



کنترل موقعیت سیستم سرو هیدرولیک با استفاده از سامانه‌های تحت کنترل پمپ در یک مدار حلقه بسته هیدرولیکی به روش پسگام

حسین عبدالله زاده، سیدرضا حمزه لو*، امیر رفاهی اسکویی

گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهیدرجانی، تهران، ایران

* ایمیل نویسنده مسئول: rehamzeloo@sru.ac.ir

چکیده	اطلاعات مقاله
در این پژوهش کنترل گر غیرخطی پسگام برای یک سیستم هیدرولیک حلقه بسته که بصورت پمپ کنترل کار می‌کند طراحی و پیشنهاد شده است. سیستم سرو الکتروهیدرولیک یکی از پر کاربردترین سیستم‌های صنعتی است. برای این پژوهش از رفتار یک سیستم سرو الکتروهیدرولیک صنعتی الگو گرفته شده است. این سیستم صنعتی بر اثر فرسودگی و افزایش پارامترهای غیر خطی حاکم بر سیستم نظیر اصطکاک و نشتی‌های داخلی دقت خود را از دست داده است. سرو الکتروهیدرولیک مورد مطالعه در این پژوهش نخست با استفاده از پارامترهای فیزیکی بصورت ریاضی مدل شده است. سپس کنترل گر پسگام با در نظر گرفتن عدم قطعیت‌های سیستم طراحی شد و پایداری آن به وسیله تئوری لیاپانوف اثبات گردید. یک ساختار آزمایشگاهی با عملکرد مشابه سیستم صنعتی مورد مطالعه جهت بررسی عملکرد کنترل گر طراحی و پیاده‌سازی کنترل گر اشاره شده ایجاد گردید. جهت تشخیص بهتر عملکرد این کنترل گر، نتایج بدست آمده با نتایج حاصل از کنترل گر PID مقایسه گردید. مشخص گردید کنترل گر پیشنهادی توانایی بالایی در کنترل موقعیت دارد و پاسخ از پایداری و دقت بالایی برخوردار می‌باشد. کنترل گر پیشنهادی توانست سیستم را به خوبی و دقت بالا کنترل کرده و از تاثیر عدم قطعیت‌ها در رفتار سیستم به شدت بکاهد.	مقاله پژوهشی دریافت: ۶ شهریور ۱۴۰۴ پذیرش: ۱۹ اردیبهشت ۱۴۰۵ کلیدواژگان: کنترل موقعیت کنترل گر پسگام (بک استپ) مدار حلقه بسته هیدرولیک پمپ کنترل کنترل غیر خطی

Position control of a servo-hydraulic system as a pump-control closed-loop hydraulic circuit with back stepping method

Hossein Abdollahzadeh, Seyed Reza Hamzeloo*, Amir Refahi Oskuei

Department of Mechanixhal Engineering, Shahid Rajaee University, Tehran, Iran

* Corresponding Author's Email: rehamzeloo@sru.ac.ir

Article Information	Abstract
Original Research Paper Received: 28 Augus 2025 Accepted: 9 May 2026 Keywords: Position Control Back Stepping Controller Closed-Loop Hydraulic Circuit Pump-Control Nonlinear Control	In this research, the position control of a closed-loop pump-controlled hydraulic servo system is investigated in the presence of uncertainties arising from system wear. To this end, a nonlinear backstepping-based controller is designed, and the stability of the closed-loop system is guaranteed using Lyapunov stability analysis. In the controller design, the effects of internal leakage, friction, and variations in hydraulic parameters are considered as realistic system uncertainties. First, the hydraulic servo system under study is mathematically modeled based on its physical parameters. Then, the backstepping controller is developed by explicitly accounting for system uncertainties. To evaluate the performance of the proposed controller, an experimental test rig with dynamic behavior similar to that of an industrial hydraulic servo system is designed and implemented. The controller performance is experimentally assessed through real-time implementation using an Arduino DUE hardware platform and a sinusoidal reference input. Experimental results demonstrate that the proposed backstepping controller significantly reduces the tracking error compared to a genetic algorithm-optimized PID controller and effectively eliminates the steady-state error, which is approximately 3% in the PID-based approach. Specifically, the root mean square (RMS) tracking error achieved by the proposed method is reduced to less than one-quarter of that obtained using the PID controller. The results confirm the effectiveness and practical applicability of the proposed control strategy for industrial hydraulic servo systems.

