



# مدل سازی و طراحی کنترل کننده موقعیت عملگر سروو هیدرولیک با استفاده از روش مود لغزشی تحت بارگذاری متغیر

وحید حسنی<sup>1</sup>، مصطفی تقی زاده<sup>2\*</sup>، محمود مزارع<sup>3</sup>

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید بهشتی، تهران

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید بهشتی، تهران

3- فارغ التحصیل کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید بهشتی، تهران

\* صندوق پستی 1743524155، mo\_taghizadeh@sbu.ac.ir

## اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 04 اردیبهشت 1396

پذیرش: 28 اردیبهشت 1396

ارائه در سایت: 25 خرداد 1396

کلید واژگان:

عملگر هیدرولیک

مدل سازی دینامیکی

خطی سازی بازخوردی

کنترل مود لغزشی

## چکیده

در این مقاله، به مدل سازی و طراحی کنترل کننده موقعیت برای سیستم غیرخطی عملگر سروو هیدرولیکی تحت بارگذاری متغیر پرداخته شده است. مدل دینامیکی سیستم با در نظر گرفتن معادلات حاکم بر دینامیک شیر، نشتی ها، مدل اصطکاک و ... استخراج شده است. برای دستیابی به عملکرد مطلوب در شرایط بارگذاری متغیر با دامنه تغییرات گسترده، باید روش کنترلی به کار گرفته شود که در مقابل تغییرات مقاوم باشد. همچنین، از آنجایی که سیستم مورد مطالعه دارای دینامیک غیرخطی بوده و مدل استخراجی بیان دقیقی از رفتار سیستم نمی باشد، نیاز به کنترل کننده ای که بتواند در مقابل اثرات غیرخطی و عدم قطعیت مقاوم بوده و دارای سرعت، دقت و پایداری مناسب باشد، نیز ضروری است. لذا، با استفاده از روش های کنترل غیرخطی، کنترل کننده های خطی سازی بازخوردی و مود لغزشی در شرایط بار متغیر نیز طراحی شده است. در ادامه به منظور نشان دادن میزان مقاوم بودن کنترل کننده های طراحی شده، اغتشاش خارجی متغیر با زمان نیز در شبیه سازی در نظر گرفته شده و نتایج با PID مقایسه شده است. پارامترهای کنترل کننده های طراحی شده با استفاده از الگوریتم جستجوی هارمونی بهینه شده و نتایج شبیه سازی عملکرد بهتر مود لغزشی نسبت به خطی سازی بازخوردی و PID را در برابر تغییر بار نشان می دهند.

## Modeling and position controller design of a servo-hydraulic actuator under variable loads using sliding mode control

Vahid Hassani, Mostafa Taghizadeh\*, Mahmood Mazare

School of Mechanical Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran

\* P.O.B. 3716146611, Tehran, Iran, mo\_taghizadeh@sbu.ac.ir

## ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 24 April 2017

Accepted 18 May 2017

Available Online 15 June 2017

## Keywords:

Hydraulic actuator

Dynamic modeling

Feedback linearization

Sliding mode control

## ABSTRACT

In this paper, dynamic modeling and position control of a nonlinear servo – hydraulic actuator system under variable loads is proposed. In dynamic model of the under studied system, governing equation of valve, leakage and friction is considered. To achieve the desired performance of the system under variable loads with extend variation amplitude, a one control method is applied which is robust in the presence of the variation. Also, as a nonlinear servo hydraulic actuator system has a nonlinear dynamics and the extracted dynamic model does not accurately proposed the behavior of the system, a controller can be considered which is robust against the nonlinearity and uncertainty effects. The controller should have an appropriate response, greater accuracy and stability. Regarding position control of the nonlinear servo hydraulic actuator system in presence of variable loads, nonlinear controllers are designed using feedback linearization and sliding mode techniques. In addition, in order to show the robustness of proposed controllers, a time varying disturbance and noise are applied in the simulation and results of the simulation are compared with classical PID controller. Controller parameters are optimized using harmony search algorithm and simulation results show the sliding mode control outperforms feedback linearization technique and PID controllers, in spite of the variable loads.

## 1- مقدمه

با نگاهی گذرا می توان گستردگی کاربرد هیدرولیک در انواع مختلف صنایع به دلیل تولید نیرو و گشتاور زیاد، به عنوان مثال ماشین آلات معدنی، صنایع هوایی و دریایی، رباتیک، صنعت توربین های بادی و نفت و گاز را مشاهده کرد [3,2].

سیستم های سرو هیدرولیک در دو دهه گذشته بسیار گسترش و

سیستم های هیدرولیکی به دلیل انطباق با طیف وسیعی از اهداف همچون تامین قدرت در ماشین ها، قابلیت حمل بالای بار و همچنین پاسخ سریع با داشتن دقت و سرعت مناسب در عملکرد سیستم، به طور وسیعی در کاربردهای صنعتی استفاده می شود [1].

## Please cite this article using:

V. Hassani, M. Taghizadeh, M. Mazare, Modeling and position controller design of a servo-hydraulic actuator under variable loads using sliding mode control, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 6, pp. 295-302, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

عملگر سروو هیدرولیک، یک مدل غیرخطی دقیق تر جهت شناسایی بهتر رفتار سیستم ارائه شود. عوامل مختلفی سبب بروز رفتار غیرخطی در سیستم های هیدرولیک هستند، اما شیرهای سروو یکی از منابع اصلی دینامیک های غیرخطی در سیستم هیدرولیک به شمار می روند. از این رو، در مدل سازی شیر سروو، دینامیک سیال عبوری، نشتی داخلی موجود در شیر و دینامیک اسپول در نظر گرفته شده است. اصطکاک نیز یکی دیگر از عواملی است که سبب ایجاد رفتار غیرخطی در سیستم می شود. در این مقاله نیز جهت توصیف بهتر اصطکاک موجود در سیستم از مدل لوگره<sup>4</sup> استفاده شده است. با استخراج مدل، به منظور طراحی کنترل کننده موقعیت عملگر، کنترل کننده های PID بهینه شده با استفاده از الگوریتم جستجوی هارمونی، خطی سازی بازخوردی و مود لغزشی در حالت های بار متغیر و ثابت نیز طراحی و به سیستم اعمال شده، سپس مشخصه های زمانی و پاسخ فرکانسی نیز بررسی شده است. در ادامه، با توجه به اینکه مدل استخراجی بیانگر رفتار دقیق سیستم نسبت به واقعیت نبوده، از اینرو مدل دارای عدم قطعیت می باشد که این مهم نیز پروسه کنترلی را با مشکل روبرو می کند. بنابراین برای بهبود عملکرد کنترل موقعیت و همچنین جهت مقاوم نمودن سیستم در برابر عدم قطعیت ها و اغتشاشات خارجی، کنترل کننده مود لغزشی طراحی شده است. نوآوری مقاله شامل: (1) استخراج مدل دقیق تر از عملگر هیدرولیک و در نظر گرفتن اثرات نشتی (2) طراحی کنترل کننده خطی سازی پسخور و مود لغزشی برای بار متغیر.

ساختار این مقاله بدین ترتیب است. در قسمت 2 به مدل سازی سیستم سروو-هیدرولیک و استخراج معادلات سیستم پرداخته شده، که شامل دینامیک عملگر و شیر و همچنین مدل اصطکاک موجود در سیستم است. در قسمت 3 به طراحی کنترل کننده شامل کنترل مود لغزشی و خطی سازی پسخور پرداخته شده است. در قسمت 4 نتایج حاصل از شبیه سازی و در نهایت در قسمت 5 نتیجه گیری بیان شده است.

