

طراحی کنترل کننده بهینه فعال با سطح لغزشی انتگرال مرتبه کسری برای سیستم تعلیق خودرو

سعید بلوچیان*

دانشیار، مهندسی برق، دانشگاه آزاد اسلامی واحد گناباد، گناباد، ایران

سهیلا داوودی مقدم

کارشناسی ارشد، مهندسی برق، دانشگاه آزاد اسلامی واحد گناباد، گناباد، ایران

چکیده

در این مقاله کنترل کننده بهینه مدلزغشی انتگرالی با مشتقات مرتبه کسری برای سیستم تعلیق فعال یک چهارم خودرو، جهت دستیابی به کنترل ایمن و راحتی سرنشینان در حضور عدم قطعیت‌ها، طراحی می‌شود. با توجه به دینامیک غیرخطی محرک هیدرولیکی، باید کنترلر به گونه‌ای طراحی شود تا سیستم در مقابل تغییر پارامترها، مقاوم باشد. از این رو کنترلر مدلزغشی که یک روش کنترل مقاوم است مورد استفاده قرار می‌گیرد. در روش پیشنهادی، کنترل کننده مدلزغشی با سطح انتگرال مرتبه کسری در یک سیستم تعلیق خودرو تعریف خواهد شد. در کنترل کننده برای بدست آوردن مقادیر بهینه، پارامترهای سطح لغزش مرتبه کسری توسط الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات بهینه‌سازی می‌شود. در نهایت جهت بررسی صحت روش پیشنهادی، سیستم در دو حالت فعال و غیرفعال، شبیه‌سازی و با یکدیگر مقایسه می‌شود که نتایج بدست آمده، عملکرد مطلوب سیستم تعلیق را در حالت فعال و در حضور عدم قطعیت جاده، نشان می‌دهد.

واژه های کلیدی: کنترل لغزشی، کنترل مقاوم، انتگرال مرتبه کسری، چترینگ، سیستم تعلیق خودرو، الگوریتم بهینه سازی ازدحام ذرات.

Optimal Active Controller Design with Fractional Integral sliding sector for Vehicle Suspension System

S. Balochian

Department of Electrical Engineering, Gonabad Branch Islamic Azad University, Gonabad, Iran

S. Davodi Moghadam

Department of Electrical Engineering, Gonabad Branch Islamic Azad University, Gonabad, Iran

Abstract

In this paper, optimal integral sliding mode controller with fractional derivative for $1/4$ active suspension vehicle in order to achievement of safe control and passenger comfort in presence of uncertainty has been designed. Since, hydraulic actuator has nonlinear behavior, controller should be designed robustly. Therefore, sliding mode control as a robust controller is used. In the proposed method, sliding mode controller with fractional integral sliding surface is defined. In order to optimal design, fractional integral sliding surface parameters using particle swarm optimization (PSO) is optimized. Finally accuracy and performance of proposed method is validated by using active and passive method. Simulation results are shown performance of the proposed method in presence of road uncertainty.

Keywords: Sliding mode control, Robust control, fractional integral, chattering, suspension system, Particle Swarm Optimization.

سازگار شود. در این نوع سیستم از عملگر هیدرولیکی که توسط واحد کنترل الکترونیکی کنترل می‌گردد، استفاده می‌شود [۱]. در سیستم تعلیق فعال شتاب بدنه خودرو و شتاب عمودی چرخ توسط نیروی عملگر هیدرولیکی کنترل می‌گردد که باعث از بین رفتن ارتعاشات در ناهمواری‌های جاده می‌شود. از میان مدل‌های سیستم تعلیق خودرو سه مدل برای مدل‌سازی وجود دارد که مورد توجه بسیاری از محققان قرار گرفته است: کامل، یک دوم و یک چهارم. به علت ساده بودن و دارا بودن تمام مشخصات خودرو کامل، از مدل یک چهارم که تنها برای یک چرخ خودرو در نظر گرفته می‌شود، بیشتر استفاده می‌شود [۱، ۲]. روش‌های دیگر مدل‌سازی و کنترل کننده سیستم تعلیق خودرو در [۳، ۴] پیشنهاد شده است. به منظور کنترل سیستم تعلیق خودرو، تاکنون استراتژی‌های مختلفی ارائه شده است. روش‌های کنترل فازی [۵-۷] و روش‌های کنترل مقاوم مانند کنترل پس‌خورده خروجی مدلزغشی برای سیستم تعلیق فعال خودرو یک چهارم با دینامیک غیرخطی [۸]، که در آن به جای تقسیم سیستم به سیستم محرک و یک زیرسیستم تعلیق، سیستم به یک زیرسیستم خطی و غیرخطی تقسیم می‌شود که

۱- مقدمه

رانندگی ایمن و راحتی سفر از معیارهای مهم خودروسازان در طراحی سیستم تعلیق خودرو است. یک سیستم تعلیق خودرو ایده‌آل باید بتواند بدنه خودرو را نسبت به ارتعاشات ناشی از جاده، ایمن سازد. به طور کلی از نظر کیفیت عملکرد، سیستم‌های تعلیق خودرو به سه دسته طبقه‌بندی می‌شوند. سیستم‌های تعلیق غیرفعال، فعال و نیمه‌فعال. سیستم تعلیق غیرفعال قدیمی‌ترین سیستم تعلیق می‌باشد که شامل میراکننده معمولی است و به دلیل داشتن پارامترهای ثابت و عدم وجود کنترل پس‌خورده، نمی‌تواند پاسخ مناسبی به تغییر شرایط سیستم دهد. در تعلیق نیمه‌فعال، میراکننده‌ها قابل تغییر هستند و سیستم نسبت به تعلیق غیرفعال عملکرد بهتری دارد. یکی از روش‌های مناسبی که در سال‌های اخیر مورد مطالعه قرار گرفته است و می‌تواند عملکرد سیستم تعلیق را بهبود بخشد، استفاده از سیستم تعلیق فعال می‌باشد. سیستم تعلیق فعال برخلاف تعلیق غیرفعال می‌تواند محدوده وسیعی از تغییر پارامترها را پاسخ دهد و با تغییر پارامترهای سیستم

* Damper

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: saeed.balochian@gmail.com

توسط الگوریتم PSO صورت می‌گیرد. در نهایت در بخش ۶ جهت بررسی عملکرد روش پیشنهادی، شبیه‌سازی صورت می‌گیرد و نتایج آن ارائه می‌شود و در انتها در بخش ۷ نتیجه‌گیری از روش پیشنهادی ارائه خواهد شد.