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Abdollahzadeh H, Hamzeloo SR, Refahi Oskuei A. Position control of a servo-hydraulic system as a pump-control closed-loop hydraulic circuit with back stepping method. Iranian Journal of Manufacturing Engineering. 2025 Dec 22;12(10):54-68. doi: 10.22034/ijme.2026.543711.2128 [In Persian]

۱- مقدمه

کنترل سیستم سرو هیدرولیک^۱ یک موضوع حیاتی و پایه‌ای در صنعت مدرن است از آنجایی که این سیستم توانایی تحمل بارهای زیاد، سرعت و دقت بالایی دارد در صنایع متفاوت از جمله صنایع دفاعی، صنایع فضایی و دیگر زمینه‌های صنعتی کاربرد فراوانی دارد [۱]. بر اساس شیوه‌های کنترلی می‌توان کنترل سیستم سرو هیدرولیک را به دودسته سامانه‌های تحت کنترل پمپ^۲ و سامانه‌های تحت کنترل شیر^۳ تقسیم کرد. در روش‌های سنتی برای کنترل سیستم سرو هیدرولیک از روش سامانه‌های تحت کنترل شیر استفاده می‌گردد. با این حال توسعه‌های صورت گرفته در صنعت سرو هیدرولیک نیازمندی‌های جدیدی را به وجود آورده است که می‌توان نیاز به سرعت پاسخگویی بالاتر، دقت بیشتر، نسبت قدرت به وزن بیشتر و مصرف انرژی کمتر اشاره کرد [۲]. رفع این نیازها سبب ایجاد تحقیقات زیادی در بین پژوهشگران شده است. در سال‌های اخیر تحقیقات زیادی در این زمینه صورت گرفته که می‌توان نتیجه آن را سیستم سامانه‌های تحت کنترل پمپ دانست. هنگامی که سیستم سامانه‌های تحت کنترل پمپ با سیستم هیدرولیک سنتی سامانه‌های تحت کنترل شیر مقایسه می‌گردد برتری‌های آن مشخص می‌شود. از برتری‌های این سیستم می‌توان به مصرف انرژی کمتر، قدرت بیشتر و پاکی و آلودگی کمتر اشاره کرد؛ اما هزینه ایجاد این سیستم بسیار بیشتر است. به همین دلیل این نوع تحقیقات به هدف پژوهشگران تبدیل شده است. یک سیستم سرو هیدرولیک به صورت ذاتی سیستمی غیرخطی و ناپایدار است [۳]. عوامل غیرخطی بسیاری در عدم قطعیت‌های سیستم تاثیر دارد. در این زمینه پژوهشگران روش‌های زیادی را آزموده‌اند ابتدایی ترین روش کنترل و پرکاربردترین آنها روش PID است که این روش به صورت موفقیت آمیزی در بیشتر زمینه‌های مهندسی استفاده شده است [۴-۶]. سه پارامتر K_P ضریب تناسبی، K_I ضریب انتگرال گیری، K_D ضریب مشتق گیری) کنترل گر به صورت مستقیم در پایداری، دقت و سرعت سیستم تاثیر دارد [۷]. تنظیم و بهینه کردن این پارامترها در عملکرد این کنترل گر تاثیر زیادی دارد از این رو پژوهشگران بسیاری بر روی این موضوع تمرکز کرده‌اند و از پدیده‌های طبیعی الهام گرفته و با طراحی الگوریتم‌های جدید تلاش در بهینه‌سازی آن دارند [۸-۱۰]. اما برخی از پژوهشگران از روش‌های غیرخطی