## 2- مدل سازی عملگر سروو هیدرولیک

مدل کامل ریاضی سیستم هیدرولیکی شامل دینامیک عملگر هیدرولیک به همراه بارهای اعمالی و دینامیک شیر سروو بوده که نشان دهنده نحوه رفتار یک سیستم سروو-هیدرولیک می باشد. شیرهای سروو و سیلندرهای هیدرولیک دو بخش مهم از سیستم سروو-هیدرولیک هستند. سیستم های سروو-هیدرولیک شامل سیلندرهای تک میله با عملکرد دوطرفه و یا سیلندر با انتهای ثابت می باشند.

### 2-1- دینامیک عملگر هیدرولیک

طرح کلی یک سیستم سروو-هیدرولیک در "شکل 1" نشان داده شده است. معادلات دینامیکی برای حرکت پیستون به صورت رابطه (1) و (2) نوشته می شود.

$$\dot{x}_p = v_p \quad (1)$$

$$\sum F = ma_p \quad (2)$$

نیروی  $F$  شامل،  $F_a$  نیروی عملگر هیدرولیک،  $F_f$  نیروی اصطکاک هیدرولیکی و  $F_d$  نیروی های غیرخطی و عدم قطعیت هایی که مدل کردن آن ها دشوار است.

$$F = F_a - F_f - F_d \quad (3)$$

پیشرفت پیدا کرده اند. مدل سازی سیستم های سروو هیدرولیک را می توان در منابعی چون بلک برن [4] و مریت [1] یافت. همچنین در کتاب هایی نظیر واتن [2]، اشبی [5] و منرینگ [6] می توان مطالب بسیار مفیدی در رابطه با مدل سازی و شبیه سازی سیستم های هیدرولیکی کسب نمود.

جزء اصلی در کنترل یک سیستم هیدرولیک شیر سروو می باشد که در تحقیقات مختلف به مدل سازی آن پرداخته شده است. لین [7] یک مدل غیرخطی از شیر سروو یک طبقه ای ارائه داده است. شاکلا [8] یک مدل با کاهش مرتبه یافته از شیر سروو را ارائه، که به دو قسمت غیرخطی استاتیکی و غیرخطی دینامیکی تقسیم بندی شده است. با این حال، سیستم های هیدرولیکی به دلایل زیادی از جمله اصطکاک، نشتی، همپوشانی شیرها، تراکم پذیری، افت فشار در خط انتقال سیال و بار اعمال شده به سیستم، رفتار غیرخطی از خود نشان می دهند که سبب بروز مشکلاتی در کنترل این سیستم ها می گردد. برای بهبود عملکرد و جبران این رفتار غیرخطی نیاز به تکنیک های کنترلی غیرخطی است. در این راستا، تحقیقات فراوانی جهت کنترل رفتار غیرخطی عملگر هیدرولیکی انجام گرفته است [9]. لیم<sup>1</sup> و همکاران [10]، برای کنترل یک عملگر هیدرولیکی از تکنیک جادی قطب استفاده کردند که الگوریتم پیشنهادی در مقابل تغییر پارامترها مقاوم نبود. زنگ<sup>2</sup> و همکاران [11] دو سال بعد، برای کنترل موقعیت عملگر هیدرولیکی یک کنترل کننده PD هوشمند طراحی کردند. الگوریتم هوشمند مورد استفاده تا حد زیادی در مقابل تغییرات پارامتری مقاوم بود، اما مدل خطی به کاربرده شده محدودیت های خاصی روی کارایی سیستم اعمال می کرد. آر ویچی [12]، یک کنترل کننده PID<sup>3</sup> برای عملگر هیدرولیکی توربین باد پیشنهاد دادند و پاسخ آن را برای سرعت های مختلف دوران زاویه پیچ محاسبه نمود. نتایج نشان داد که سیستم کنترلی برای سرعت های دورانی بالا دارای پاسخ مطلوبی نمی باشد. هوان و همکاران [13]، با استفاده از ایده خطی سازی ورودی- خروجی یک عملگر سروو هیدرولیک را کنترل کردند، این کنترل کننده چون در یک جهت طراحی شده بود، در مقابل تغییر پارامترها چندان مقاوم نبود. ون هادی و همکاران [14]، اقدام به کنترل یک عملگر هیدرولیکی با استفاده از کنترل کننده فازی نموده اند، مدل این عملگر به مدل غیرخطی بوده که در آن عوامل غیرخطی سیستم اصطکاک و نشتی داخلی در نظر گرفته شده است. راکتو و همکاران [15]، اقدام به مدل سازی عملگر هیدرولیکی زاویه پیچ در توربین بادی نمودند. آن ها شبیه سازی را برای دو حالت ایمن و معیوب انجام دادند و دریافتند که مدل خطی برای حالت ایمن پاسخ گو است اما در حالت معیوب باید از مدل غیرخطی برای سیستم استفاده شود تا بتوان رفتار غیرخطی سیستم را شناسایی و کنترل نمود.

یکی از تکنیک های کنترل غیرخطی و مقاوم، ایده مود لغزشی است که برای کنترل عوامل غیرخطی شدید بسیار سودمند می باشد. این کنترل کننده در حضور عدم قطعیت ها و اغتشاشات مقاوم بوده و دقت کنترلی بسیار بالایی را تضمین می کند. فینک و همکاران [16]، یک کنترل کننده مود لغزشی گسسته را برای کنترل فشار یک شیر سروو ارائه کردند. سیگنال کنترلی حاصله با یک لرزش فرکانس بالا به خاطر تابع سوئیچینگ استفاده شده همراه بود. لذا پیاده سازی این کنترل کننده در عمل بسیار مشکل به نظر می رسید. این مسئله توسط چن و همکاران [17] با به کارگیری یک تابع سوئیچینگ با لایه مرزی متغیر به جای لایه مرزی ثابت برطرف شد.

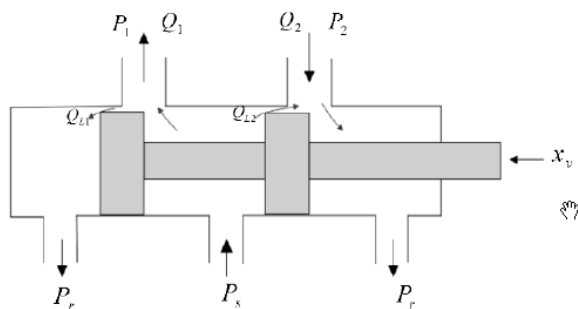
در این مقاله سعی شده تا با مطالعه انواع مدل های پیشنهادی برای

<sup>1</sup> Lim

<sup>2</sup> Zeng

<sup>3</sup> Proportional-integral-derivative

<sup>4</sup> Luger



شکل 2 طرح کلی روزنه‌ها و جریان عبوری یک شیر چهار راهه

### 2-2-2- مدل نشتی داخلی در شیر

با فرض متقارن بودن شیر سروو:

$$Q_{I_2} = K_{f_2} \sqrt{(P_s - P_r)} (x_0 + |x_n|) (1 + g_2(x_n))^{-1/2} \quad (11)$$

که در آن،  $g_1(x_n)$  و  $g_2(x_n)$  عبارتند از:

$$g_2(x_v) = \left(1 + \frac{|x_v|}{x_0}\right)^2 \left(1 + k_{L2} \frac{|x_v|}{x_0}\right) \quad (13)$$

که پارامتر  $x_0$  میزان بازشدگی معادل در صفحه اوریفیس است و در موقعیت صفر ( $x_v = 0$ )، برای میزان نشتمی محاسبه شده است.