۲- مبانی و تعاریف اولیه در محاسبات مرتبه کسری

به دلیل استفاده از کنترل‌کننده مرتبه کسری لغزشی در این مقاله، ابتدا مفاهیم اصلی مورد نیاز مقاله در بخش طراحی کنترل‌کننده آورده شده است که جهت اطلاعات بیشتر می‌توانید به مراجع [۱۵-۱۸] مراجعه کرد.

محاسبات مرتبه کسری نقش بسیار مهمی در زمینه‌های گوناگون علمی به خصوص مهندسی کنترل دارد زیرا می‌تواند رفتار سیستم‌های پیچیده دینامیکی را مناسب تر از مرتبه صحیح توصیف و مدل سازی کند و در حال حاضر به عنوان یک ابزار کارآمد در مهندسی کنترل، الکترونیک، رباتیک و پردازش سیگنال شناخته می‌شود [۱۵]. اگر مرتبه کسری، جایگزین مرتبه صحیح مشتق یا انتگرال شود باید از حسابان کسری برای حل مشتق و انتگرال کسری استفاده کرد. به طور کلی عملگر مشتق‌گیر-انتگرال‌گیر مرتبه کسری به صورت رابطه (۱) نمایش داده می‌شود [۱۶].

$${}_a D_t^\alpha = \begin{cases} \frac{d^\alpha}{dt^\alpha} & \alpha > 0 \\ 1 & \alpha = 0 \\ \int_a^t (d\tau)^{-\alpha} & \alpha < 0 \end{cases} \quad (1)$$

اپراتور مشتق‌گیر-انتگرال‌گیر به صورت ${}_a D_t^\alpha$ نشان داده می‌شود که در آن ثابت a مربوط به شرایط اولیه است و $\alpha \in R$ و مرتبه کسری می‌باشد. این عملگر نمادی است که برای بدست آوردن مشتق و انتگرال کسری به کار می‌رود. برای مقادیر مثبت α نماد مشتق و برای مقادیر منفی α نماد انتگرال است. تاکنون تعاریف مختلفی برای مشتقات و انتگرال‌های مرتبه کسری بیان شده است. از معروف‌ترین تعاریف مرتبه کسری، تعریف ریمان-لیویل^۵، کاپوتو^۶ و گرانوالد-لتنیکوف^۷ است [۱۷]. در این مقاله از تعریف ریمان-لیویل که پرکاربردترین و ساده‌ترین تعریف مرتبه کسری است، استفاده می‌شود [۱۸].

تعریف ۱: انتگرال ریمان-لیویل از مرتبه α به صورت (۲) تعریف می‌شود [۱۷]:

$${}_a D_t^{-\alpha} f(t) = \frac{1}{\Gamma(\alpha)} \int_a^t (t-\tau)^{\alpha-1} f(\tau) dt \quad (2)$$

که در آن $0 < \alpha < 1$ و t زمان اولیه است و $\Gamma(x)$ تابع گاما است.
تعریف ۲: مشتق ریمان-لیویل از مرتبه α به صورت (۳) تعریف می‌شود:

$${}_a D_t^\alpha f(t) = \frac{1}{\Gamma(n-\alpha)} \frac{d^n}{dt^n} \int_a^t (t-\tau)^{n-\alpha-1} f(\tau) dt \quad (3)$$

که در آن $m-1 \leq \alpha < m$ می‌باشد و m کوچکترین عدد صحیح بزرگتر از α است.

طراحی کنترل‌کننده را تا حد زیادی تسهیل می‌کند و یا در [۹] که از کنترل مدلغزشی مبتنی بر الگوریتم فراچرخشی^۱ STA برای سیستم تعلیق استفاده می‌شود که اثرات چترینگ را تا حد زیادی کاهش دهد. همچنین در [۱۰] کنترل مدلغزشی مرتبه کسری با مدل آزاد برای یک سیستم تعلیق خودرو فعال نیز ارائه شده است. [۱۱] برای کنترل سیستم تعلیق خودرو، یک روش جدید مبتنی بر کنترل مدلغزشی مرتبه کسری (FOSMC)^۲ بر اساس یک رگولاتور درجه دو خطی (LQR)^۳ برای یک کلاس از سیستم‌های غیر خطی نامشخص ارائه می‌دهد. در [۱۲] برای کنترل‌کننده سیستم تعلیق فعال خودرو از دو کنترل‌کننده تطبیقی برای سیستم تعلیق فعال خودرو با دینامیک غیرخطی استفاده می‌شود و در [۱۳] کنترل سیستم تعلیق خودرو مبتنی بر H_∞ طراحی شده است.

در این مقاله برای طراحی قانون کنترل، از کنترل مدلغزشی با سطح لغزش مرتبه کسری استفاده می‌شود. روش کنترل مدلغزشی بدلیل سهولت پیاده‌سازی، مقاومت در برابر عدم قطعیت‌ها و اغتشاشات بیرونی به عنوان یکی از بهترین روش‌های سیستم‌های کنترلی شناخته شده است [۹]. در کنترل مدلغزشی مرتبه کسری ارائه شده در مقاله حاضر، در سطح لغزش به جای استفاده از مشتق و انتگرال مرتبه صحیح، مشتق و انتگرال مرتبه کسری بکار می‌رود که در مقایسه با کنترل‌کننده مرتبه صحیح، باعث بهبود عملکرد سیستم کنترل می‌شود که با قرار گرفتن روی آن، خطای ردیابی به سمت صفر همگرا خواهد شد. سپس جهت بهینه‌سازی پارامترهای سیستم کنترل، از روش بهینه‌سازی ازدحام ذرات (PSO)^۴ که با الگوگیری و شبیه‌سازی رفتار پرواز دسته جمعی پرندگان یا حرکت دسته جمعی ماهی‌ها بنا نهاده شده است، استفاده می‌شود.

برخلاف روش‌های بهینه‌سازی کلاسیک، الگوریتم PSO مبتنی بر گرادین نیست. بنابراین می‌تواند برای مسائل بهینه‌سازی ای که تا حدودی بی‌قاعده، نویزدار و متغیر با زمان هستند، به کار رود. همچنین این الگوریتم، بار محاسباتی کمتر و سرعت همگرایی سریع‌تری دارد و اجازه می‌دهد تا درصد خطای کمتری نسبت به روش‌های مبتنی بر گرادین داشته باشیم و احتمال گیر افتادن در کمینه‌های محلی را نیز کاهش می‌دهد [۱۴].