استفاده کرده‌اند؛ مثلاً بعضی از آن‌ها از روش مد لغزشی استفاده کرده‌اند [۳]. کنترل فازی نیز بخشی از این تحقیقات را به خود اختصاص داده است [۱۱]. اما می‌توان این گونه مطرح کرد که هنگام استفاده از کنترل پسگام^۴ عدم قطعیت‌ها و پارامترهای ناشناخته سیستم در هنگام طراحی کنترل گر می‌توانند به راحتی به سیستم معرفی گردند [۱۲]. کنترل گرهای پسگام معمولاً در مرحله آخر طراحی به وسیله تئوری لیاپانوف سنجیده شده و پایداری آنها تایید می‌گردد. از این رو بسیاری از پژوهشگران در تحقیقات خود از این روش استفاده کرده‌اند [۱۲-۱۴]. گونای ژانگ و همکاران [۱۵] در کنترل یک ربات حفاری تونل که به صورت سرو هیدرولیکی عمل می‌کند از کنترل گر پسگام استفاده کرده‌اند. آن‌ها با استفاده از شبکه عصبی در این کنترل گر تلاش در برطرف کردن اثر عدم قطعیت‌ها و تاثیر عوامل غیرخطی داشته‌اند. آن‌ها عوامل غیرخطی همچون بار خارجی وارد به دستگاه و اصطکاک بدنه دستگاه با بدنه تونل را در نظر گرفته‌اند. با استفاده از شبیه‌سازی‌ها و آزمایش‌های گوناگون کارایی مدل پیشنهاد داده شده توسط ایشان به خوبی نشان داده شده است. ژن شوی وان و همکاران [۱۶] برای کنترل یک سیستم سرو هیدرولیک حلقه باز که یک جک متقارن را کنترل می‌کند از ترکیب دو روش پسگام و مد لغزشی استفاده کرده‌اند. آن‌ها پایداری سیستم خود را با لیاپانوف به دست آورده‌اند و برای مشخص کردن توانایی روش خود آن را با آزمایش‌های عملی مقایسه کرده‌اند. نتایج به دست آمده در مقایسه با کنترل گر PID نشان از دقت بالاتر این روش داشته است. کادیسیس و همکاران [۱۷] از روش لیست اسکور برای تخمین زدن عدم قطعیت‌های سیستم استفاده کرده‌اند و یک کنترل گر پسگام تطبیقی طراحی کرده‌اند. سپس با انجام چند آزمایش نشان دادند که خروجی این روش در مقایسه با کنترل گر غیرتطبیقی پسگام می‌تواند سیگنال مرجع را با مقدار کمی جا بجایی کنترل کند؛ اما روش غیرتطبیقی نوسان داشته و نتوانسته است به خوبی خروجی را کنترل کند. گرمینولی و همکاران [۱۸] برای برطرف کردن چتر در کنترل یک سیستم سرو هیدرولیک از ترکیب دو روش مد لغزشی و پسگام استفاده کرده‌اند. آن‌ها با استفاده از آزمایش‌ها و شبیه‌سازی‌های گوناگون مدل پیشنهادی خود را آزموده‌اند و نشان داده‌اند که مدل ایشان به خوبی پدیده چتر را کنترل می‌کند. ژن شوی وان و همکاران [۱۹] در تحقیق دیگری در کنترل موقعیت یک سیستم سرو هیدرولیک تشکیل شده از یک سیلندر دوطرفه از روش پسگام با ترکیب شبکه عصبی استفاده کرده‌اند. آن‌ها برای اثبات عملکرد سیستم خود آزمایش‌های مختلفی انجام داده و نشان داده‌اند که روش پیشنهادی آن‌ها ضمن دنبال کردن موقعیت مورد نظر از