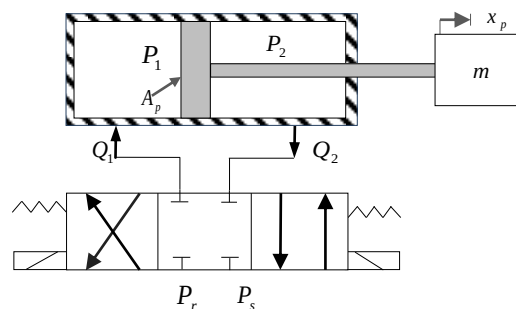
یک شیر سرو و وسیله پیچیده‌ای است که یک پاسخ غیر خطی مرتبه بالا را از خود به نمایش می‌گذارد. معادله دینامیکی جابه‌جایی اسپول شیر سرو،  $x_v$  با ورودی کنترلی  $u$  مرتبط است. رابطه متناظر که با ساده‌سازی به صورت یک سیستم مرتبه اول، تقریب زده شده، به صورت رابطه (14) می‌باشد.

$$\dot{x}_v = \frac{1}{\tau_v}(-x_v + k_a u) \quad (14)$$

که،  $k_a$  ضریب شیر سرو و  $\tau_v$  ثابت زمانی می‌باشد. با توجه به استفاده از شیر سرو با پاسخ سریع، فرض می‌شود که ورودی کنترلی با جابه‌جایی اسپول رابطه مستقیم دارد و با انجام ساده‌سازی، معادله دینامیکی جابه‌جایی اسپول شیر به فرم رابطه (15) خواهد بود.

$$x_v = k_\sigma u \quad (15)$$

اصطکاک یک پدیده پیچیده و طبیعی است. این پدیده با ایجاد نیروی عکس‌العمل مماسی بین دو سطح فیزیکی که با هم در تماس هستند ایجاد می‌شود [18]. وجود اصطکاک سبب ایجاد خطا در ردیابی، بروز نوسانات سیکل کوتاه و پدیده حرکت لغزشی (ارتعاشی) می‌شود [19]. اصطکاک

<sup>1</sup> stick-slip motion

### شکل 1 طرح یک سیستم سرو هیدرولیک

$$F_a = A_1 P_1 - A_2 P_2 \quad (4)$$

با جاگذاری روابط (3) و (4) در رابطه (2) شتاب سیستم به صورت رابطه

(5) به دست مم آید.

$$a_p = \frac{(A_1 P_1 - A_2 P_2) - F_f - F_d}{m} \quad (5)$$

$A_1$  و  $A_2$  به ترتیب مساحت پیستون در سمت چپ (قسمت 1) و سمت راست (قسمت 2) سیلندر و  $P_1$  و  $P_2$  نیز فشارهای موجود در این دو قسمت می‌باشند. رابطه (5) معرف دینامیک سیستم سرو-هیدرولیک است. دبی ورودی و خروجی با مشق‌گیری از فشار موجود در هر قسمت محاسبه می‌شود. با در نظر گرفتن نشی داخلی و تراکم‌پذیری سیال، دینامیک جریان موجود در سیلندر به صورت روابط (6) و (7) نوشته می‌شود.

$$\frac{V_1}{\rho} \dot{P}_1 = -A_1 v_p - Q_{L1} + Q_1 \quad (6)$$

$$\frac{\dot{p}_e}{\beta_e} \dot{p}_2 = -A_2 v_p - Q_{L2} + Q_2 \quad (7)$$

که در آن  $V_1 = V_{01} + x_p A_1$  و  $V_2 = V_{02} + x_p A_2$  حجم کلی موجود در هر قسمت و  $V_{01}$  و  $V_{02}$  حجم اولیه موجود در لوله‌ها و محفظه سیلندر می‌باشد.  $\beta_e$  مدول بالک موثر با فرض تراکم‌پذیری روغن،  $Q_{L1}$  و  $Q_{L2}$  دبی ناشی در ورودی کنترلی 1 و 2،  $Q_1$  و  $Q_2$  دبی ورودی به قسمت‌های اول و دوم سیلندر است. در این معادله از ناشی‌های خارجی صرف نظر شده است.

مدل‌سازی شیر سروو به دو مرحله مدل‌سازی سیال عبوری از روزه‌های شیر و مدل‌سازی دینامیک اسپول شیر تقسیم می‌شود.

برای درک بهتر دینامیک سیال عبوری از روزنه‌های شیر یک نمای ساده از روزنه‌ها و جریان عبوری یک شیر اسپولی چهار راه در "شکل 2" ارائه شده است. فرض کنید که اسپول یک جابه‌جایی مثبت از وضعیت خنثی ( $x_v = 0$ ) داشته باشد.

با توجه به روابط موجود برای صفحه اوریفیس می‌توان دبی ورودی و خروجی، به هر قسمت را با استفاده از روابط (8) و (9) محاسبه نمود.

$$Q_1 = C_d w_1 x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P_1}, \Delta P_1 = \begin{cases} P_s - P_1 & \text{for } x_v \geq 0 \\ P_1 & \text{for } x_v \leq 0 \end{cases} \quad (8)$$

$$Q_2 = C_d w_2 x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P_2}, \Delta P_2 = \begin{cases} P_2 & \text{for } x_v \geq 0 \\ P_s - P_2 & \text{for } x_v \leq 0 \end{cases} \quad (9)$$

استاتیکی و دو پارامتر دینامیکی است.

با توجه به معادلات (8) تا (15) متغیرهای حالت مدل به صورت (17) تعریف می شود.

$$X = [x_1, x_2, x_3]^T \equiv [x_p, v_p, a_p]^T \quad (18)$$

بنابراین، معادلات حالت مرتبه سوم مدل سیستم سروو هیدرولیک با استفاده از صورت ساده شده آن به فرم رابطه (19) قابل استخراج است.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= x_3 \\ \dot{x}_3 &= \dot{a}_p = \frac{1}{m} [(A_1 \dot{P} - A_2 \dot{P}_2) - \dot{F}_f - \dot{F}_d] \end{aligned} \quad (19)$$

با گذاری معادلات (8) تا (11) و (6) و (7) در معادله (19):

$$\begin{aligned} \dot{a}_p &= \frac{1}{m} \left[ \beta_e x_2 \left( -\frac{A_1^2}{V_1} - \frac{A_2^2}{V_2} - \frac{A_1 Q_{L1}}{V_1 x_2} - \frac{A_2 Q_{L2}}{V_2 x_2} \right) \right. \\ &\quad \left. + \beta_e C_d k_a \sqrt{\frac{2}{\rho}} \left( \frac{A_1 W_1}{V_1} \sqrt{\Delta P_1} \right) \right. \\ &\quad \left. + \frac{A_2 W_2}{V_2} \sqrt{\Delta P_2} \right] u - \dot{F}_f - \dot{F}_d \end{aligned} \quad (20)$$

