موضوع تحقیقاتی مناسب در حوزه صنعت خودرو مورد بررسی قرار گرفته‌اند [۲] و [۳]. امروزه با پیشرفت روزافزون علوم مکترونیک و میکروپروسور، اجرایی کردن سیستم تعلیق بر روی خودروها آسان‌تر شده است. در سیستم‌های تعلیق فعال، به منظور بالا بردن دقت کنترل لرزش وسیله نقلیه، عملگرهای هیدرولیکی، پنوماتیکی، هیدروپنوماتیکی و ... موازی با فنرها و کمک‌فنرها قرار می‌گیرند و سپس با استفاده از داده‌ها و اطلاعاتی که از حرکت بدنه خودرو و چرخ‌ها دریافت می‌شود، قانون کنترل مناسب اعمال می‌شود [۴]. به

این مقاله در تاریخ ۱۶ بهمن ماه ۱۳۹۱ دریافت و در تاریخ ۲۶ آبان ماه ۱۳۹۲ بازنگری شد. این تحقیق توسط دانشکده برق دانشگاه علم و صنعت پشتیبانی شده است. سیدعلی ظهیری پور، دانشکده مهندسی برق، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، (email: zahiri@elec.iust.ac.ir)

رضا تفقدی اسراری، دانشکده مهندسی برق، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، (email: reza\_tafaghodi@elec.iust.ac.ir)

علی اکبر جلالی، دانشکده مهندسی برق، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، (email: drjala@iust.ac.ir)

سیدکمال الدین موسوی مشهدی، دانشکده مهندسی برق، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، (email: sk\_mousavi@iust.ac.ir)

خطی تک‌ورودی را به صورت زیر در نظر بگیرید [۹]

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (5)$$

$$\|A\| < \varepsilon, \quad \|B\| < \delta$$

که در آن  $x \in R^n$  بردار حالت،  $A$  ماتریس حالت،  $B$  ماتریس ورودی سیستم و  $\varepsilon$  و  $\delta$  به ترتیب کران بالایی نرم اقلیدسی ماتریس‌های نامعین  $A$  و  $B$  می‌باشند.

یکی از ملزومات روش پیشنهادی انتخاب سطح لغزش، یک به یک بودن تابع سوئیچینگ است که علت این موضوع در گام نهایی استخراج سطح لغزش نمایان خواهد شد. بر این اساس قانون کنترل مد لغزشی به صورت (۶) انتخاب می‌شود

$$u = u_{eq} + \rho \tanh(s), \quad \rho > 0 \quad (6)$$

که در آن  $u_{eq}$  سیگنال کنترل معادل،  $\rho$  بهره سوئیچینگ و  $s$  متغیر لغزشی است.

چنین کنترل‌کننده‌ای ضمن پیوسته‌سازی سیگنال کنترل و حذف پدیده وزوز، شرط یک به یک بودن تابع سوئیچینگ را نیز برآورده می‌کند. با اعمال این کنترل‌کننده به سیستم (۵) داریم

$$\dot{x} = Ax + Bu_{eq} + B\rho \tanh(s) \quad (7)$$

اگر  $u_{eq}$  به صورت یک ترکیب خطی از متغیرهای حالت انتخاب شود، خواهیم داشت

$$u_{eq} = Zx \quad (8)$$

بدین ترتیب می‌توان (۷) را به شکل زیر بازنویسی کرد

$$\dot{x} = \hat{A}x + \hat{B}v \quad (9)$$

که در آن

$$\hat{A} = A + BZ \quad (10)$$

$$\hat{B} = B\rho$$

همچنین

$$v = \tanh(s) \quad (11)$$

برای سیستم دینامیکی (۹)، معیار عملکرد مربعی (۱۲) را با هدف کاهش توأم میزان انرژی حالت‌ها و فاصله مسیر حالت از سطح لغزش انتخاب می‌کنیم و کنترل‌کننده مجازی  $v$  را طوری انتخاب می‌کنیم که این تابع هزینه در شرایط نامی حداقل شود [۱۰]

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} (x^T Qx + v^T Rv) dt \quad (12)$$

که در آن  $Q$  یک ماتریس وزنی مثبت معین و  $R$  یک اسکالر مثبت انتخاب می‌شود. به منظور حداقل‌سازی (۱۲)، ثابت می‌شود که با انتخاب  $v = -kx$  به عنوان کنترل‌کننده مجازی، می‌توان به هدف مورد نظر دست یافت. در رابطه اخیر

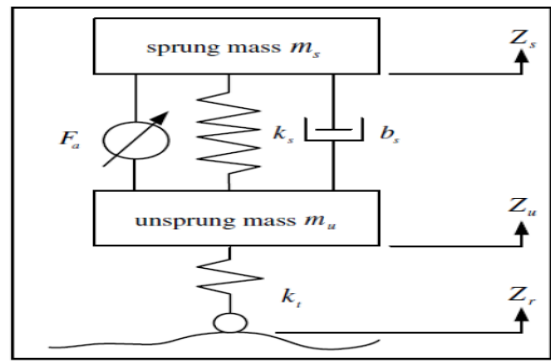
$$k = R^{-1} \hat{B}_n^T P \quad (13)$$

که در آن  $P$  پاسخ مثبت معین و متقارن معادله ریکاتی زیر است [۱۱]

$$\hat{A}_n^T P + P \hat{A}_n + Q - P \hat{B}_n R^{-1} \hat{B}_n^T P = 0 \quad (14)$$

و

$$\hat{A}_n = A_n + B_n Z, \quad \hat{B}_n = B_n \rho \quad (15)$$



شکل ۱: سیستم تعلیق ۱/۴ خودرو [۷]