¹ Servo Hydraulic² Pump Control³ Valve Control⁴ Back Stepping

پایداری خوبی نسبت به اغتشاشات خارجی برخوردار بوده است. از عدم قطعیت‌های موجود در سیستم سامانه‌های تحت کنترل پمپ می‌توان به مواردی همچون مدول الاستیک روغن، ناشی داخلی و خارجی و ضریب برابری فنریت بار و ... اشاره کرد [۲۰].

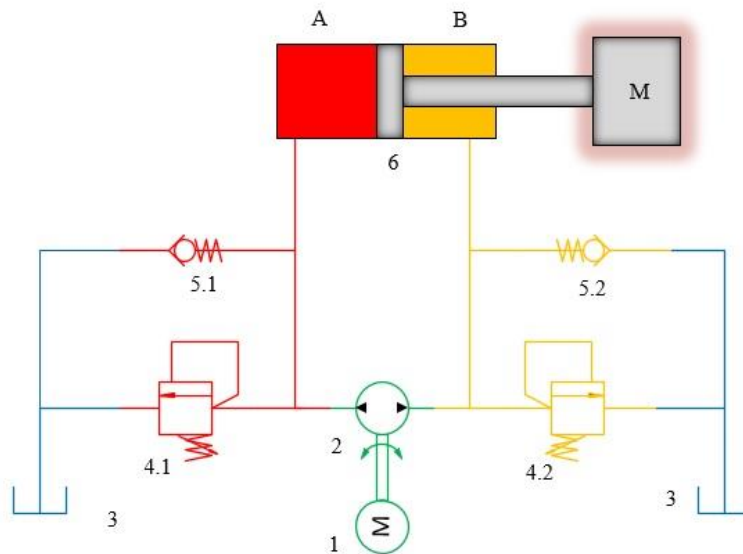
با وجود مطالعات متعددی که در زمینه کنترل سیستم‌های سرو هیدرولیک انجام شده است، بخش عمده‌ای از این تحقیقات بر سامانه‌های تحت کنترل شیر متمرکز بوده و بررسی سیستم‌های سرو هیدرولیک حلقه بسته از نوع سامانه‌های تحت کنترل پمپ، به‌ویژه در شرایط عملی و همراه با عدم قطعیت‌های ناشی از فرسودگی، کمتر مورد توجه قرار گرفته است. از این‌رو در مقاله پیشرو طراحی و توسعه یک کنترل‌گر غیرخطی مبتنی بر روش پسگام برای کنترل موقعیت یک سیستم سرو هیدرولیک حلقه بسته از نوع سامانه‌های تحت کنترل پمپ که نسبت به سامانه‌های متداول تحت کنترل شیر ساختار ساده‌تر و بهره‌وری انرژی بالاتری دارد مورد بررسی قرار گرفته است. این پژوهش با در نظر گرفتن عدم قطعیت‌های واقعی ناشی از فرسودگی سیستم صنعتی شامل ناشی‌های داخلی، اصطکاک و تغییر پارامترهای هیدرولیکی در فرایند طراحی کنترل‌گر، به‌نحوی که روش پیشنهادی قابلیت کاربرد در شرایط صنعتی واقعی را داشته باشد صورت گرفته است. به جهت بررسی و محک‌زدن کنترل‌گر پیشنهادی در شرایط عملی کنترل‌گر پیشنهادی بر روی یک ساختار آزمایشگاهی واقعی با رفتار مشابه سیستم صنعتی و اجرای کنترل در زمان واقعی با استفاده از سخت‌افزار Arduino DUE جهت جمع‌آوری اطلاعات که فراتر از تحلیل‌های صرفاً شبیه‌سازی شده است. در انتها برای ارزیابی عملکرد کنترل‌گر پیشنهادی از طریق مقایسه تجربی و کمی با یک کنترل‌گر PID بهینه‌شده به‌وسیله الگوریتم ژنتیک، به‌منظور ارائه یک مقایسه منصفانه و قابل‌اتکا. البته لازم به ذکر است که این پژوهش برای امکان‌سنجی انجام تغییر در یک سیستم صنعتی انجام شده و حال پس از طی موفقیت‌آمیز از این مسیر، زمینه‌ساز تعریف و انجام تحقیقات زیادی در این رابطه خواهد بود. از این‌رو در بخش دوم به تشریح سیستم حلقه بسته پرداخته‌ایم و در بخش سوم مدل ریاضی این سیستم را به دست آورده‌ایم. سپس در بخش چهارم یک کنترل‌گر پسگام پیشنهاد داده شد تا بتواند این سیستم را به‌خوبی کنترل کند. در بخش پنجم و ششم به ترتیب ساختار آزمایش و بررسی نتایج آورده شده است و به‌وسیله انجام چند آزمایش توانایی کنترل‌گر سنجیده شده است.

۲- تشریح سیستم سامانه‌های تحت کنترل پمپ حلقه بسته

همان‌گونه که در مقدمه توضیح داده شد در این پژوهش از یک مدل صنعتی الگوبرداری شده است. سیستم مورد نظر یک سیستم سرو هیدرولیک جهت کنترل حرکت رفت و برگشت یک سیلندر طراحی شده است. این سیستم وظیفه توزیع یکنواخت گندله‌های فولاد خارج شده از کوره را بر روی نوار تسمه‌نقاله به عهده دارد؛ اما با توجه به قدیمی بودن و فرسودگی سیستم در گذر زمان از دقت سیستم فوق کاسته شده است. از این‌رو در این پژوهش تلاش بر آن است که با استفاده از روش کنترلی پسگام عدم اطمینان‌های سیستم را کنترل کرده تا این سیستم بتواند بادقت مطلوب مسیر دلخواه را طی کند.