با توجه به رابطه (20) و برای ساده سازی فرض می شود:

$$\begin{aligned} a &= -\frac{\beta_e}{m} x_2 \left( -\frac{A_1^2}{V_1} - \frac{A_2^2}{V_2} - \frac{A_1 Q_{L1}}{V_1 x_2} - \frac{A_2 Q_{L2}}{V_2 x_2} \right) \\ b &= \frac{\beta_e C_d k_a \sqrt{2/\rho}}{m} \left( \frac{A_1 W_1}{V_1} \sqrt{\Delta P_1} + \frac{A_2 W_2}{V_2} \sqrt{\Delta P_2} \right) \\ d &= -\frac{1}{m} (\dot{F}_f + \dot{F}_d) \end{aligned} \quad (21)$$

با در نظر گرفتن روابط (21)، معادله حرکت پیستون به شکل یک معادله تک ورودی تک خروجی غیرخطی استخراج می شود. پارامترهای این سیستم در جدول 1 نشان داده شده اند. در نهایت مدل دینامیکی به صورت رابطه (22) نشان داده می شود.

$$\dot{x}_3 = a(x) + b(x)u + d \quad (22)$$

### 3- طراحی کنترل کننده

در این بخش، به طراحی کنترل کننده برای کنترل موقعیت عملکرد هیدرولیکی پرداخته شده که در ابتدا کنترل کننده مود لغزشی سپس کنترل کننده به کمک روش خطی سازی بازخوردی نیز طراحی شده است.

#### 3-1- کنترل کننده مود لغزشی

قبل از این که به طراحی کنترل کننده مدنظر پرداخته شود، فرضیاتی برای سیستم غیرخطی استاندارد (22) در نظر گرفته می شود.

$$\begin{aligned} |a(x) - \tilde{a}(x)| &= \Delta a(x) \leq E(x) \\ d &\leq D \end{aligned} \quad (23)$$

باید به این نکته اشاره کرد که دینامیک غیرخطی  $a(x)$  در برگیرنده تغییرات سرعت و حجم روغن به دلیل تغییرات دما، تغییر تراکم پذیری سیال و نامعلوم بودن حجم کنترل کل به دلیل نشتی داخلی موجود در سیستم می باشد. از این رو تخمینی از  $a(x)$  به صورت  $\tilde{a}(x)$  با محدوده خطای  $E(x)$  معرفی می شود. مقدار  $E(x)$ ، با فرض این که میزان تغییرات در پارامترها بیشتر از 50٪ مقدار اسمی  $a(x)$  نباشد، ایجاد شده است.

$$0 < |E(x)| \leq 0.5 \quad (24)$$

به همین صورت، ضریب کنترلی  $b(x)$  نیز نامشخص است چون پارامترهایی مانند  $\beta_e$ ،  $C_d$ ،  $W$  و  $\rho$  در شرایط مختلف کاری دچار تغییر

همیشه در سیستم های هیدرولیکی وجود دارد. از این رو در این مقاله سعی شده تا یک مدل مناسب برای بیان رفتار اصطکاک موجود در سیستم ارائه شود.

اصطکاک انواع مختلفی دارد ولی در سیستم های هیدرولیکی اغلب به دو صورت اصطکاک خشک و اصطکاک ویسکوز رخ می دهد. اصطکاک خشک یا اصطکاک کلمب رفتاری غیرخطی دارد. هنگامی که سرعت جسم صفر باشد، مقدار آن برابر با نیروی وارد شده به جسم بوده تا زمانی که نیروی وارد شده به جسم برابر با اصطکاک ایستایی شود در این صورت جسم شروع به حرکت می کند. هنگامی که جسم در حال حرکت است، اصطکاک کلمب برابر با مقداری ثابت بوده که کوچکتر مساوی با اصطکاک ایستایی می باشد [19].

مدلی که به طور معمول برای اصطکاک ارائه می شود یک رابطه استاتیکی است که به طور کامل رفتارهای غیرخطی مانند لغزش ارتعاشی، جابه جایی پیش لغزش<sup>1</sup> و تاخیر اصطکاک<sup>2</sup> را نشان نمی دهد. برای این که تمامی خواص استاتیکی و دینامیکی اصطکاک در نظر گرفته شود از مدل لوگره<sup>3</sup> استفاده می گردد [20]. نمودار اصطکاک - سرعت، که نشان دهنده مشخصات (یا خواص) اصطکاک در هر دو حالت استاتیکی و دینامیکی است، در "شکل 3"، برای مدل سروو-هیدرولیک نمایش داده شده است. این مشخصات (یا خواص) در طول دو چرخه ارتعاشی تولید شده اند. رابطه بین سرعت و اصطکاک از طریق اثر هیسترسیس قابل شناسایی است [21].

از نظر ریاضی، مدل اصطکاک لوگره را می توان به صورت رابطه (16) نشان داد.

$$\begin{aligned} F_f &= c_0 z + c_1 \dot{z} + c_2 v_p \\ \dot{z} &= v_p - \frac{|v_p|}{f_s(v_p)} z \end{aligned} \quad (16)$$

که  $z$  بیان گر کرنش موجود در دو سطح،  $c_0$  و  $c_1$  به ترتیب سختی و میرایی و  $c_2$  نیز نشان دهنده اصطکاک ویسکوز موجود در سیستم است. تابع  $f_s(v_p)$  بیان کننده اثر استریک<sup>4</sup> یا نمودار حالت دائم<sup>5</sup> اصطکاک - سرعت است.

$$f_s(v_p) = \frac{1}{c_0} (F_c + (F_v - F_c) \cdot e^{-(v_p/v_s)^2}) \quad (17)$$

$F_c$ ،  $F_v$  و  $v_s$  به ترتیب، اصطکاک کلمب، اصطکاک ویسکوز و سرعت استریک است. به این ترتیب، مدل کامل اصطکاک شامل چهار پارامتر

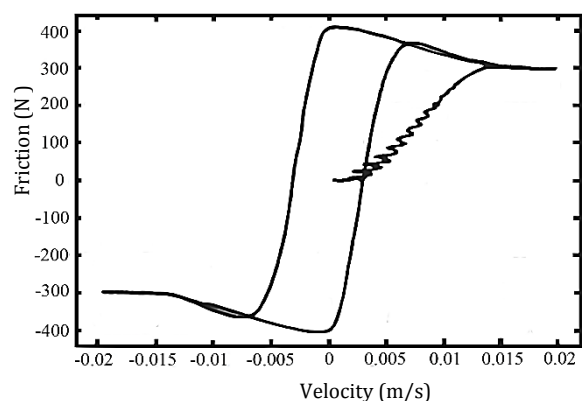


Fig. 3 Luger Friction-velocity curve [18]

شکل 3 نمودار اصطکاک - سرعت مدل لوگره

<sup>1</sup> pre-sliding displacement

<sup>2</sup> Friction lag

<sup>3</sup> Luger

<sup>4</sup> Stribeck effect

<sup>5</sup> steady state

می شوند. بنابراین، عدم قطعیت ها به گونه ای محدود می شوند تا این اطمینان حاصل شود که ضریب کنترلی سبب شکست یا ناپایداری کنترل کننده نشود.

برای این امر از نامساوی (25) استفاده می شود.

$$0 < b_{\min}(x) \leq b(x) \leq b_{\max}(x) \quad (25)$$

که  $b_{\min}(x)$  و  $b_{\max}(x)$  حد بالا و پایین  $b(x)$  بوده که متغیر با زمان می باشند. عامل  $d$  در برگزیده مشتق اصطکاک و عدم قطعیت های مدل نشده سیستم است و  $D$  بیشترین مقدار آشوب می باشد. برای تخمین ضریب کنترلی از میانگین هندسی (26) استفاده می شود.

$$\bar{b}(x) = (b_{\min}(x)b_{\max}(x))^{1/2} \quad (26)$$

مسئله کنترلی این است که ورودی کنترلی  $u$  طوری تعیین شود که یک بردار متغیرهای حالت متغیر با زمان به صورت  $X_d = [x_d, \dot{x}_d, \ddot{x}_d]$  شرایط حضور عدم قطعیت تعقیب گردد. خطای تعقیب مسیر در متغیر حالت  $X$  به صورت  $e = x - x_d$  در نظر گرفته می شود.