در رابطه بالا  $k_s$  ضریب سختی تعلیق،  $m_s$  و  $m_u$  جرم‌های بدنه خودرو و چرخ،  $k_t$  ضریب سختی چرخ،  $b_s$  ضریب دمپر تعلیق،  $z_u$  و  $z_s$  جابه‌جایی جرم‌های بدنه و چرخ،  $z_r$  دامنه دست‌انداز و  $u$  یا  $f_a$  نیروی تولیدشده (سیگنال کنترلی) ناشی از عملگر می‌باشد. لازم به ذکر است که در سیستم مورد بررسی پارامترهای مدل برابر است با

$$300 \text{ kg} < m_s < 500 \text{ kg}, \quad m_u = 40 \text{ kg} \quad (2)$$

$$k_t = 200 \frac{\text{kN}}{\text{m}}, \quad k_s = 18 \frac{\text{kN}}{\text{m}}, \quad b_s = 1000 \frac{\text{Ns}}{\text{m}}$$

همان طور که در (۲) مشاهده می‌شود، جرم معلق خودرو با توجه به تغییر تعداد سرنشینان به عنوان عدم قطعیت این زیرسیستم در نظر گرفته شده است. با تعریف متغیرهای حالت به صورت

$$x_1 = z_s, \quad x_2 = \dot{z}_s, \quad x_3 = z_u, \quad x_4 = \dot{z}_u \quad (3)$$

و نیز  $u = f_a$ ، معادله فضای حالت به صورت (۴) خواهد بود

$$\dot{x} = Ax + Bu + Gz_r$$

$$A = \begin{bmatrix} \cdot & 1 & \cdot & \cdot \\ \frac{-k_s}{m_s} & \frac{-B_s}{m_s} & \frac{k_s}{m_s} & \frac{B_s}{m_s} \\ \cdot & \cdot & \cdot & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{B_s}{m_u} & \frac{k_s + k_t}{m_u} & \frac{-B_s}{m_u} \end{bmatrix}$$

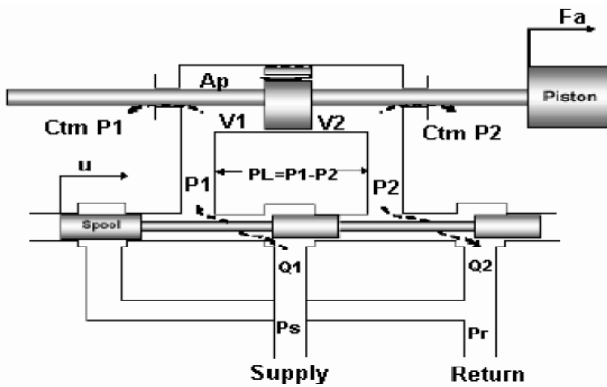
$$B = \begin{bmatrix} \cdot \\ \frac{1}{m_s} \\ \cdot \\ \frac{-1}{m_u} \end{bmatrix}, \quad G = \begin{bmatrix} \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \frac{k_t}{m_u} \end{bmatrix} \quad (4)$$

### ۳- طراحی کنترل‌کننده مد لغزشی

به منظور طراحی کنترل‌کننده برای این سیستم، آن را به دو بخش زیرسیستم موقعیت و زیرسیستم نیرو تفکیک کرده‌ایم. با این کار، ضمن جداسازی عدم قطعیت‌های با کران مشخص و نامشخص، بخش‌های خطی و غیر خطی آن نیز از هم جدا شده و زمینه برای استفاده از ابزارهای مختلف خطی در بخش طراحی فراهم می‌شود [۸].

#### ۳-۱ طراحی کنترل‌کننده زیرسیستم موقعیت

در روش پیشنهادی این مقاله، سطح لغزش با هدف حداقل‌سازی یک تابع هزینه انتخاب می‌شود. در ابتدا معادلات فضای حالت یک سیستم



شکل ۲: عملگر هیدرولیکی [۱۶].

یادآوری: اگر  $x \in R^{n \times 1}$  و  $A \in R^{m \times n}$ ، آن گاه

$$\|A\|_p = \sup \frac{\|Ax\|_p}{\|x\|_p} \Rightarrow \|Ax\|_p \leq \|A\|_p \|x\|_p \quad (25)$$

با توجه به یادآوری‌های بالا و (۲۲)

$$\begin{aligned} \rho B_n^T P B &\leq \|PB_n\| \|\hat{A}x\| \\ \rho B_n^T P B &\leq \|PB_n\| \|\hat{A}\| \|x\| \\ \rho &\leq \alpha \beta \gamma \end{aligned} \quad (26)$$

که تناقض با فرض است و بنابراین سطح لغزش به صورت مقاوم دسترس پذیر می‌باشد.

### ۲-۳ طراحی کنترل کننده زیرسیستم نیرو

مجموعه کامل عملگر هیدرولیکی، مطابق شکل ۲ شامل پنج قسمت مهم است که عبارتند از شیر سوزنی هیدرولیکی برقی، پیستون - سیلندر، پمپ هیدرولیکی، مخزن آب و سیستم لوله کشی. برای درایو پمپ هیدرولیکی از یک موتور AC استفاده می‌شود و همچنین جهت کنترل موقعیت شیر سوزنی، نیاز به منبع تغذیه است. وظیفه پمپ هیدرولیکی، حفظ فشار منبع در سطح بهینه می‌باشد. موقعیت شیر سوزنی، میزان سیال ورودی به، یا خروجی از سیلندر را کنترل می‌کند که در حقیقت بیان کننده میزان نیروی ایجاد شده توسط عملگر می‌باشد. همان طور که در شکل ۲ مشخص است، با تغییر موقعیت شیر سوزنی می‌توان اختلاف فشاری در دو طرف  $V_1$  و  $V_2$  ایجاد کرد که این اختلاف فشار در سطح  $A_p$ ، نیروی محرکه  $F$  لازم را ایجاد خواهد کرد و بنابراین می‌توان گفت که تغییر نیرو متناسب با تغییر موقعیت شیر سوزنی از مرکز می‌باشد. موقعیت شیر سوزنی به وسیله یک شیر تیغه‌ای با یک جریان الکتریکی ورودی مستقیم، کنترل می‌شود و مطابق آزمایشات انجام شده، دینامیک شیر سروو که شامل شیر تغذیه‌ای و سوزنی است، دارای سه قطب ناشی از زیرسیستم‌های هیدرولیکی، مکانیکی و الکتریکی می‌باشد اما قطب غالب، مربوط به زیرسیستم هیدرولیکی بوده و در نتیجه با یک سیستم درجه یک، مدل می‌شود

$$\dot{x} = \frac{1}{\tau}(-x + k_c u) \quad (27)$$

در این رابطه  $x$  موقعیت شیر،  $\tau$  ثابت زمانی،  $u$  جریان الکتریکی ورودی به شیر تیغه‌ای و  $k_c$  بهره استاتیکی است و زیرسیستم حاضر، بخش غیر خطی سیستم تعلیق می‌باشد. معادله دینامیکی حاکم بر سیستم هیدرولیکی به صورت (۲۳) است