با توجه به اینکه سیستم صنعتی مورد اشاره در یکی از شرکت‌های تابعه فولاد در حال کار است و امکان توقف و انجام تحقیقات بر روی آن امکان‌پذیر نیست؛ از این‌رو یک نمونه آزمایشگاهی از سیستم فوق ایجاد گردید. ساختار سیستم حلقه بسته که در این پژوهش به آن پرداخته شده است، در شکل ۱ نشان داده شده است. سیستم مورد اشاره به‌صورت سامانه‌های تحت کنترل پمپ می‌باشد.

- در این سیستم یک موتور سرو به یک پمپ دبی ثابت و سیلندر هیدرولیکی متصل شده است.
 - سیستم از حجم کوچک، لاین کشی ساده، بدون اوریفیس و محدود کننده جریان، قابلیت اطمینان بالا، ایمنی بالا و دقت زیاد برخوردار می‌باشد.
 - در این سیستم از سرو موتور بعنوان محرک پمپ دبی ثابت استفاده شده است و هر دو خروجی پمپ به دو ورودی جک وصل گردیده‌اند.
 - از مخزن جهت تامین سیال مورد نیاز سیستم استفاده شده است.
 - از شیر اطمینان جهت جلوگیری از افزایش فشار سیستم استفاده شده است.
 - شیرهای یکطرفه به‌گونه‌ای در مدار قرار گرفته‌اند تا از کاویتاسیون جلوگیری کنند.
- در این مدار می‌توان با کنترل تعداد و جهت دوران و گشتاور موتور سرو به ترتیب دبی و جهت جریان خروجی پمپ و فشار سیستم را تعیین کرد. به این ترتیب با کنترل فشار و جریان سیال می‌توان نیرو و کورس سیلندر را مشخص و کنترل کرد.



شکل ۱ شماتیک سیستم کنترلی حلقه بسته با کنترل پمپ ۱: سرو موتور، ۲: پمپ هیدرولیک، ۳: مخزن، ۴.۱/۴.۲: شیر اطمینان، ۵.۱/۵.۲: شیر یکطرفه، ۶: سیلندر هیدرولیکی

۳- مدل ریاضی سیستم

تفاوت اصلی بین روابط ریاضی سیستم‌های حلقه بسته و باز، در دبی سیستم است. به بیان دیگر دبی وارد به سیلندر در سیستم حلقه باز به وسیله جابه‌جایی اسپول شیر کنترل شده است؛ ولی این امر در مدار حلقه بسته با تعداد دوران پمپ به دست می‌آید. در این سیستم، فشار روغن مورد نیاز سیستم، p_0 فشار سیال برگشتی از سیستم، q_A جریان روغن ورودی به سیستم و q_B جریان روغن خروجی به سیستم، p_A و p_B فشار سیال ورودی به قسمت A و B سیلندر هستند. C_{ep} ضریب نشتی خارجی وابسته به فشار سیلندر، G_{ip} ضریب نشتی داخلی وابسته به فشار سیلندر، V_A و V_B حجم روغن در دو قسمت ورودی و خروجی سیلندر هستند. A_p سطح مقطع موثر پیستون، m_t جرم موثر پیستون و بار، F_L نیروی خارجی وارد به پیستون و x_p جابجایی موثر پیستون هستند [۲۱]. مدل‌سازی ریاضی تجهیزات اصلی سامانه‌های تحت کنترل پمپ در زیر تشریح شده است.

۳-۱- سرو موتور

موتور سرو AC ولتاژ ورودی کنترلی را به سرعت خروجی موتور تبدیل می‌کند. باتوجه به پاسخ‌پذیری بالا و دینامیک سریع موتور سرو، رابطه بین سرعت خروجی موتور و سیگنال کنترلی ورودی به صورت یک رابطه تناسبی در نظر گرفته می‌شود که به صورت رابطه ۱ بیان می‌گردد.