برای آن که متغیرهای حالت سیستم به طور همزمان مسیر مورد نظر را ردیابی کنند، سطح متغیر با زمان  $S(X, t)$  را در فضای حالت  $R^n$ ، به صورت رابطه (27) تعریف می شود که همان سطح لغزش یا تابع سوئیچینگ است.

$$S(X, t) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda\right)^2 e = \lambda^2 e + 2\lambda \dot{e} + \ddot{e} \quad (27)$$

که  $\lambda$  یک مقدار ثابت و اکیدا مثبت است. پاسخ دینامیکی مورد نظر برای سیستم به صورت  $S = 0$  داده می شود. اگر  $S$  به سمت صفر میل کند، دینامیک مورد نظر حاصل می شود و به تبع آن، خطای ردیابی نیز به سمت صفر همگرا می شود. با مشتق گیری از رابطه (27) معادله (28) حاصل خواهد شد.

$$\begin{aligned} \dot{S} &= \lambda^2 \dot{e} + 2\lambda \ddot{e} + e^{(3)} \\ \dot{S} &= \lambda^2 \dot{e} + 2\lambda \ddot{e} + \dot{x}_3 - x_d^{(3)} \end{aligned} \quad (28)$$

با جاگذاری معادله (22) در رابطه (28):

$$\dot{S} = \lambda^2 \dot{e} + 2\lambda \ddot{e} + \ddot{a} + \bar{b}u - x_d^{(3)} \quad (29)$$

قانون کنترلی کلی مورد نظر به صورت (30) تعریف می شود.

$$u = u_e + u_s \quad (30)$$

که در آن  $u_e$  و  $u_s$  به ترتیب سیگنال کنترلی معادل<sup>1</sup> و سیگنال کنترلی سوئیچینگ است. سیگنال کنترلی معادل، با صفر قرار دادن مشتق سطح لغزش محاسبه می شود.

$$\begin{aligned} u_e &= \bar{b}^{-1}(-\ddot{a} - \ddot{y}) \\ \ddot{y} &= \lambda^2 \dot{e} + 2\lambda \ddot{e} - x_d^{(3)} \end{aligned} \quad (31)$$

سیگنال بعدی سیگنال سوئیچینگ است که با در نظر گرفتن عدم قطعیت های موجود در دینامیک  $a$ ، سعی می کند تا تمامی مسیرهای حرکت را به سمت سطح لغزش  $S$  سوق دهد و آن ها را روی سطح نگه دارد. کنترل سوئیچینگ این اطمینان را ایجاد می کند که سیستم با وجود اغتشاش و عدم قطعیت نیز به سطح لغزش می رسد. یک حالت متداول برای کنترل سوئیچینگ به صورت رابطه (32) است.

$$u_s = -\bar{b}^{-1}K \operatorname{sgn}(S) \quad (32)$$

به منظور دستیابی به دقت مطلوب در کنترل موقعیت، نیاز به لایه مرزی کوچکتری می باشد از این رو، باید بین خطای موقعیت و کنترل چترینگ، تعادل مناسبی ایجاد شود. این کار با تنظیم کردن ضخامت لایه مرزی به وسیله  $\phi > 0$  انجام می پذیرد، در نتیجه معادله (32) به صورت (33) بازنویسی می شود.

$$u_s = -\bar{b}^{-1}K \tanh(S/\phi) \quad (33)$$

<sup>1</sup> Equivalent control

با جاگذاری روابط (32) و (33) در رابطه (30) قانون کنترل کلی به صورت رابطه (34) محاسبه می شود.

$$u = \bar{b}^{-1}(-\ddot{a} - \ddot{y}) + (-\bar{b}^{-1}K \tanh(S/\phi)) \quad (34)$$

برای بررسی پایداری سیستم در حضور کنترل کننده مود لغزشی با انتخاب تابع لیانوف به صورت  $V = 0.5S^2(e, t)$ ، شرط رسیدن به سطح لغزش به فرم (35) خواهد بود.

$$\dot{V} = 0.5 \frac{d}{dt} S^2(e, t) = S(e, t) \dot{S}(e, t) \leq -\eta |S(e, t)| \quad (35)$$

که در آن  $\eta$  یک ثابت اکیدا مثبت است. با جاگذاری  $S$  و  $\dot{S}$  از رابطه (27) و (29) در رابطه (35):

$$Q|S| \geq S[\bar{b}\bar{b}^{-1}a - \ddot{a} + \ddot{y}(\bar{b}\bar{b}^{-1} - 1) + \bar{b}\bar{b}^{-1}D] + \eta \bar{b}\bar{b}^{-1}|S| \quad (36)$$

با ساده سازی رابطه (36) ضریب متغیر با زمان  $K$  به گونه ای انتخاب می شود که رابطه (37) برقرار باشد.

$$Q \geq \beta(E + \eta) + (\beta - 1)|\ddot{a} + \ddot{q}| + D \quad (37)$$

که در آن  $|d_u| < D$ ،  $|a - \ddot{a}| \leq E$ ،  $\bar{b}\bar{b} \geq \beta$  که  $\beta$  نیز به صورت (38) تعرف می شود.

$$\beta = \sqrt{\frac{b_{\max}}{b_{\min}}} \geq 1 \quad (38)$$

پارامترهای کنترل کننده مود لغزشی در جدول 2 آورده شده اند.

### 3-2- قانون کنترلی به روش خطی سازی بازخوردی

در این بخش با اعمال روش خطی سازی بازخوردی روی معادلات عملکرد سروو-هیدرولیک، معادلات به حالت خطی درآمده و ورودی کنترلی محاسبه شده است که رابطه آن در معادله (39) نشان داده شده است.

$$u = \frac{1}{b} \{ \ddot{x}_d - K_1(\ddot{x} - \ddot{x}_d) - K_2(\dot{x} - \dot{x}_d) - K_3(x - x_d) - a \} \quad (39)$$

برای این که سیستم پایدار باشد ضرایب  $K_1$ ،  $K_2$  و  $K_3$  باید مثبت در نظر گرفته شوند. با توجه به این که مدل دینامیکی استخراجی بیانگر مدل دقیق سیستم نمی باشد، از این رو سیستم دارای عدم قطعیت پارامتری است که این امر باعث کاهش حاشیه پایداری و حساسیت به اغتشاش خارجی در روش خطی سازی بازخوردی می شود.

### 3-3- تعیین ضرایب کنترل کننده ها

در این قسمت به نحوه تعیین ضرایب کنترل کننده های طراحی شده پرداخته می شود. بدین منظور یک تابع هزینه مطابق رابطه (40) پیشنهاد شده است.

$$\begin{aligned} \text{Obj} &= \alpha(\text{ITAE}) + \beta(|\dot{u}|) \\ \text{ITAE} &= \int |e(t)| \cdot t \cdot dt \end{aligned} \quad (40)$$

که  $e(t)$  بیانگر خطا و  $|\dot{u}|$  نرخ تعیین سیگنال کنترلی،  $\alpha$  و  $\beta$  وزن های اعمالی می باشند. به منظور تاثیر برابر در بهینه سازی، مقدار هر کدام از وزن های فوق برابر یک در نظر گرفته شده اند. در ادامه به منظور تعیین ضرایب بهینه، تابع هزینه پیشنهادی با استفاده از الگوریتم جستجوی هارمونی [22] مینیمم شده و نتایج در جدول 1 نشان داده شده است.