هدف از طراحی سیستم کنترل پیشنهادی، کاهش دامنه جابجایی فضای تعلیق می‌باشد که راحتی سرنشینان و سهولت رانندگی را فراهم کند. در انتهای مقاله برای بررسی عملکرد و کارایی قانون کنترل پیشنهادی با استفاده از نرم‌افزار متلب در روی یک جاده با ورودی تصادفی شبیه‌سازی‌هایی صورت می‌گیرد و نتایج آن ارائه می‌شود.

ساختار این مقاله به این شرح است: در بخش ۲ مبانی و

تعاریف اولیه در محاسبات مرتبه کسری توضیح داده می‌شود. در بخش ۳، سیستم تعلیق فعال یک چهارم خودرو، مدل‌سازی می‌شود. در بخش ۴، طراحی کنترل‌کننده با استفاده از کنترل مدلغزشی و محاسبات مرتبه کسری پیشنهاد می‌شود و در ادامه و در بخش ۵، بهینه‌سازی

¹ Super twisting algorithm

² Fractional-order sliding mode control

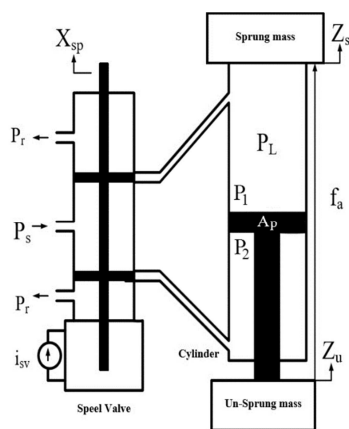
³ Linear-quadratic regulator

⁴ Particle swarm optimization

⁵ Riemann-Liouville

⁶ Caputo

⁷ Grunwald-Letnikov



شکل ۲- محرک هیدرولیکی [۲۱]

که در آن P_L ، P_r ، P_s به ترتیب منبع هیدرولیک، فشار برگشتی شیر و فشار سیال در سیلندر می‌باشد. با تغییر موقعیت شیر، اختلاف فشار در P_1 و P_2 ایجاد می‌شود. این اختلاف فشار در سطح مقطع A_p نیرو محرکه f_a لازم را ایجاد خواهد کرد که این نیرو توسط رابطه (۵) بیان می‌شود [۲۱].

$$f_a = P_L \times A_p \quad (5)$$

مشتق P_L عبارتست از:

$$\left(\frac{V_t}{A_p \beta}\right) \dot{P}_L = Q - C_{tp} P_L - A(\dot{z}_s - \dot{z}_u) \quad (6)$$

که در آن V_t حجم محرک، β ضریب حجمی موثر هیدرولیک، Q جریان بار هیدرولیکی، C_{tp} ضریب نشت کامل پیستون، A محدوده حرکت محرک، \dot{z}_s سرعت جرم بدنه خودرو و \dot{z}_u سرعت جرم چرخ است. علاوه بر این، رابطه بین جابجایی دریاچه شیر و جریان بار شیر توسط (۷) بدست می‌آید:

$$Q = C_d \omega x_{sp} \sqrt{\frac{1}{\rho} [P_s - \text{sgn}(x_{sp}) P_L]} \quad (7)$$

که C_d ضریب تخلیه، ω پهنای شیر کنترل، x_{sp} جابه جایی دریاچه شیر از موقعیت بسته و ρ چگالی سیال هیدرولیکی می‌باشد. رابطه دینامیکی رفتار غیرخطی محرک هیدرولیکی به صورت (۸) می‌باشد:

$$\dot{F}_a = -\alpha A_p^2 (\dot{z}_s - \dot{z}_u) - \beta P_L + \gamma A_p \sqrt{[P_s - \text{sgn}(x_{sp}) P_L]} \quad (8)$$

که در آن:

$$\alpha = \frac{4\beta}{V_t}, \quad \beta = \alpha C_{tm}, \quad \gamma = \alpha C_d \omega x_{sp} \sqrt{\frac{1}{\rho}}$$

و C_{tm} ثابت ضریب نشت کل است. با در نظر گرفتن محرک هیدرولیکی به عنوان یک سیستم، می‌توان ورودی سیستم را u و خروجی آن را F_a در نظر گرفت. برای اعمال روش‌های کنترلی لازم است مدل فضای حالت سیستم و یا تابع تبدیل حاکم بر آن استخراج شود. در اینجا مدل فضای حالت سیستم ارائه می‌شود. توجه شود که خروجی سیستم، شتاب بدنه خودرو است. به این ترتیب متغیرهای حالت به صورت روابط (۹) تا (۱۴) می‌باشد:

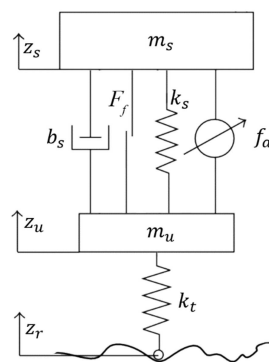
$$x_1 = z_s - z_u \quad (9)$$

$$x_2 = \dot{z}_s \quad (10)$$

از این تعریف مشتق و انتگرال ریمان لیوویل پس از بیان مدل سیستم تعلیق که در بخش ۳ معرفی می‌گردد، در طراحی کنترل کننده استفاده می‌شود.

۳- مدل سازی سیستم تعلیق خودرو همراه با محرک هیدرولیکی

در یک سیستم تعلیق ایده آل، ایزوله کردن بدنه از جاده و جلوگیری از چرخی‌ها از جاده از مهمترین اهداف مهندسی کنترل است. در سیستم تعلیق، مدل‌های پرکاربری که مورد استفاده قرار می‌گیرد به قلاب آسمانی، قلاب زمینی و هیبریدی تقسیم بندی می‌شوند. مدل مینا در این مقاله قلاب آسمانی است، زیرا نسبت به روش قلاب زمینی و هیبریدی آسایش سرنشینان بیشتر و کنترل خودرو بهتر انجام می‌پذیرد [۱۹]. شکل ۱، سیستم تعلیق خودرو را نشان می‌دهد.