در این مدل‌سازی D_p حجم جابه‌جایی پمپ در هر دور دوران، ω_p سرعت خروجی موتور، K_m ضریب کنترل موتور و، u_c ولتاژ ورودی است که به عنوان سیگنال کنترل در نظر گرفته می‌شود. به بیان دیگر D_p حجم جابه‌جایی پمپ در هر دور دوران است که برابر با حجم روغن خروجی پمپ به ازای یک دور دوران پمپ است. اما پس از اتصال این پمپ به سرو موتور می‌بایست با کنترل تعداد دوران موتور دبی پمپ را کنترل کرد K_m ضریب تبدیل سیگنال فرمان به ولتاژ مورد نیاز جهت کنترل موتور است.

$$\omega_p = K_m u_c \quad (1)$$

۳-۲- پمپ دبی ثابت

ویژگی‌های توزیع دبی پمپ با جابه‌جایی ثابت با در نظر گرفتن تراکم‌پذیری روغن و همچنین نشتی‌های داخلی و خارجی مورد تحلیل قرار گرفت و دبی حجمی دو محفظه‌ای منتقل شده از پمپ به سیلندر هیدرولیکی تحت کنترل را می‌توان به صورت زیر بیان کرد [۱۲]:

$$\begin{cases} q_B = D_p \omega_p - C_{ip}(P_A - P_B) + C_{ep}P_B \\ q_A = D_p \omega_p - C_{ip}(P_A - P_B) - C_{ep}P_A \end{cases} \quad (2)$$

که در آن q_B دبی در محفظه B سیستم، q_A دبی در محفظه A سیستم، P_B فشار در حفره B سیستم، P_A فشار در حفره A سیستم، ضریب نشتی داخلی پمپ با جابه‌جایی ثابت، و C_{ep} ضریب نشتی خارجی پمپ با جابه‌جایی ثابت هستند.

۳-۳- سیلندر دو جهته

در صورت استفاده از سیلندره‌ای متقارن با در نظر گرفتن شرایط بار، تراکم‌پذیری روغن، نشتی‌های داخلی و خارجی و سایر عوامل مؤثر، ویژگی‌های توزیع دبی در سیلندر هیدرولیکی و معادله پیوستگی دبی برای دو حفره سیلندر هیدرولیکی به صورت رابطه ۳ بیان می‌گردد [۱۲].

$$\begin{cases} q_A = A_p \dot{x}_p + C_{ic}(P_A - P_B) + C_{ec}P_A + \frac{V_{CA}}{\beta_e} \dot{P}_A \\ q_B = A_p \dot{x}_p + C_{ic}(P_A - P_B) - C_{ec}P_B - \frac{V_{CB}}{\beta_e} \dot{P}_B \end{cases} \quad (3)$$

که در آن A_c سطح مؤثر کاری سیلندر هیدرولیکی، x_c جابه‌جایی سیلندر هیدرولیکی، β_e مدول بالک مؤثر سیال، V_{CA} حجم تراکم‌پذیر حفره A سیلندر هیدرولیکی، V_{CB} حجم تراکم‌پذیر حفره B سیلندر هیدرولیکی، C_{ic} ضریب نشتی داخلی سیلندر هیدرولیکی و C_{ec} ضریب نشتی خارجی سیلندر هیدرولیکی هستند [۱۲].

معادله تعادل نیرو در سیلندر هیدرولیکی در رابطه ۴ نشان داده شده است.

$$A_p(P_A - P_B) = m_t \ddot{x}_p + B_c \dot{x}_p + Kx_p + \tilde{d} \quad (4)$$

که در آن m_t جرم کل معادل شده بار روی پیستون، B_c ضریب میرایی ویسکوز روغن، K سختی معادل فنر بار، و $\tilde{d}$ اغتشاش خارجی و نیروی اصطکاک مدل نشده هستند. با استفاده از تبدیل لاپلاس اعمال شده به روابط ۱ تا ۴، رابطه ۳ را می‌توان به صورت رابطه ۵ ساده‌سازی نمود [۱۲].

$$\dot{P}_A - \dot{P}_B = \frac{4\beta_e}{V_t} [D_p \omega_p - A_p \dot{x}_p - C_t(P_A - P_B)] \quad (5)$$

که در آن V_t حجم کل تراکم‌پذیر سیال است. با جاگذاری تبدیل لاپلاس روابط ۱، ۲ و ۴ در رابطه ۵، نتیجه رابطه ۶ حاصل می‌گردد [۱۲].

$$X_p = \frac{A_p D_p K q u_c}{\frac{V_t m_t}{4\beta_e} s^3 + (\frac{V_t}{4\beta_e} B_c + C_t m_t) s^2 + (\frac{V_t}{4\beta_e} K + A_p^2 + C_t B_c) s + C_t K} \quad (6)$$

که $C_t = C_{tc} + C_{tp} = C_{ic} + \frac{1}{2} C_{ec} + C_{ip} + \frac{1}{2} C_{ep}$ است.