### 4- نتایج شبیه سازی

در این قسمت به ارائه نتایج حاصل از شبیه سازی های صورت گرفته برای هر کدام از کنترل کننده های طراحی شده پرداخته می شود. نتایج ردیابی سیگنال مرجع با کنترل کننده های PID، بهینه، خطی سازی بازخوردی و مود لغزشی

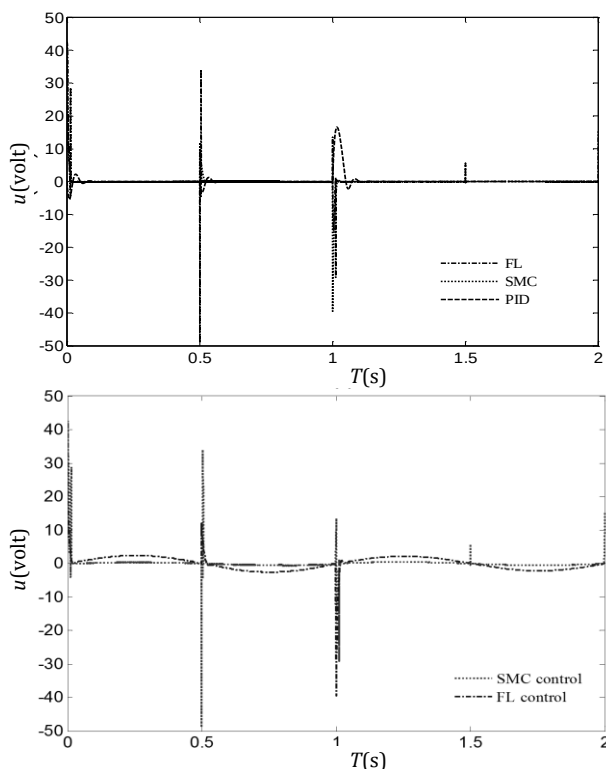


Fig. 6 Control signal of SMC, FL and PID

شکل 6 سیگنال کنترلی مربوط به کنترل کننده‌ها

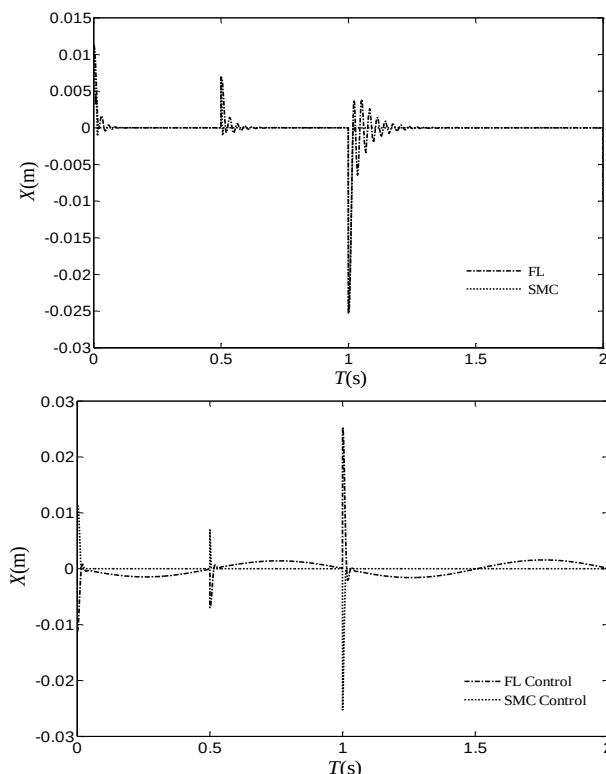


Fig. 7 Error signal of controller's

شکل 7 سیگنال خطای ردیابی کنترل کننده‌ها

زمان عملکرد خوبی دارد.

در ادامه به منظور نشان دادن بهتر عملکرد کنترل کننده‌های طراحی شده، یک وروری سینوسی در حضور نویز به سیستم اعمال و سپس ردیابی و

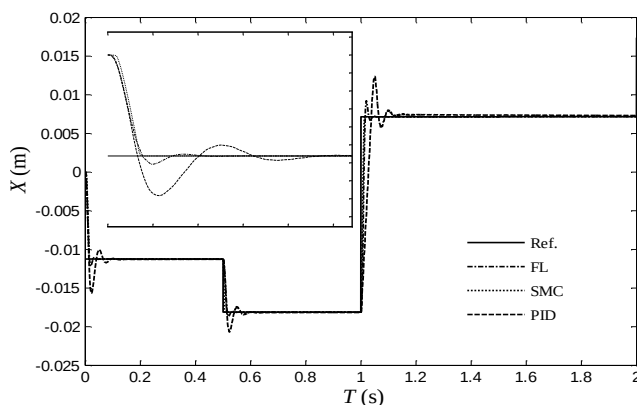


Fig. 4 tracking performance of Controller's

شکل 4 ردیابی سیگنال مرجع توسط کنترل کننده‌ها

در "شکل 4" نشان داده شده است.

همان‌طور که در "شکل 4" مشاهده می‌شود کنترل کننده مود لغزشی توانسته در مدت زمان کمتری به سیگنال مرجع همگرا می‌شود. به منظور نشان دادن میزان مقاوم بودن پاسخ هر کدام از کنترل کننده‌های طراحی شده، یک اغتشاش خارجی (به صورت  $0.5 \sin \frac{\pi}{2} t$ ) و نویز نیز در نظر گرفته شده است که نتایج ردیابی آن در "شکل 5" نشان داده شده است.

سیگنال کنترلی مربوط به کنترل کننده‌های فوق در "شکل 6" نشان داده شده است. همان‌طور که دیده می‌شود میزان تلاش کنترلی کنترل کننده مود لغزشی نسبت به خطی سازی بازخوردی کمتر است. با توجه به این شکل دیده می‌شود که سیگنال کنترلی به محدوده اشباع خود نرسیده و همچنین هموار بودن خود را به نسبت حفظ کرده است. سیگنال خطای هر کدام از کنترل کننده‌ها در "شکل 7" نشان داده شده است.

در ادامه پاسخ کنترل کننده‌های طراحی شده تحت بارگذاری متغیر در "شکل 8" نشان داده شده است.