شکل ۱- سیستم تعلیق خودرو [۱۹]

معادلات دینامیکی سیستم تعلیق برای مدل یک چهارم خودرو براساس قانون دوم نیوتن، به صورت (۴) بیان می‌شود [۲۰]:

$$m_s \ddot{z}_s = k_s (z_u - z_s) + b_s (\dot{z}_u - \dot{z}_s) + f_a - F_f \quad (4)$$

$$m_u \ddot{z}_u = k_t (z_r - z_u) - k_s (z_u - z_s) - b_s (\dot{z}_u - \dot{z}_s) - f_a + F_f$$

که در آن m_s ، m_u ، k_s و k_t به ترتیب جرم بدنه خودرو، جرم چرخ، ضریب سختی تعلیق و ضریب سختی چرخ است که برای ضریب k_t میرایی ناچیزی فرض می‌شود. b_s ضریب میراکننده تعلیق و متغیرهای z_s و z_u به ترتیب جابجایی عمودی جرم بدنه، چرخ و دامنه ناهمواری های سطح جاده است و F_f نیز نیروی اصطکاک محرک هیدرولیکی است. سیستم از یک محرک هیدرولیکی تشکیل شده است که بین جرم‌های m_u و m_s واقع شده است و یک نیروی محرکه f_a بین بدنه و چرخ اعمال می‌کند. عنصر مولد نیرو در سیستم تعلیق فعال، یک محرک هیدرولیکی با شیر سوزنی در نظر گرفته می‌شود [۲۱]. شکل ۲، یک محرک هیدرولیکی را نشان می‌دهد.

که در آن \hat{f} قطعیت سیستم و Δf عدم قطعیت سیستم است که در شرط $\|\Delta f\| \leq F$ صدق می کند. هدف مساله کنترل این است که حالت x چنان یافت شود که یک متغیر حالت با زمان مشخص، $x_d = [x_d, x_d^0, \dots, x_d^{(n-1)}]^T$ را با وجود خطا در $f(x)$ دنبال کند. حالت اولیه به صورت $x_d(0) = x(0)$ در نظر گرفته می شود تا با استفاده از یک سیگنال کنترل، محدوده u قابل دستیابی باشد که u در واقع کنترل پسخور است. خطای ردیابی در متغیر x به صورت $\tilde{x} = x - x_d = [\tilde{x}_d, \tilde{x}_d^0, \dots, \tilde{x}_d^{(n-1)}]^T$ است. حال یک سطح متغیر با زمان $S(t)$ در مرتبه n در فضای حالت R^n بعدی به صورت (۲۴) تعریف می گردد [۱۱]:

$$S(t) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda\right)^{n-1} \quad (24)$$

که در آن λ یک ثابت اکیداً مثبت است. برای اینکه سیستم $x_d(t)$ را دنبال کند باید یک سطح لغزش $S = 0$ مطابق (۲۵) تعریف کرد:

$$S(t) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda\right)^{n-1} \tilde{x} = \dot{\tilde{x}} + \lambda \tilde{x} \quad (25)$$

که در آن $n=2$ فرض شده است. برای بررسی پایداری نیاز به انتخاب تابع لیاپانوف مناسب می باشد. تابع لیاپانوف به صورت (۲۶) تعریف می شود [۲۲]:

$$V = \frac{1}{2}s^2, \quad V(0) = 0, \quad S \neq 0 \quad (26)$$

این تابع مثبت معین است. سطح لغزش زمانی به سمت صفر همگرا می شود که مشتق تابع لیاپانوف، منفی معین باشد بدین معنی که رابطه (۲۷) برقرار شود:

$$\dot{V} = \frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 \leq -\eta |s| \quad \eta > 0 \quad (27)$$

η پارامتر کنترل و مثبت می باشد. رابطه (۲۷) را می توان به صورت (۲۸) بازنویسی کرد:

$$sgn(s)\dot{s} \leq -\eta \quad , sgn(s) = \frac{s}{|s|} \quad (28)$$

که:

$$sgn(s) = \begin{cases} 1 & S > 0 \\ \text{undefined} & S = 0 \\ -1 & S < 0 \end{cases}$$

با توجه به روابط (۲۷) و (۲۸) می توان مشتق رابطه (۲۵) را به صورت (۲۹) بیان کرد:

$$\dot{s}(t) = \dot{\tilde{x}} - \dot{x}_d + \lambda \tilde{x} \quad (29)$$

با جایگذاری رابطه (۲۲) در (۲۹) رابطه (۳۰) را می توان بازنویسی کرد:

$$\dot{s}(t) = f + u - \dot{x}_d + \lambda \tilde{x} \leq -\eta \quad (30)$$

با توجه به رابطه (۲۳) رابطه (۳۰) را می توان به صورت (۳۱) بازنویسی کرد:

$$\dot{s}(t) = ((\hat{f} + \Delta f) + u - \dot{x}_d + \lambda \tilde{x}) \leq -\eta \quad (31)$$

هدف، طراحی کنترل کننده u است به طوری که سیستم حلقه بسته، شرط لغزش (۲۸) را تامین کند. سیگنال کنترلی u به صورت (۳۲) بیان می گردد.

$$x_3 = z_u - z_r \quad (11)$$

$$x_4 = \dot{z}_u \quad (12)$$

$$x_5 = P_L = P_1 - P_2 = \frac{f_a}{A_p} \quad (13)$$

$$x_6 = x_{sp} \quad (14)$$

با توجه به روابط فوق، معادلات حالت به صورت (۱۵) تا (۲۰) می باشد:

$$\dot{x}_1 = z_2 - z_4 \quad (15)$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{ks}{ms}x_1 - \frac{bs}{ms}x_2 + \frac{bs}{ms}x_4 + \frac{f_a}{ms}x_5 \quad (16)$$

$$\dot{x}_3 = X_4 - \dot{z}_4 \quad (17)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{ks}{mu}x_1 + \frac{bs}{mu}x_2 - \frac{kt}{mu}x_3 - \frac{bs}{mu}x_4 + \frac{A}{mu}x_5 - F_f \quad (18)$$

$$\dot{x}_5 = -\beta x_5 - \alpha A_p(x_4 - x_2) + \gamma x_6 \sqrt{P_s - P_L} \text{sgn}(x_6)x_5 \quad (19)$$