که  $A_n$  و  $B_n$  به ترتیب مقادیر نامی ماتریس‌های  $A$  و  $B$  هستند. لازم به یادآوری است که با توجه به قید  $|v| < 1$ ، محدودیتی در انتخاب  $R$  به صورت  $R > |\hat{B}_n^T P x|$  ایجاد می‌شود و با مقایسه  $v = -kx$  و (۱۱) خواهیم داشت

$$\tanh(s) = -kx \quad (16)$$

همان طور که قبلاً اشاره شد، یکی از ملزومات روش پیشنهادی یک به یک بودن تابع سوئیچینگ است که علت آن در این قسمت برای استخراج سطح لغزش، مشخص می‌شود. با استفاده از (۱۶) و با توجه به یک به یک بودن تابع  $\tanh(s)$ ، سطح لغزش به صورت یکتا از (۱۷) قابل محاسبه است

$$s = \frac{1}{2} \ln \frac{1-kx}{1+kx} = \frac{1}{2} \ln \frac{1-R^{-1} \hat{B}_n^T P x}{1+R^{-1} \hat{B}_n^T P x} \quad (17)$$

برای استخراج ترم  $u_{eq}$ ، با صفر قراردادن مشتق متغیر لغزشی، کنترل کننده‌ای به روش حداقل مربعات خطا استخراج می‌کنیم تا یکی از ملزومات مسأله (رابطه ۱۸) برآورده شود. با توجه به رابطه مربوط به معکوس مجازی یک ماتریس [۱۲] داریم

$$\begin{aligned} \dot{s} = 0 &\Rightarrow \text{it's sufficient that } \dot{x} = 0 \Rightarrow Ax + Bu = 0 \\ \Rightarrow u_{eq} &= -B_n^{-1} A_n x = -(B_n^T B_n)^{-1} B_n^T A_n x \end{aligned} \quad (18)$$

### قضیه (وجود مد لغزشی)

فرض کنید: الف)  $B_n^T P B > 0$  (ب) مقادیر مثبت و مشخص  $\alpha$  و  $\beta$  وجود دارند، به طوری که

$$\frac{\|PB_n\|}{B_n^T P B} < \alpha, \quad \|x\| < \beta \quad (19)$$

حال با استفاده از ورودی کنترل (۲۰) و انتخاب  $\rho$  به صورت (۲۱)

$$u = u_{eq} + \rho \text{sign}(s) \quad (20)$$

$$\rho > \alpha \beta \gamma \quad (21)$$

که در آن  $\gamma$  نامساوی  $\|\hat{A}\| < \gamma$  را برآورده می‌کند، سطح لغزش (۱۷) به صورت مقاوم، دسترس پذیر خواهد بود.

### اثبات

برهان خلف - فرض کنید

$$\begin{aligned} \exists s \neq 0: \dot{s} &\geq 0 \\ s \frac{1+kx}{1-kx} \left( -\frac{k\dot{x}}{(1+kx)^2} \right) &\geq 0 \\ -s(R^{-1} \rho B_n^T P)(\hat{A}x + B \rho \text{sign}(s)) &\geq 0 \\ \rho B_n^T P B |s| &\leq -s B_n^T P \hat{A} x \leq |s| |B_n^T P \hat{A} x| \end{aligned} \quad (22)$$

یادآوری: اگر  $x, y \in R^{n \times 1}$ ، آن گاه می‌توان ضرب داخلی  $x$  و  $y$  را به صورت (۲۳) تعریف کرد

$$x \cdot y = x^T y \quad (23)$$

یادآوری: اگر  $x$  و  $y$  دو بردار در فضای  $V$  باشند، آن گاه

$$|x \cdot y| \leq \|x\| \|y\| \quad (24)$$

که خروجی مطلوب عملگر هیدرولیکی (سیگنال کنترل زیرسیستم موقعیت) است

$$\dot{s} = \dot{F} - \dot{F}_d = f(t) + g(t)u(t) - \dot{F}_d \quad (33)$$

اکنون با توجه به (۳۱) خواهیم داشت

$$\dot{s} = f(t) + g_m(\Delta g - 1)u + g_m \dot{u} - \dot{F}_d \quad (34)$$

برای استخراج  $u_{eq}$  با استفاده از (۳۳) و با توجه به عدم آگاهی از دینامیک داخلی سیستم  $(f)$ ، از مقدار تخمینی آن استفاده شده است. در مورد  $g$  نیز با توجه به مشخص بودن مقدار نامی آن یعنی  $g_m$ ، خواهیم داشت

$$u_{eq} = \frac{1}{g_m}(-\hat{f} + \dot{F}_d) \quad (35)$$

که در آن  $\hat{f}$  مقدار تخمینی  $f$  است. با پیشنهاد قانون کنترل مد لغزشی به صورت

$$u = u_{eq} - k_r s - k_f \text{sign}(s) - \frac{1}{g_m}(-\hat{f} + \dot{F}_d - \eta_r s - \eta_f \text{sign}(s)) \quad (36)$$

که  $\eta_r = k_r g_m$  و  $\eta_f = k_f g_m$  و با جایگذاری  $u$  در (۳۴) و بازنویسی آن داریم

$$\dot{s} = -\eta_r s - \eta_f \text{sign}(s) + (f - \hat{f}) + g_m(\Delta g - 1)u \quad (37)$$