به منظور مقایسه و نمایش میزان عملکرد کنترل کننده‌های پیشنهادی، پاسخ‌های مربوطه با هم مقایسه شده است. همان‌طور که در "شکل 9" مشاهده می‌شود پاسخ کنترل کننده مود لغزشی به تغییر بار اعمالی نسبت به دو کنترل کننده خطی سازی بازخوردی و کلاسیک بهتر می‌باشد. همچنین سیگنال کنترلی و سیگنال خطا برای کنترل کننده‌های طراحی شده در حالت بار متغیر را می‌توان در "شکل‌های 10 و 11" مشاهده کرد. از آنجایی که کنترل مود لغزشی از جمله روش‌های مقاوم می‌باشد از این‌رو این کنترل کننده نسبت به تغییرات بار اعمالی و همچنین اغتشاش خارجی متغیر با

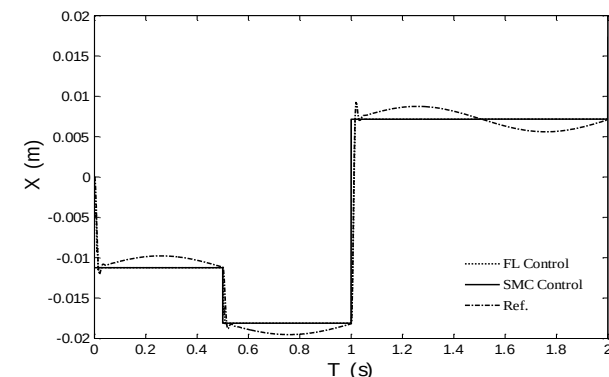


Fig. 5 tracking performance of Controller's in presence of noise and disturbance

شکل 5 پاسخ کنترل کننده‌ها در حضور نویز و اغتشاش خارجی

خطی سازی بازخوردی و مود لغزشی، کنترل کننده هایی برای کنترل موقعیت عملگر هیدرولیکی در شرایط بارگذاری متغیر با دامنه تغییرات گسترده نیز طراحی شد. همان طور که انتظار می رفت و در نتایج حاصل از شبیه سازی ها نشان داده شد، پاسخ کنترل کننده مود لغزشی در مقابل تغییرات بار اعمالی و اغتشاش خارجی متغیر با زمان، نسبت به پاسخ کنترل کننده های خطی سازی بازخوردی و PID کلاسیک بهینه نیز از عملکرد بهتری برخوردار بود.

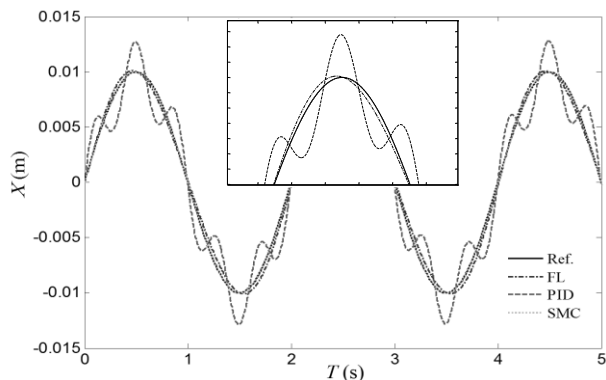


Fig. 11 tracking performance of FL and SMC with Variable load (mass)

شکل 11 ردیابی سیگنال مرجع با وجود بار متغیر توسط کنترل کننده های مود لغزشی و خطی ساز بازخوردی

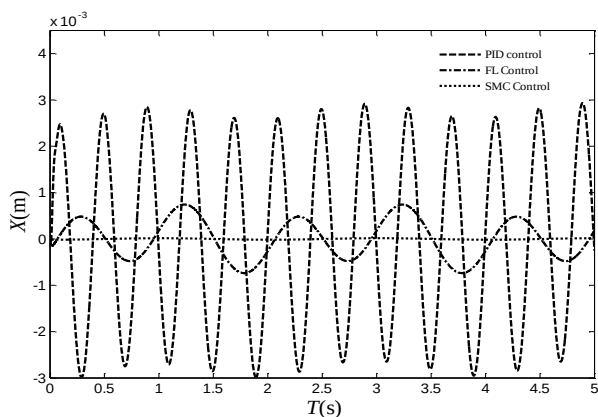


Fig. 12 Error signal in presence of noise

شکل 12 سیگنال خطا در حضور نویز

Table 1 Parameters of the servo Hydraulic system

| جدول 1 پارامترهای سیستم سروو هیدرولیک |                    |                               |                               |                            |                            |             |                    |                                |
|---------------------------------------|--------------------|-------------------------------|-------------------------------|----------------------------|----------------------------|-------------|--------------------|--------------------------------|
| پارامترهای سیلندر                     |                    |                               |                               |                            |                            |             |                    |                                |
| $P_s$<br>(Pa)                         | $P_r$<br>(Pa)      | $V_{01}$<br>(m <sup>3</sup> ) | $V_{02}$<br>(m <sup>3</sup> ) | $A_1$<br>(m <sup>2</sup> ) | $A_2$<br>(m <sup>2</sup> ) | $m$<br>(kg) | $\beta_e$<br>(Pa)  | $\rho$<br>(kg/m <sup>2</sup> ) |
| 15<br>$\times 10^6$                   | 1<br>$\times 10^6$ | 0.602<br>$\times 10^{-3}$     | 0.496<br>$\times 10^{-3}$     | 2.826<br>$\times 10^{-3}$  | 2.12<br>$\times 10^{-3}$   | 20          | 1<br>$\times 10^9$ | 850                            |
| پارامترهای شیر سروو                   |                    |                               |                               |                            |                            |             |                    |                                |
| $C_d$                                 |                    | $w_1$ (m <sup>2</sup> )       | $w_2$ (m <sup>2</sup> )       |                            | $k_a$ (m/V)                |             |                    |                                |
| 0.6                                   |                    | 0.02                          | 0.02                          |                            | 2.54 $\times 10^{-4}$      |             |                    |                                |
| پارامترهای نشتی داخلی                 |                    |                               |                               |                            |                            |             |                    |                                |
| $K_{f1}$                              |                    | $K_{f2}$                      |                               | $k_{L1}$                   |                            | $k_{L2}$    |                    |                                |
| 1.42 $\times 10^{-5}$                 |                    | 1.39 $\times 10^{-5}$         |                               | 0.31                       |                            | 0.27        |                    |                                |
| پارامترهای اصطکاک                     |                    |                               |                               |                            |                            |             |                    |                                |
| $F_c$ (N)                             | $F_v$ (N)          | $c_0$ (N/m)                   | $c_1$ (Ns/m)                  | $c_2$ (Ns/m)               |                            | $v_s$ (m/s) |                    |                                |
| 310                                   | 420                | 14<br>$\times 10^{-3}$        | 490                           | 110                        |                            | 0.02        |                    |                                |

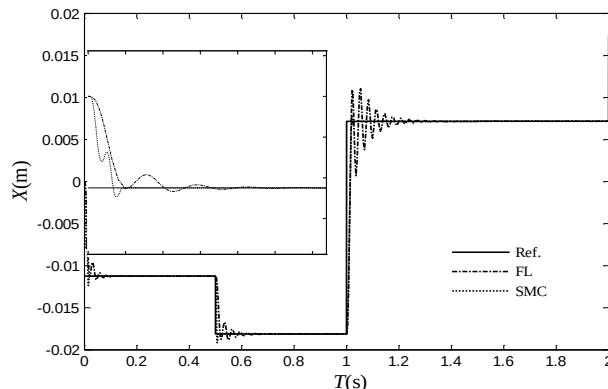


Fig. 8 tracking performance of FL and SMC with Variable load (mass)

شکل 8 ردیابی سیگنال مرجع با وجود بار متغیر توسط کنترل کننده های مود لغزشی و خطی ساز بازخوردی

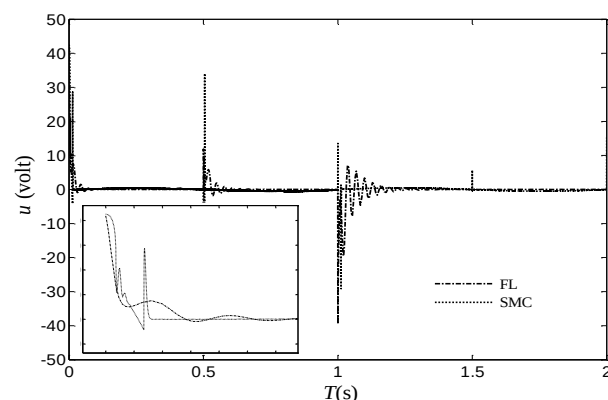


Fig. 9 Control signal in presence of variable load (mass)