$$\dot{x}_6 = \frac{1}{\tau}(u - x_6) \quad (20)$$

$$y = A_p x_5 \quad (21)$$

۴- طراحی کنترل کننده مدلغزشی مرتبه کسری

عدم قطعیت در مدل سازی می تواند اثرات نامطلوب زیادی روی سیستم های کنترل غیرخطی داشته باشد. این عدم قطعیت را می توان به دو نوع تقسیم کرد. عدم قطعیت ساختاری به این معنی که پارامترهای سیستم شناسایی و اندازه گیری نشده است و عدم قطعیت غیرساختاری (یا دینامیک مدل نشده) که شامل هر عدم تطبیق بین مدل و سیستم واقعی می شود [۲۲]. یک روش برای حل مشکل عدم قطعیت، روش کنترل مدلغزشی است. مهمترین مفهومی که در کنترل مدلغزشی مطرح است، سطح لغزش است که با قرار گرفتن روی آن، خطای ردیابی به سمت صفر همگرا خواهد شد. برای طراحی قانون کنترل مدلغزشی، می توان در سطح لغزش، به جای استفاده از مشتق و انتگرال مرتبه صحیح، از مشتق و انتگرال مرتبه کسری استفاده کرد، ضمن اینکه معادلات مرتبه کسری درجه آزادی بیشتری نسبت به معادلات مرتبه صحیح دارند که همین امر در مقایسه با کنترل کننده مرتبه صحیح، باعث بهبود عملکرد سیستم کنترل می شود. به طور کلی فرایند طراحی کنترل مدلغزشی مرتبه کسری به دو بخش تقسیم می شود: بدست آوردن سطح لغزش که تضمین کند خطا صفر می شود و پیشنهاد قانون کنترل مناسب که پایداری سیستم را در سطح لغزش تضمین کند.

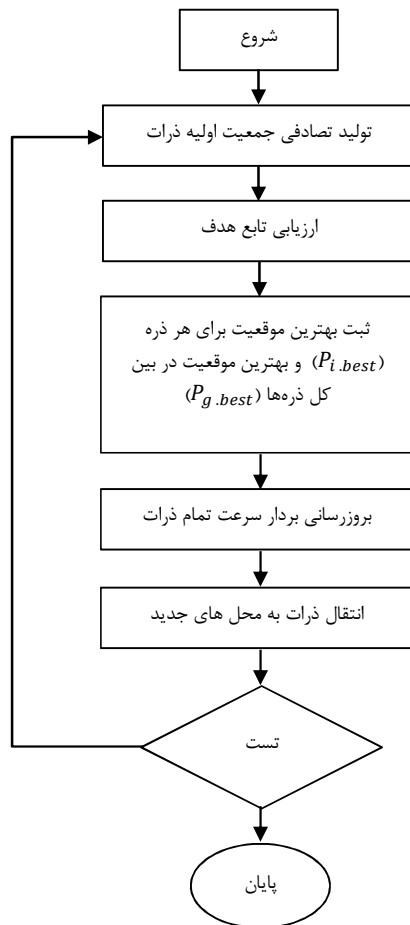
برای طراحی کنترل مدلغزشی، یک سیستم غیرخطی به صورت (۲۲) در نظر گرفته می شود [۲۳]:

$$\dot{x}^{(n)} = f(x(t)) + u(t) \quad (22)$$

که در آن $x(t) \in R$ بردار حالت، $u(t) \in R$ ورودی کنترلی است. در رابطه (۲۲)، تابع غیرخطی $f(x)$ به طور دقیق، معلوم نمی باشد اما عدم قطعیت آن به یک تابع پیوسته معلوم، محدود می باشد که به صورت (۲۳) بیان می شود:

$$\dot{x}^{(n)} = \hat{f}(x) + \Delta f \quad (23)$$

مربع خطا (ISE) در نظر گرفته می‌شود. روش الگوریتم ازدحام ذرات از زندگی اجتماعی پرندگان و ماهیان الهام گرفته شده است که با ایجاد یک جمعیت تصادفی شروع می‌شود و به عنوان یک گروه از ذرات خوانده می‌شوند. در این روش هر ذره یک نقطه از فضای پاسخ را نشان می‌دهد که با تکرار متوالی و حرکت این پاسخ، جواب بهینه برای مساله جستجو می‌شود. از مزایای این روش می‌توان به مفهوم ساده و همگرایی سریع آن اشاره کرد [۲۴]. الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات در شکل ۳ به صورت روند نما نشان داده شده است.



شکل ۳- الگوریتم بهینه سازی ازدحام ذرات

روش کار الگوریتم (PSO) بدین شرح است:

گام ۱: تعیین تصادفی محل و سرعت اولیه ذرات با توزیع یکنواخت در فضای جستجو.

گام ۲: ارزیابی تابع هدف ذرات

گام ۳: ثبت بهترین موقعیت برای هر ذره ($P_i.best$) و بهترین موقعیت در بین کل ذرها ($P_g.best$) با توجه به روابط (۴۱) و (۴۲):

$$u = \eta sgn(s) + (\dot{x}_d - \hat{f} - \lambda \dot{x}) \quad (32)$$

در رابطه (۳۳) می‌توان \hat{u} که به آن کنترل معادل گفته می‌شود را به عنوان تعبیری از قانون کنترل پیوسته در نظر گرفت که $\dot{S} = 0$ را در صورتی که دینامیک‌ها معلوم باشد، حفظ می‌کند.

$$u = \hat{u} - ksgn(s) \quad (33)$$

در این رابطه sgn تابع علامت است. با انتخاب $k = k(x, \dot{x}, \dots, x^{(n-1)})$ در رابطه (۳۳) به طوری که به اندازه کافی بزرگ باشد، می‌توان تضمین کرد که (۲۷) برقرار است:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 &= s\dot{s} \\ &= [f - \hat{f} - ksgn(s)]s \\ &= (f - \hat{f})s - k|s| \end{aligned} \quad (34)$$

با فرض $k = F + \eta$ خواهیم داشت:

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 \leq -\eta|s|$$

با توجه به معادلات دینامیکی سیستم تعلیق خودرو، می‌توان خطای تطابق سیستم (اختلاف بین جابه‌جایی بدنه خودرو در سیستم غیرخطی و مدل مرجع) را مطابق با (۳۵) نوشت:

$$e = z_s - z_{sr} \quad (35)$$

و می‌توان سطح لغزش را به صورت (۳۶) تعریف کرد:

$$S = \lambda_1 \dot{e} + \lambda_2 e + \lambda_3 I^q e \quad (36)$$

با مشتق‌گیری از رابطه‌ی (۳۶) و با استفاده از رابطه‌ی (۳۵) رابطه (۳۷) بدست می‌آید:

$$\begin{aligned} \dot{S} &= \lambda_1 \ddot{e} + \lambda_2 \dot{e} + \lambda_3 D^{1-q} e \\ &= \lambda_1 (\ddot{z}_s - \ddot{z}_{sr}) + \lambda_2 (\dot{z}_s - \dot{z}_{sr}) + \lambda_3 D^{1-q} e \\ &= \lambda_1 \frac{1}{m_s} (f + u) - \ddot{z}_{sr} + \lambda_2 (\dot{z}_s - \dot{z}_{sr}) + \lambda_3 D^{1-q} e \end{aligned} \quad (37)$$