یادآوری: برای هر مجموعه متعامد کامل  $z_i(t)$  روی بازه  $[t_1, t_r]$  تابع دلخواه  $f(t)$  می‌تواند به صورت سری زیر نمایش داده شود [۱۴]

$$f(t) = w_1 z_1(t) + w_2 z_2(t) + \dots + w_n z_n(t) + \dots \quad (38)$$

با تعریف بردارهای  $Z$  و  $W$ ، (۳۸) به صورت رابطه برداری (۳۹) قابل بازنویسی است

$$f = W^T Z + \varepsilon \quad (39)$$

و  $\varepsilon = \sum_{i=n+1}^{\infty} w_i z_i$  اگر  $\hat{f} = \hat{W}^T Z$  باشد، با انتخاب  $W - \hat{W} = \tilde{W}$  و با توجه به (۳۷) خواهیم داشت

$$\dot{s} = -\eta_r s - \eta_f \text{sign}(s) + \tilde{W}^T Z + g_m(\Delta g - 1)u + \varepsilon \quad (40)$$

با انتخاب تابع لیاپانوف به صورت

$$V = \frac{1}{\gamma} s^2 + \frac{1}{\gamma} \tilde{W}^T Q \tilde{W} \quad (41)$$

که در آن  $Q$  یک ماتریس مثبت معین است و با منفی ساختن مشتق زمانی تابع لیاپانوف، هم سیستم در مد لغزشی قرار می‌گیرد و هم پارامترهای بردار  $W$  تخمین زده می‌شوند. با توجه به این که بردار  $W$  دارای عناصر ثابت با زمان است

$$\dot{\tilde{W}} = -\dot{\hat{W}} \quad (42)$$

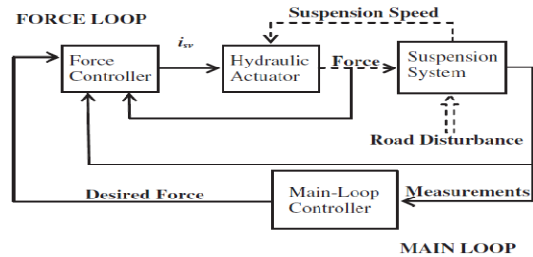
و به این ترتیب

$$\dot{V} = -\eta_r s^2 - \eta_f |s| + \tilde{W}^T (Zs - Q\dot{\tilde{W}}) + g_m(\Delta g - 1)su + s\varepsilon \quad (43)$$

با توجه به (۴۳)، برای منفی ساختن  $\dot{V}$  می‌توان به صورت زیر عمل کرد

(۱) انتخاب یک مقدار مثبت برای  $\eta_r$

(۲) انتخاب  $\dot{\tilde{W}}$  با هدف صفر کردن ترم سوم



شکل ۳: زیرسیستم‌های کنترل موقعیت و نیرو [۸].

$$\dot{F} = -\beta F - \alpha A^T(\dot{x}_s - \dot{x}_u) + \gamma Ax \sqrt{P_s - \frac{\text{sign}(u)F}{A}} \quad (28)$$

در این رابطه

$$\alpha = \frac{4\beta_e}{V_t}, \quad \beta = \alpha C_{tm}, \quad \gamma = \alpha C_d \omega \sqrt{\frac{1}{\rho}} \quad (29)$$

که در آن  $A$  مساحت پیستون،  $P_s$  فشار منبع هیدرولیکی،  $\beta_e$  ضریب بالک مؤثر،  $V_t$  حجم سیلندر،  $C_{tm}$  ضریب نشت مطلق ناشی از فشار،  $C_d$  ضریب تخلیه،  $\omega$  پهنای شیر کنترل و  $\rho$  چگالی سیال هیدرولیکی است. در این بخش، کنترل نیروی عملگر هیدرولیکی مطابق شکل ۳ به عنوان حلقه درونی صورت می‌گیرد. با توجه به وجود تعداد زیاد پارامترهای مربوط به سیلندر و سیال که تخمین آنها کار ساده‌ای نیست و وجود دینامیک‌های پیچیده‌ای مثل ارتعاشات ناشی از تراکم سیال هیدرولیکی و ... که مدل کردن آنها ساده نیست، در این بخش با عدم قطعیت‌هایی غیر خطی، تغییرپذیر با زمان و دارای کران نامشخص ولی محدود مواجه خواهیم بود. در این شرایط کنترل مد لغزشی به صورت منفرد، پاسخگو نخواهد بود و راهکار پیشنهادی در این فصل، اضافه کردن یک تکنیک تطبیقی تخمین تابع به روش مد لغزشی است. دانش ما در مورد رفتار عملگر هیدرولیکی محدود به سه مورد زیر است:

- ۱) درجه سیستم نسبت به نیرو یک است.
  - ۲) سیستم نسبت به ورودی affine است.
  - ۳) کران بهره سیگنال ورودی، مشخص است.
- با توجه به سه عبارت فوق، دینامیک زیرسیستم نیرو به صورت (۳۰) قابل بیان است

$$\dot{F} = f(t) + g(t)u(t) \quad (30)$$

$$\beta_{\min} \leq g = \frac{g}{g_m} \leq \beta_{\max} \quad (31)$$

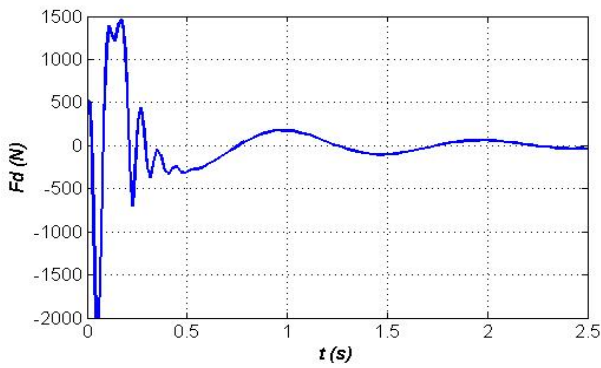
در مورد تابع  $g(t)$ ، حد بالا، حد پایین و مقدار نامی آن که با  $g_m$  نمایش داده می‌شود، معلوم می‌باشند.

در حضور کنترل‌کننده لغزشی مقاوم، تنها می‌توان به مقابله با عدم قطعیت‌های دارای کران مشخص در سیستم پرداخت. لذا به منظور تخمین عدم قطعیت‌های دارای کران نامشخص و تغییرپذیر با زمان در این زیرسیستم، مناسب است که از یک الگوریتم تطبیقی استفاده کنیم [۱۳].