شکل 9 سیگنال کنترلی در حضور بار متغیر

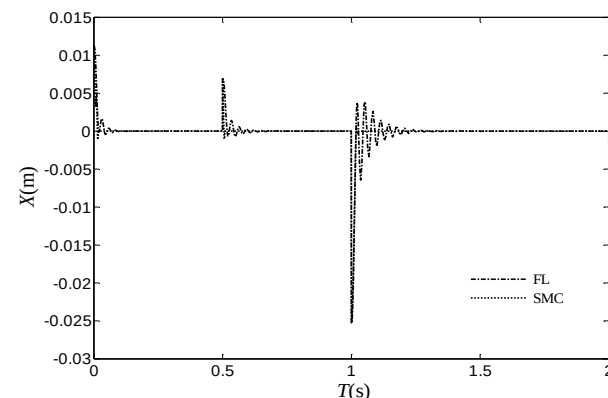


Fig. 10 Error signal in presence of variable load (mass)

شکل 10 سیگنال خطا در حضور بار متغیر

سیگنال خطای مربوطه در "شکل 11 و 12" نشان داده شده است. لازم به ذکر است به منظور جلوگیری از افزایش تعداد صفحات مقاله نتایج مربوط به بار متغیر ذکر نشده است.

## 5- نتیجه گیری

در این مقاله، به مدل سازی دینامیکی دقیق تر و طراحی کنترل کننده موقعیت برای سیستم غیرخطی عملگر سروو هیدرولیکی تحت بارگذاری متغیر پرداخته شد. در مدل سازی دینامیکی انجاسی، دینامیک شیر، نشتی ها، مدل اصطکاک در نظر گرفته شد. بر مبنای مدل استخراجی، با استفاده از روش های

International Conference Power Electronc Drive System, Singapore, 1997.

- [11] W. Zeng, J. Hu, Application of intelligent PDF control algorithm to an electrohydraulic position servo system, *Advanced Intelligent Mechatronics, 1999 Proceeding, 1999 IEEE/ASME International Conference*, pp. 233-238, 1999.
- [12] R. Vijay, *Pitch Control of Horizontal Axis Wind Turbine*, pp. 19-25, Rourkela, 2011.
- [13] H. A. P. Hahn, K. D. Leimbach, Input/output linearization control of an electro servo-hydraulic actuator, *Proceedings of the 1994 Conference on Control Applications 1994 Aug*, pp. 995-1000, 1994.
- [14] D. M. G. K. A. M. Y. H. Wonohadidjojo, Position control of electro-hydraulic actuator system using fuzzy logic controller optimized by particle swarm optimization, *International Journal of Automation and Computing*, Vol. 10, No. 3, pp. 181-193, 2013.
- [15] L. J. S. A. M. K. Rakoto, Modelling hydraulic pitch actuator for wind turbine simulation under healthy and faulty conditions, *IFAC-PapersOnLine*, Vol. 48, No. 21, pp. 577-582, 2015.
- [16] A. Fink, T. Singh, Discrete sliding mode controller for pressure control with an electrohydraulic servovalve, *Proceedings of the 1998 IEEE International Conference*, Trieste, Italy, 1998.
- [17] H. M. Chen, J. C. Renn, J. P. Su, Sliding mode control with varying boundary layers for an electro-hydraulic position servo system, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 26, No. 01, pp. 117-123, 2005.
- [18] H. Olsson, K. Astrom, C. Cadunas De Wit, M. Gafvert, Lischinsky, Friction models and friction compensation, *European Journal of Control*, Vol. 4, No. 3, pp. 176-195, 1998.
- [19] C. Canudas De Wit, H. Olsson, K. Astrom, P. Lischinsky, A new model for control of systems with friction, *IEEE Trans*, Vol. 40, No. 3, pp. 419-425, 1995.
- [20] S. Wang, S. Habibi, R. Burton, E. Sampson, Sliding mode control for a model of an electrohydraulic system whit discontinuous nonlinear friction, *American Control Conference*, IEEE, 2006.
- [21] W. Jerzy, S. Andrzej, W. Marian, K. Thomasz, Hysteretic effects, *Philosophical Transactions of the Royal Society of LondonA: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, Vol. 366, No. 1866, pp. 747-765, 2008.
- [22] M. Mazare, M. R. Najafi, Adaptive control of a 3-PUU parallel robot on optimized trajectory generated by harmony search algorithm, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 11, pp. 187-198, 2016. (In Persian فارسی)

**Table 2** Parameters of the servo Hydraulic system controller

| جدول 2 پارامترهای کنترل کننده سیستم سروو هیدرولیک |          |                 |                 |        |
|---------------------------------------------------|----------|-----------------|-----------------|--------|
| پارامترهای کنترل کننده مودلغزشی                   |          |                 |                 |        |
| $\lambda$                                         | $\eta$   | $b_{\max}$      | $b_{\min}$      | $\phi$ |
| 401.5247                                          | 627.3589 | $1.25 \times b$ | $0.75 \times b$ | 400    |
| ضرایب کنترل کننده خطی سازی بازخوردی               |          |                 |                 |        |
| $K_1$                                             | $K_2$    | $K_3$           |                 |        |
| 10.3285                                           | 31.7412  | 17.8541         |                 |        |
| ضرایب PID بهینه                                   |          |                 |                 |        |
| $K_p$                                             | $K_d$    | $K_I$           |                 |        |
| 1.9218                                            | 1.6273   | 0.064           |                 |        |

## 6- مراجع

- [1] H. E. Merrit, *Hydraulic Control Systems*, pp. 116-124, New York: John Wiley & Sons Inc., 1967.
- [2] J. Watton, *Fluid Power Systems*, pp. 215-220, New Jersey: Prentice Hall, 1989.
- [3] M. Jelali, H. Schwarz, Nonlinear identification of hydraulic servo - drive Systems, *IEEE Control Systems*, Vol. 15, No. 5, pp. 17-22, 2005.
- [4] J. F. Blackburn, G. Reethof, J. L. Shearer, *Fluid Power Control*, pp. 232-236, Massachusetts: the MIT press, 1960.
- [5] J. G. Ashby, M. J. Pinches, *Power Hydraulics*, pp. 113-120 Cambridge prentice hall, 1989.
- [6] N. Manring, *Hydraulic Control Systems*, pp. 80-86, New Jersey: Wiley, 2005.
- [7] S. J. Lin, A. Akers, Dynamic analysis of a flapper-nozzle valve, *Journal of Dynamic Systems, Measurement and control*, 113, No. 1, pp. 163-167, 1991.
- [8] A. Shukla, D. F. Thompson, Control of bifurcations in multidimensional parameter space for servo-hydraulic systems, *American Control Conference 2002 May 8, Proceeding of the 2002*, Vol. 6, IEEE, 2002.
- [9] A. Aly, PID Parameters Optimization Using Genetic Algorithm Technique for Electrohydraulic Servo Control System, *Intelligent Control and Automation*, No. 02, 2011.
- [10] T. J. Lim, Pole placement control of an electro-hydraulic servo motor, *2nd*