وقتی سطح لغزش به صفر برسد در نتیجه هدف کنترل، بدست آمده است. مشابه رابطه (۳۳) داریم:

$$\hat{u}1 = \frac{m_s}{\lambda_1} (\ddot{z}_{sr} - \lambda_2 (\dot{z}_s - \dot{z}_{sr}) - \lambda_3 D^{1-q} e) - \hat{f} \quad (38)$$

بنابراین سیگنال کنترل با تخمین $\dot{S} = 0$ به صورت رابطه زیر است.

$$u = \hat{u}1 - ksgn(s) \quad (39)$$

در نهایت شرط لغزش برای سیستم تعلیق مطابق (۴۰) برقرار می‌شود:

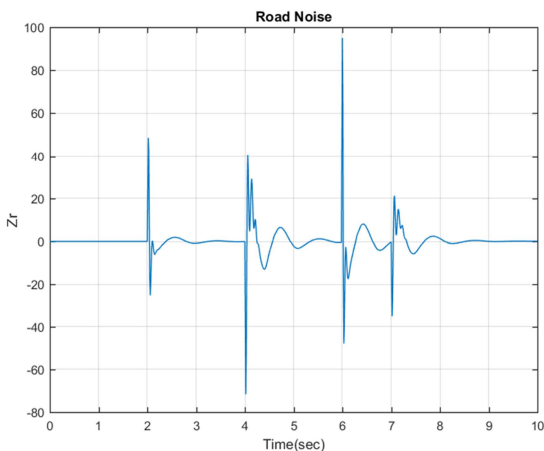
$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 &= s\dot{s} \\ &= \frac{1}{m_s} [f - \hat{f} - ksgn(s)]s \\ &= \frac{1}{m_s} (f - \hat{f})s - \frac{k}{m_s} |s| \leq -\eta|s| \end{aligned} \quad (40)$$

که در آن یک انتخاب به صورت $k = F + m_s \eta$ است.

۵- بهینه سازی با استفاده از الگوریتم ازدحام ذرات

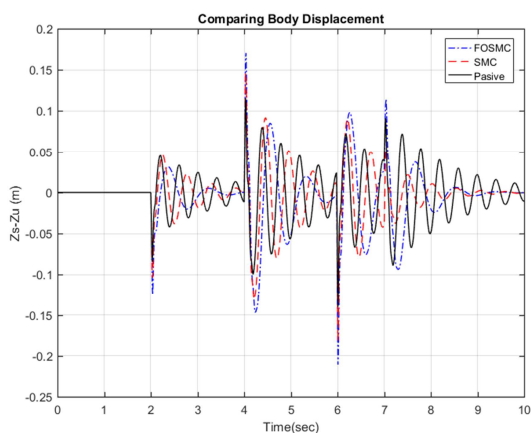
برای انتخاب بهینه مقادیر پارامترهای آزاد سیستم کنترل و $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ در رابطه (۳۸) از الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات (PSO) استفاده می‌شود و تابع هدف برای بهینه‌سازی از نوع انتگرال

¹ Integral Square of Error



شکل ۴- ناهمواری های جاده

در شکل ۵ جایجایی فضای تعلیق (Zs-Zu) در برخورد با ناهمواری های جاده در سه حالت مرتبه صحیح، مرتبه کسری و غیرفعال نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می شود، دامنه جایجایی بدنه خودرو در تمام ناهمواری ها، در حالت مرتبه کسری کمتر از مرتبه صحیح و غیرفعال است که می توان نتیجه گرفت با استفاده از کنترلرگر پیشنهادی بهبودی در جایجایی بدنه خودرو حاصل شده است. همچنین زمان همگرایی به حالت ماندگار در مرتبه کسری از حالت مرتبه صحیح و غیرفعال نیز کمتر می باشد که این امر نشان دهنده توانایی سیستم کنترل تعلیق پیشنهادی در دفع ناهمواری های جاده است.



شکل ۵- جایجایی عمودی فضای تعلیق در سه حالت مرتبه کسری، مرتبه صحیح و غیرفعال

شکل های ۶ و ۷ به ترتیب جایجایی عمودی جرم بدنه و جایجایی عمودی چرخ را نشان می دهد. همان طور که در شکل ۵ مشاهده می شود، در سیستم تعلیق فعال مرتبه کسری، پس از عبور خودرو از ناهمواری های جاده، جایجایی فضای تعلیق (Zs-Zu) تا حد صفر کاهش می یابد و این در حالی است که سیستم تعلیق فعال مرتبه صحیح و غیرفعال در برخورد با ناهمواری ها، نوسانات زیادتری از خود نشان می دهد. همچنین مشاهده می شود که زمان رسیدن به حالت

$$V_i^{k+1} = w * V_i^k + c_1 * rand_1 * (P_iBest - X_i) + c_2 * rand_2 * (P_gBest - X_i) \quad (41)$$

$$X_i^{k+1} = X_i^k + V_i^{k+1} \quad (42)$$

که R_1 و R_1 یک عدد تصادفی بین ۰ و ۱ می باشد. w ضریب وزنی اینرسی (حرکت در مسیر خودی) که نشان دهنده میزان تأثیر بردار سرعت تکرار قبل $V_i(t)$ بر روی بردار سرعت در تکرار فعلی $V_i(t+1)$ است. c_1 ضریب ثابت آموزش (حرکت در مسیر بهترین مقدار ذره مورد بررسی) c_2 ضریب ثابت آموزش (حرکت در مسیر بهترین ذره یافت شده در بین کل جمعیت) $rand1$ و $rand2$ دو عدد تصادفی با توزیع یکنواخت در بازه ۰ تا ۱ می باشد.

گام ۴: بروزرسانی بردار سرعت تمام ذرات.

گام ۵: انتقال ذرات به محل های جدید.