#### ۴- طراحی کنترل‌کننده تطبیقی- لغزشی

با توجه به درجه زیرسیستم نیرو در (۳۰)، سطح لغزش به صورت اختلاف نیروی خروجی عملگر هیدرولیکی و نیروی مطلوب (سیگنال کنترل زیرسیستم موقعیت) تعریف می‌شود

$$S = F - F_d \quad (32)$$



شکل ۵: نیروی خارجی مورد نیاز عملگر هیدرولیکی.

$$\alpha = 10^2, \quad \beta = 5, \quad \gamma = 5 \times 10^2, \quad R = 10^9$$

$$Q = \text{diag}\{100, 1, 1, 1\}, \quad u_{eq} = 18000(x_1 - x_r) \quad (48)$$

$$\rho = \alpha\beta\gamma = 25 \times 10^6$$

به بررسی و تحلیل نتایج شبیه‌سازی می‌پردازیم. شکل ۴ جابه‌جایی بدنه خودرو را در برخورد با دست‌انداز، پیش و پس از فعال‌سازی، مقایسه می‌کند که بهبود رفتار سیستم در حالت فعال واضح است. شکل ۵ نیروی لازم جهت تحقق پاسخ بالا را نشان می‌دهد که با توجه به حداکثر نیروی قابل ایجاد توسط عملگر هیدرولیکی  $|F| < 2KN$  قابل تحقق می‌باشد. شکل ۶ نحوه تغییرات متغیر لغزشی و رسیدن مسیر حالت را به سطح لغزش نشان می‌دهد و همان‌طور که مشخص است، متغیر لغزشی پس از زمان بسیار کوتاهی به مقدار ثابت صفر رسیده که مطلوب ما می‌باشد.

#### بررسی و تحلیل اثر پارامتر R

همان‌طور که در (۱۲) مشاهده می‌شود، پارامتری است که وزن  $\tanh(s)$  را در تابع هزینه مشخص می‌کند و با توجه به این مطلب می‌توان گفت افزایش R، مقادیر متغیر لغزشی را کاهش خواهد داد. به عبارت دیگر فاصله مسیر حالت از سطح لغزش با افزایش R، کاهش خواهد یافت. هدف نهایی کنترل لغزشی را می‌توان اتحاد متغیر لغزشی با صفر، پس از گذشت زمانی محدود در نظر گرفت و بر این اساس، افزایش R ما را به هدف نهایی کنترل لغزشی نزدیک‌تر خواهد کرد. این مطلب را می‌توان به عنوان یک مزیت مهم روش پیشنهادی در نظر گرفت. چرا که بررسی پژوهش‌های قبلی نشان می‌دهد، محققان برای نزدیک شدن به این هدف، روش‌های کنترل مد لغزشی مرتبه بالاتر را پیشنهاد کرده‌اند که منجر به استخراج یک قانون کنترل پیچیده‌تر شده و به اطلاعات مربوط به مشتقات مرتبه بالاتر متغیر لغزشی نیز، نیاز دارد. شکل ۷ منحنی تغییرات متغیر لغزشی را برای دو مقدار مختلف R مقایسه کرده و درستی این ادعا را نشان می‌دهد.

#### ۵-۲ الحاق زیرسیستم کنترل نیرو به زیرسیستم

##### کنترل موقعیت

برای تخمین تابع، پنج هارمونی اول سری فوریه را انتخاب کرده‌ایم که بر این اساس (۴۹) حاصل می‌شود و سایر پارامترها به شکل زیر مقداردهی شده‌اند

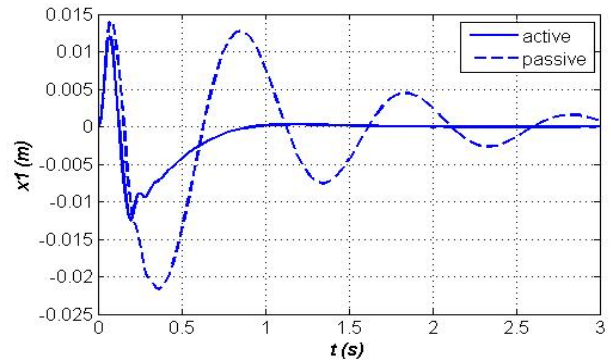
$$\eta_r = 1, \quad g_m = 10^6, \quad \beta_{\max} = 1.875 \quad (50)$$

$$u_{\max} = 2.5, \quad Q = [\text{diag}\{2 \times 10^{-8}\}]_{11 \times 11}$$

$$Z = [1 \quad \sin t \quad \cos t \quad \sin(2t) \quad \cos(2t) \quad \sin(3t) \quad \cos(3t) \quad \sin(4t) \quad \cos(4t) \quad \sin(5t) \quad \cos(5t)]^T$$

$$\hat{W}(0) = [0.1 \quad 0.1 \quad 0.1 \quad 0.1 \quad 0.1 \quad 0.1 \quad 0.1 \quad 0.1 \quad 0.1 \quad 0.1 \quad 0.1]^T$$

#### ۳) انتخاب $\eta_r$ با هدف منفی ساختن مجموع ترم‌های دوم و چهارم



شکل ۴: جابه‌جایی جرم معلق، پیش و پس از فعال‌سازی.

به عنوان نمونه  $\dot{W} = Q^{-1}Zs$  و  $\eta_r > 0$  و  $\eta_r = g_m(\beta_{\max} - 1)u_{\max}$  به این ترتیب خواهیم داشت

$$\dot{V} \leq -\eta_r s^2 + |s||\varepsilon| = (-\eta_r |s| + |\varepsilon|)|s| \quad (44)$$

می‌توان گفت اگر  $s \in \{\sigma \mid \sigma > |\varepsilon|/\eta_r\}$  آن‌گاه

$$\dot{V} \leq \dots \quad (45)$$

به عبارت دیگر، طراحی کنترل‌کننده، قرارگرفتن سیستم در مد لغزشی را فقط در خارج از باند  $|\varepsilon|/\eta_r$  تضمین می‌کند. با توجه به باند به دست آمده، در نگاه اول دو راهکار به ذهن می‌رسد [۱۵]:

۱) افزایش تعداد هارمونی‌های سری فوریه مورد استفاده و در نتیجه کاهش  $\varepsilon$  که حجم محاسبات بخش تطبیقی را زیاد می‌کند [۱۶] و [۱۷].

۲) افزایش  $\eta_r$  که موجب افزایش مصرف انرژی و احتمالاً اشباع عملگر می‌شود [۱۸].

با توجه به مشکلات اشاره‌شده، راهکار دیگری با فرض مشخص بودن کران بالای  $\varepsilon$  قابل ارائه است. فرض کنید  $|\varepsilon| < \delta$  باشد. با انتخاب

$$\eta_r = g_m(\beta_{\max} - 1)u_{\max} + \delta \quad (46)$$

خواهیم داشت

$$\dot{V} \leq -\eta_r s^2 + |s||\varepsilon| - \delta |s| \leq 0 \quad (47)$$

با توجه به (۴۶) برای  $s \neq 0$ ،  $\dot{V} < 0$ ، که نشان می‌دهد زیرسیستم نیرو در مد لغزشی قرار گرفته است. از طرفی به دلیل عدم وجود  $\hat{W}$  در این رابطه، همگرایی  $\hat{W}$  به  $W$  قابل تضمین نیست. به عبارت دیگر تا زمانی که  $s \neq 0$ ،  $V$  کاهش می‌یابد و با صفرشدن  $s$ ، ممکن است  $V$  ثابت بماند که با دقت در (۳۷)، غیر قابل تضمین بودن همگرایی  $\hat{W}$  به  $W$  قابل برداشت است.

#### ۵- نتایج شبیه‌سازی

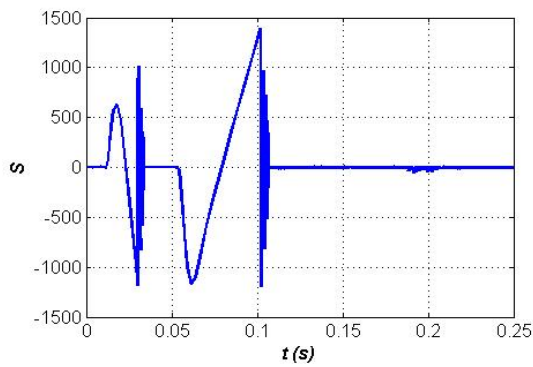
در این بخش با اعمال کنترل‌کننده لغزشی- تطبیقی مورد نظر، چگونگی تغییرات سطح لغزشی، سیگنال کنترلی و نیز جابه‌جایی جرم‌های معلق و غیر معلق بررسی شده است.

#### ۵-۱ سطح لغزش بهینه لگاریتمی

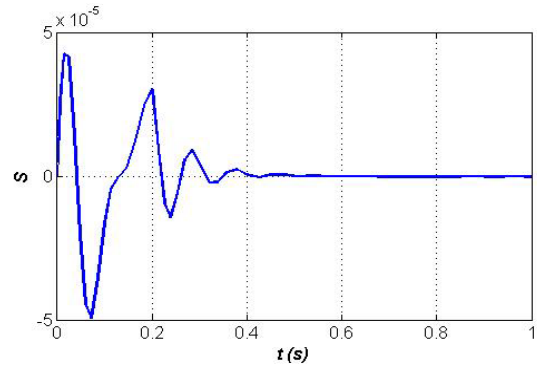
با انتخاب مقادیر پارامترها به صورت

$$(49)$$

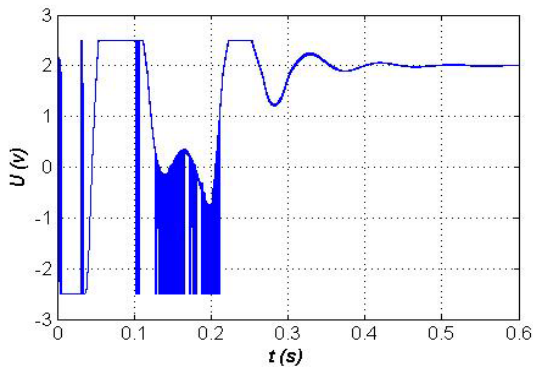




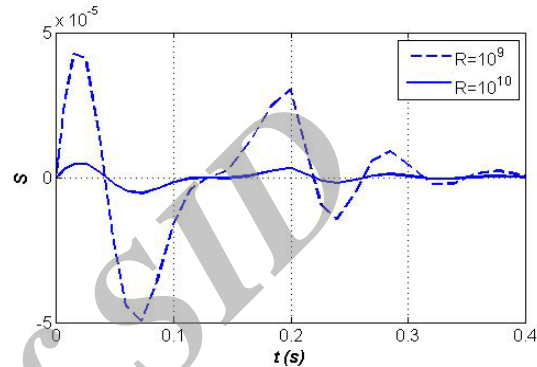
شکل ۹: نحوه تغییرات متغیر لغزشی.



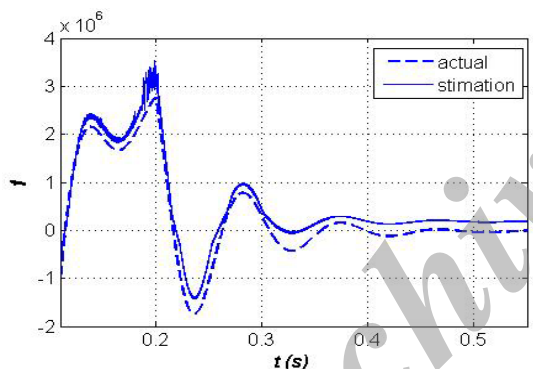
شکل ۶: نحوه تغییرات متغیر لغزشی.