گام ۶: متوقف کردن الگوریتم اگر به یک معیار توقف مثلا ۱۰۰ بار تکرار برسد در غیر اینصورت رفتن به مرحله ۲ [۲۵]

۶- شبیه سازی

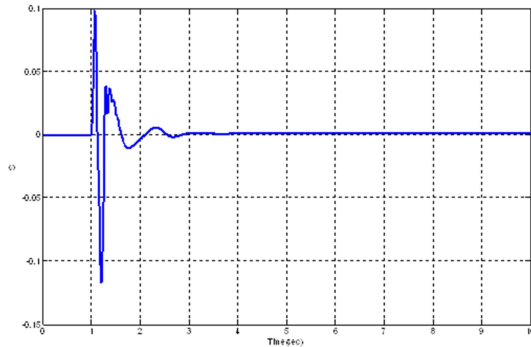
سیستم تعلیق در حضور کنترل کننده پیشنهادی (۳۹) در سه حالت مرتبه کسری، مرتبه صحیح و غیرفعال شبیه سازی می شود. مقادیر مربوط به پارامترهای سیستم تعلیق خودرو به صورت جدول ۱ و پارامترهای PSO نیز به صورت جدول ۲ تعریف می گردد. کنترل سیستم با توجه به نوسانات جاده صورت می گیرد که در شبیه سازی انجام شده این نوسانات به صورت شکل ۴ که تابعی از زمان می باشد، در نظر گرفته می شود. با اجرای الگوریتم PSO مقادیر $\lambda_1 = 7.29$ ، $\lambda_2 = 4.45$ و $\lambda_3 = 8.59$ و بدست می آید. نتایج حاصل از مقایسه میزان جابه جایی بدنه، جابه جایی عمودی چرخ، جایجایی بدنه نسبت به چرخ در شکل های ۵ تا ۷ آمده است.

جدول ۱- مشخصات سیستم تعلیق خودرو [۲۶]

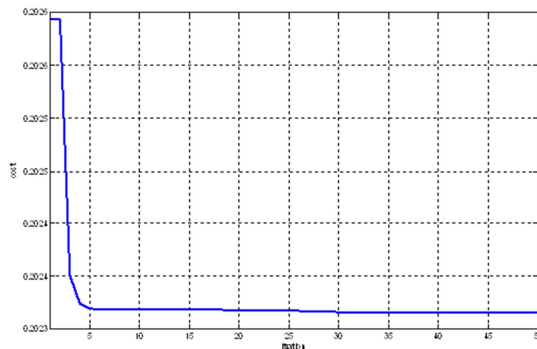
مشخصه های سیستم تعلیق خودرو	
$m_s = 290kg$	$A_p = 3.3 \times 10^{-4}$
$m_u = 59kg$	$P_s = 10342500P_u$
$b_s = 370N/(m)$	$\tau = 30$
$b_t = 414N/(m)$	$\alpha = 4.515 \times 10^{13}$
$k_s = 14671N/(m)$	$\beta = 1$
$k_t = 124660N/(m)$	$\gamma = 1.549 \times 10^9$

جدول ۲- پارامترهای PSO

اندازه جمعیت	30
تعداد تکرار	100
Wmax	0.5
Wmin	0.9
C1 و C2	2



شکل ۸- سطح لغزش کسری



شکل ۹- نمودار تابع هزینه الگوریتم PSO

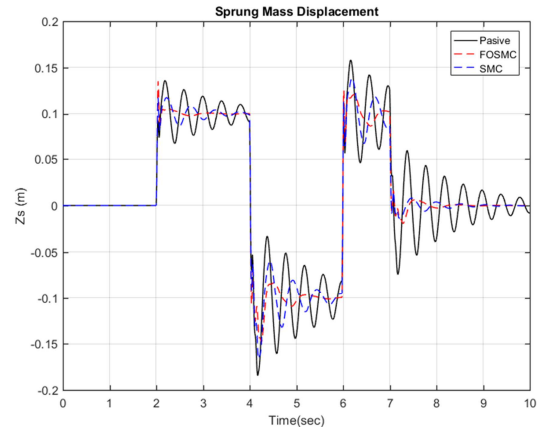
۷- نتیجه گیری

در این مقاله از کنترل مد لغزشی با سطح مرتبه کسری برای کنترل سیستم تعلیق فعال خودرو استفاده شده است. پارامترهای سطح لغزش با استفاده از الگوریتم بهینه سازی هوشمند PSO بهینه شده است. حذف چترینگ در سطح لغزش کسری انتگرالی نشان دهنده برتری این کنترل کننده نسب به مد لغزشی کلاسیک است. با بررسی نمودارهای رسم شده در دو حالت فعال و حالت غیرفعال، می توان نتیجه گرفت که عملکرد سیستم مانند کاهش دامنه شتاب عمودی بدنه خودرو، کاهش دامنه جابجایی فضای تعلیق و همچنین کاهش سطح لغزش کسری و تابع هزینه در حالت فعال، پس از اعمال سیگنال کنترلی نسبت به حالت غیرفعال، بهبود قابل ملاحظه ای می یابد.

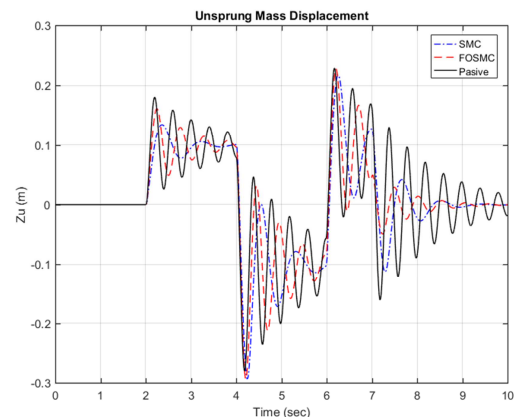
۸- مراجع

- [1] Mohammadi Y., Ganjefar S., Quarter car active suspension system: Minimum time controller design using singular perturbation method. *International Journal of Control, Automation and Systems*, Vol. 15, No. 6, pp. 2538-2550, 2017.
- [2] Bououend S., Chadli M., Zhang L., Yang T., Constrained model predictive control for time-varying delay systems: application to an active car suspension. *International Journal of Control, Automation and Systems*, Vol. 14, No. 1, pp. 51-58, 2016.
- [3] Félix-Herrán L., Mehdi D., Ramírez-Mendoza R.A., Rodríguez-Ortiz J. de J., Soto R., H2 control of a one-quarter semi-active ground vehicle suspension. *Journal of applied research and technology*, Vol. 14, No. 3, pp. 173-183, 2016.