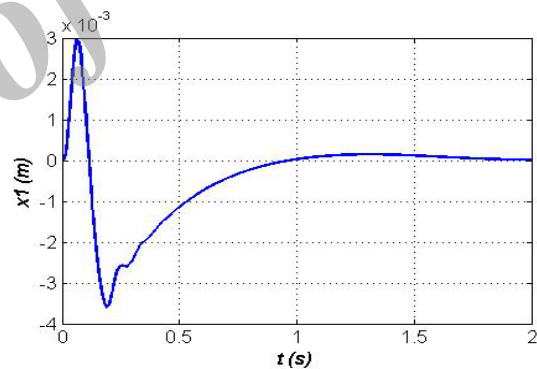
شکل ۱۰: ولتاژ اعمالی به شیر الکترونیکی.



شکل ۷: منحنی تغییرات متغیر لغزشی به ازای دو مقدار مختلف R.



شکل ۱۱: مقایسه مقادیر حقیقی و تخمینی تابع f.



شکل ۸: جابه‌جایی جرم معلق با در نظر گرفتن اثر عملگر.

از تلفیق روش مد لغزشی و یک الگوریتم تطبیقی مناسب برای غلبه بر عدم قطعیت‌های دارای کران نامشخص این زیرسیستم بهره بردیم. سودمندی این روش مقابله با عدم قطعیت‌های سیستم، بدون آگاهی از کران آنها بود. نکته قابل توجه دیگر در مورد این روش را می‌توان این گونه توضیح داد که هدف نهایی کنترل لغزشی را می‌توان اتحاد متغیر لغزشی با صفر، پس از گذشت زمانی محدود در نظر گرفت. بر این اساس افزایش  $R$ ، ما را به این هدف نزدیک‌تر خواهد کرد. این مطلب را می‌توان به عنوان یک مزیت مهم روش پیشنهادی در زیرسیستم موقعیت در نظر گرفت. بررسی پژوهش‌های قبلی نشان می‌دهد، محققان برای نزدیک شدن به این هدف، روش‌های کنترل مد لغزشی مرتبه بالاتر را پیشنهاد کرده‌اند که منجر به استخراج یک قانون کنترل پیچیده‌تر شده و به اطلاعات مربوط به مشتقات مرتبه بالاتر متغیر لغزشی نیز، نیاز دارد. سرانجام به وسیله شبیه‌سازی و با توجه به شکل‌های ۴ تا ۱۱، نتایج حاصله از مقایسه در حالت وجود و عدم وجود کنترل‌کننده، بهبود عملکرد سیستم در شرایط وجود کنترل‌کننده نمایش داده شد.

شکل ۸ جابه‌جایی بدنه خودرو را در سیستم تعلیق فعال در حضور عملگر هیدرولیکی نمایش می‌دهد و در این حالت نیز دیده می‌شود که نوسانات بدنه در کمتر از یک ثانیه میرا شده است. شکل ۹ نحوه تغییرات متغیر لغزشی زیرسیستم نیرو را نشان می‌دهد که رسیدن متغیر لغزشی به مقدار صفر در یک زمان محدود، در این شکل آشکار است. شکل ۱۰ ولتاژ اعمالی به شیر سروو را به عنوان ورودی کنترل نمایش می‌دهد که در محدوده مجاز کمتر از ۲/۵ ولت قرار دارد. شکل ۱۱ مقادیر حقیقی و تخمینی تابع  $f$  را نمایش می‌دهد و همان گونه که از این شکل مشخص است، تخمین تابع حقیقی با دقت بالایی صورت گرفته و این امر به دلیل استفاده از الگوریتم تطبیقی در ساختار کنترل‌کننده است.

## ۶- نتیجه‌گیری

در این مقاله یک روش جدید برای طراحی کنترل‌کننده سیستم تعلیق فعال ۱/۴ خودرو با عملگر هیدرولیکی از طریق تفکیک آن به دو زیرسیستم ارائه گردید. در روش طراحی کنترل‌کننده پیشنهادی از ویژگی قوام روش لغزشی در زیرسیستم موقعیت استفاده شد و در زیرسیستم نیرو

## مراجع

- [۱۶] م. معاونیان، م. شهاب و ا. م. پاشایی نژاد، "عیب‌یابی سیستم تعلیق فعال خودرو با در نظر گرفتن رفتار غیر خطی عملگر هیدرولیکی و ملاحظه اختلال در کنترلر"، دومین کنفرانس تخصصی پایش وضعیت و عیب‌یابی ماشین‌آلات، صص. ۴۲۷-۴۱۸، اسفند ۱۳۸۶.
- [17] S. Toyama, F. Ikeda, and Y. Sorimachi, "A second - order sliding mode controller for active suspension systems," in *Proc. Int. Conf. on Control, Automation, and Systems*, pp. 18-23, Oct. 2008.
- [18] J. D. Sanchez - Torres, A. G. Loukianov, M. I. Galicia, J. Ruiz, and J. Rivera, "ABS and active suspension control via high order sliding modes and linear geometric methods for disturbance rejection," in *Proc. Int. Conf. on Digital Object Identifier*, 6 pp., Oct. 2011.
- سیدعلی ظهیری پور** تحصیلات خود را در مقاطع کارشناسی و کارشناسی ارشد مهندسی برق گرایش کنترل به ترتیب در سال‌های ۱۳۸۹ و ۱۳۹۱ در دانشگاه علم و صنعت ایران به پایان رسانده است و هم‌اکنون دانشجوی دکتری دانشگاه علم و صنعت می‌باشد. زمینه‌های تحقیقاتی مورد علاقه ایشان عبارتند از: فعال‌سازی سیستم‌های تعلیق خودرو و قطار، کنترل مقاوم ساختار متغیر، سیستم‌های ناوبری با صفحه پایدار و strap down انواع روش‌های افزایش دقت ناوبری و کالیبراسیون سیستم‌های ناوبری.
- رضا تقفدی اسراری** تحصیلات خود را در مقاطع کارشناسی و کارشناسی ارشد مهندسی برق - کنترل به ترتیب در سال‌های ۱۳۹۰ و ۱۳۹۲ از دانشگاه علم و صنعت ایران به پایان رسانده است. زمینه‌های تحقیقاتی مورد علاقه ایشان عبارتند از: کنترل سیستم‌های غیر خطی، کنترل مقاوم، کنترل سیستم‌های چند متغیره، کنترل کلاسیک به روش متغیر با زمان.
- علی اکبر جلالی** در سال ۱۳۶۴ و ۱۳۶۸ مدارک کارشناسی و کارشناسی ارشد مهندسی برق خود را به ترتیب از دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی و دانشگاه ال‌آهاما در آمریکا دریافت نمود و در سال ۱۳۷۳ موفق به اخذ درجه دکترا در مهندسی برق - کنترل از دانشگاه ویرجینیای غربی آمریکا گردید. دکتر جلالی پس از اتمام دوره دکتری و بازگشت به ایران در دانشکده مهندسی برق دانشگاه علم و صنعت ایران در تهران مشغول به فعالیت گردید و اینک نیز عضو هیأت علمی این دانشکده با رتبه علمی استادی می‌باشد. ایشان هم‌اکنون استاد پاره‌وقت دانشگاه ویرجینیای غربی نیز بوده و از متخصصین خبره فناوری اطلاعات و ارتباطات کشور محسوب می‌شود. زمینه‌های علمی مورد علاقه نام‌برده متنوع بوده و شامل موضوعاتی مانند کنترل کلاسیک، کنترل فرایندهای اتفاقی، کنترل مقاوم، کنترل بهینه و فناوری اطلاعات و کاربردهای آن می‌باشد.
- سیدکمال‌الدین موسوی مشهدی** تحصیلات خود را در مقاطع کارشناسی، کارشناسی ارشد و دکترای مهندسی برق به ترتیب در سال‌های ۱۳۷۳، ۱۳۷۶ و ۱۳۸۵ از دانشگاه فردوسی مشهد به پایان رسانده است و هم‌اکنون عضو هیأت علمی دانشکده مهندسی برق دانشگاه علم و صنعت ایران می‌باشد. زمینه‌های تحقیقاتی مورد علاقه ایشان اعم از نظری یا ساخت، متنوع بوده و شامل موضوعات: کنترل غیرخطی، کنترل تطبیقی، کنترل فرایندهای اتفاقی، رباتیک، منطق فازی، کنترل چندمتغیره، طراحی و ساخت حسگرها، پردازش تصویر، محاسبات نرم، کنترل صنعتی و شبکه‌های صنعتی می‌باشد.
- [1] M. Xin and J. Fei, "Adaptive sliding mode controller for vehicle suspension system," in *Proc. Int. Conf. on Information Science and Technology*, pp. 811-816, Mar. 2011.
- [2] H. Y. Chen and S. J. Huang, "Adaptive sliding controller for active suspension system," in *Proc. Int. Conf. on Control and Automation*, vol. 1 pp. 282-287, Jun. 2005.
- [3] S. Chantranuwathana and H. Peng, "Adaptive robust force control for vehicle active suspensions," *Int. J. of Adaptive Control and Signal Processing*, vol. 18, no. 2, pp. 83-102, Mar. 2004.
- [4] J. Lin, R. J. Lian, C. N. Huang, and W. T. Sie, "Enhanced fuzzy sliding mode controller for active suspension systems," *Mechatronics*, vol. 19, no. 7, pp. 1178-1190, Oct. 2009.
- [5] N. Yagiz, Y. Hacioglu, and Y. Taskin, "Fuzzy sliding-mode control of active suspensions," *IEEE Trans. on Industrial Electronics*, vol. 55, no. 11, pp. 3883-3890, Nov. 2008.
- [6] A. A. Wijaya, Wahyudi, R. Akmeliawati, and F. J. Darsivan, "Natural logarithm sliding mode control (ln-SMC) using EMRAN for active engine mounting system," in *Proc. 11th Int. Conf. Control, Automation, Robotics, and Vision Singapore*, pp. 1365-1369, Dec. 2011.
- [7] S. A. Zahiripour and A. A. Jalali, "Designing an adaptive sliding-mode controller for car active suspension system using an optimal proportional-integral sliding surface," in *Proc. Int. Conf. on Future Information Technology and Management Science & Engineering Lecture Notes in Information Technology*, vol. 14, pp. 248-255, Apr. 2012.
- [8] Y. P. Chen and J. L. Chang, "A new method for constructing sliding surfaces of linear time-invariant systems," *Int. J. of Systems Science*, vol. 31, no. 4, pp. 417-420, Nov. 2010.
- [9] F. Deepak, B. Bandyopadhyay, and L. Fridman, "Non - linear sliding surface: towards high performance robust control," *IET Control Theory Appl*, vol. 6, no. 2, pp. 235-242, Jan. 2010.
- [10] R. Chuanbo, W. Liang, Z. Cuicui, and L. Lin, "Variable structure model following control for dual-input active suspension," in *Proc. of IEEE*, 6 pp., Wuhan, China, 25-26 Dec. 2010.
- [11] S. Hui, Q. Wei, and W. Enrong, "The sliding model-following control for semi-active MR-vehicle suspension," in *Proc. of 2nd Int. Conf. Information Engineering and Computer Science*, pp. 351-354, Apr. 2010.
- [12] B. Assadsangabi, M. Eghtesad, F. Daneshmand, and N. Vahdati, "Hybrid sliding mode control of semi-active suspension systems," *Smart Mater. Struct.*, vol. 18, no. 12, pp. 1-10, Nov. 2009.
- [13] B. L. Zhang, G. Y. Tang, and F. L. Cao, "Optimal sliding mode control for active suspension systems," in *Proc. of the IEEE International Conf. on Networking, Sensing, and Control*, pp. 351-356, Okayama, Japan, Mar. 2009.
- [14] E. Chavez-Conde, F. Beltran-Carbajal, A. Blanco-Ortega, and H. Mendez-Azua, "Sliding mode and generalized PI control of vehicle active suspensions," in *Proc. 18th IEEE Int. Conf. on Control Applications Part of IEEE Multi - Conf. on Systems and Control, Saint Petersburg*, pp. 1726-1731, Jul. 2009.
- [15] S. G. Sajad and B. H. Mohammad, "Optimal design of rotating sliding surface for sliding mode control," in *Proc. American Control Conf.*, pp. 774-777, Jun. 2009.