ماندگار در حالت فعال مرتبه کسری نسبت به دو حالت دیگر کاهش می یابد که این امر باعث افزایش سرعت عملکرد سیستم خواهد شد. بنابراین هدف مهم دیگر طراحی سیستم تعلیق فعال خودرو که افزایش کیفیت رانندگی و پایداری خودرو در نتیجه کنترل جابجایی فضای تعلیق بود، با کاهش یافتن دامنه جابجایی فضای تعلیق، بهبود می یابد.



شکل ۶- جابجایی عمودی جرم بدنه در سه حالت مرتبه کسری، مرتبه صحیح و غیرفعال



شکل ۷- جابجایی عمودی چرخ در سه حالت مرتبه کسری، مرتبه صحیح و غیرفعال

همانطور که گفته شد، زمانی که سطح لغزش صفر شود هدف سیستم کنترلی محقق می شود لذا به منظور افزایش کیفیت رانندگی کاهش سطح لغزش کسری و تابع هزینه از اهداف ما در طراحی کنترل کننده سیستم تعلیق خودرو خواهد بود که از روی نمودارهای رسم شده در شکل های ۸ و ۹ می توان دید که دامنه سطح لغزش و تابع هزینه کاهشی و به سمت صفر همگرا می شوند. این همگرایی و کاهشی بودن نمودار تضمین کننده بهینه طراحی شدن کنترل کننده پیشنهادی و عملکرد سیستم کنترل و نهایتاً بهبود کیفیت رانندگی است.

- with mutation and reposition. *Procedia Computer Science*, Vol. 86, pp. 449-452, 2016.
- [25] Al-Mutar W.H., Abdalla T.Y., Quarter Car Active Suspension System Control using Fuzzy Controller tuned by PSO. *International Journal of Computer Applications*, Vol. 127, No. 2, pp. 38-43, 2015.
- [26] Zeraati S., Designing fractional order PID for car suspension systems. *International Journal of Scientific & Engineering Research*, Vol. 6, No. 11, pp. 821-833, 2015.
- [4] Khan L., Qamar S., Khan U., Adaptive PID control scheme for full car suspension control. *Journal of the Chinese Institute of Engineers*, Vol. 39, No. 2, pp. 169-185, 2016.
- [5] Li H., Jing X., Lam H.K., Shi P., Fuzzy sampled-data control for uncertain vehicle suspension systems. *IEEE Transactions on Cybernetics*, Vol. 44, No.7, pp. 1111-1126, 2014.
- [6] Shehata A., Metered H., Oraby W.A., Vibration control of active vehicle suspension system using fuzzy logic controller, In *Proceedings of VETOMAC X 2014*, Manchester, UK, 2014.
- [7] Wen S., Chen M.Z.Q., Zeng Z., Yu X., Huang T., Fuzzy control for uncertain vehicle active suspension systems via dynamic sliding-mode approach. *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics: Systems*, Vol. 47, No. 1, pp. 24-32, 2017.
- [8] Xiao L. Zhu Y., Sliding-mode output feedback control for active suspension with nonlinear actuator dynamics. *Journal of Vibration and Control*, Vol. 21, No.14, pp. 2721-2738, 2015.
- [9] Ozer H.O., Hacioglu Y., Yagiz N., High order sliding mode control with estimation for vehicle active suspensions. *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, Vol. 40, No. 5, pp. 1457-1470, 2018.
- [10] Wang H., Mustafa G.I., Tian Y., Model-free fractional-order sliding mode control for an active vehicle suspension system. *Advances in Engineering Software*, Vol. 115, pp. 452-461, 2018.
- [11] Zhang D., Cao L., Tang S., Fractional-order sliding mode control for a class of uncertain nonlinear systems based on LQR. *International Journal of Advanced Robotic Systems*, Vol. 14, No. 2, pp. 1-15, 2017.
- [12] Huang Y., Na J., Wu X., Liu X., Guo Y., Adaptive control of nonlinear uncertain active suspension systems with prescribed performance. *ISA transactions*, Vol. 54, pp. 145-155, 2015.
- [13] Li H., Jing X., Karimi H.R., Output-feedback-based H_{∞} control for vehicle suspension systems with control delay. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 61, No. 1, pp. 436-446, 2014.
- [14] Shi Y., Particle swarm optimization: developments, applications and resources. In *evolutionary computation, In Proceedings of the 2001 Congress on Evolutionary Computation (IEEE)*, Seoul, South Korea, 2001.
- [15] Gutierrez R.E., Rosario J.M., Tenreiro Machado J., Fractional order calculus: basic concepts and engineering applications. *Mathematical Problems in Engineering*, Vol. 2010, pp. 1-19, 2010.
- [16] Miller K.S., Ross B., *An introduction to the fractional calculus and fractional differential equations*. John Wiley & Sons, New York, 1993.
- [17] Malinowska A.B., Odziejewicz T., Torres D.F., *Fractional Calculus of Variations, in Advanced Methods in the Fractional Calculus of Variations*. Springer. pp. 23-30, 2015.
- [18] Tang Y., Zhang X., Zhang D., Zhao G., Guan X., Fractional order sliding mode controller design for antilock braking systems. *Neurocomputing*, Vol. 111, pp. 122-130, 2013.
- [19] Mulla A., Jalwadi S., Unaune D., Performance analysis of skyhook, groundhook and hybrid control strategies on semiactive suspension system. *International Journal of Current Engineering and Technology*. Special Issue-3, pp. 265-271, 2014.
- [20] Salem M., Aly A.A., Fuzzy control of a quarter-car suspension system. *World Academy of Science, Engineering and Technology*, Vol. 53, No. 5, pp. 258-263, 2009.
- [21] Merritt H.E., *Hydraulic Control Systems*. John Wiley & Sons, New York., 1967.
- [22] Davijani N.Z., Jahanfarnia G., Abbarian A.E., Nonlinear fractional sliding mode controller based on reduced order FNPk model for output power control of nuclear research reactors. *IEEE Transactions on Nuclear Science*, Vol. 64, No. 1, pp. 713-723, 2017.
- [23] Mondal S., Mahanta C., Adaptive second order terminal sliding mode controller for robotic manipulators. *Journal of the Franklin Institute*, Vol. 351, No. 4, pp. 2356-2377, 2014.
- [24] Ratanavilisagul C., Dynamic population size and mutation round strategy assisted modified particle swarm optimization