روابط حاکم بر سیستم بر پایه سیلندر متقارن به دست آمده‌اند. اما در سیستم‌هایی که از سیلندره‌ای نامتقارن استفاده می‌کنند اگر چه جریان‌های ورودی و خروجی آن‌ها برابر نیستند؛ ولی برای ساده‌سازی از خطی‌سازی استفاده خواهیم کرد، رابطه جریان به صورت رابطه ۷ نوشته می‌شود [۲۱].

$$q_L = \frac{q_A + q_B}{2} \quad (7)$$

حال باتوجه به جریان ورودی و خروجی، رابطه ۸ را می‌توان بدست آورد [۲۱].

$$q_L = A_p \frac{dx_p}{dt} + C_{tp} p_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dp_L}{dt} \quad (8)$$

که C_{tp} ضریب مجموع نشتی‌های هیدرولیک $C_{tp} = C_{ip} + C_{ep}/2$ ، V_t حجم کل روغن تحت فشار سیستم $V_t = V_1 + V_2$ و رابطه بار وارد به سیستم نیز در رابطه ۹ نشان داده شده است.

$$A_p p_L = m \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + Kx_p + \tilde{d} \quad (9)$$

که B_p ضریب میرایی سیال p_L فشار بار می باشد ($P_L = P_A - P_B$) و K ضریب سختی فنر می‌باشند.

معادلات ۷، ۸ و ۹ رفتار دینامیکی سیستم را تشریح می‌کنند. برای به دست آوردن تابع تبدیل، از لاپلاس رابطه‌های نام برده شده استفاده می‌گردد. رابطه ۱۰ لاپلاس این رابطه‌ها را نشان می‌دهد.

$$\begin{cases} Q_L = D_p \omega_p \\ Q_L = A_p X_p s + C_{tp} p_L + \frac{V_t}{4\beta_e} p_L s \\ A_p p_L = m X_p s^2 + B_p X_p s + K X_p + \tilde{d} \end{cases} \quad (10)$$

از آنجایی که در سیستم سرو هیدرولیک $B_p \ll \frac{C_{tp}}{A_p^2}$ می‌باشد، مقدار $\frac{KV_t}{4\beta_e A_p^2}$ خیلی کوچک می‌باشد، همچنین جهت ساده سازی از $\tilde{d}$ صرف نظر شده است. پس می‌توان نسبت جریان به جابه‌جایی در یک مدار حلقه بسته را به صورت رابطه ۱۱ نوشت.

$$\frac{X_p}{u_c} = \frac{\frac{K_m D_p}{A_p}}{\frac{V_t m_t}{4\beta_e A_p^2} s^3 + \left(\frac{m_t C_{tp}}{A_p^2} + \frac{B_p V_t}{4\beta_e A_p^2} \right) s^2 + s + \frac{K C_{tp}}{A_p^2}} \quad (11)$$

سیگنال ورودی از نوع ولتاژ و خروجی آن دبی بی‌بار سیستم بوده که مقداری غیرخطی است.

در ادامه بر اساس رابطه ۱۲، متغیرهای معادلات حالت سیستم x و خروجی y تعریف می‌گردد.

$$\begin{cases} \vec{x} = [x_1, x_2, x_3]^T = [x_c, \dot{x}_c, (p_A - p_B)]^T \\ y = x_1 \end{cases} \quad (12)$$

بر اساس معادلات ۱ تا ۱۱ معادلات حالت سامانه‌های تحت کنترل پمپ حلقه بسته به صورت رابطه ۱۳ نوشته می‌شوند.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= -\frac{K}{m_c} x_1 - \frac{B_c}{m_c} x_2 + \frac{A_c}{m_c} x_3 + \tilde{d} \\ \dot{x}_3 &= -4 \frac{\beta_e A_c}{V_t} x_2 - 4 \frac{\beta_e C_t}{V_t} x_3 + 4 \frac{\beta_e D_p K_m}{V_t} u_c \\ \theta_5 &= 4 \frac{\beta_e C_t}{V_t}, \theta_4 = 4 \frac{\beta_e A_c}{V_t}, \theta_3 = \frac{A_c}{m_c}, \theta_2 = \frac{B_c}{m_c}, \theta_1 = \frac{K}{m_c} \end{aligned} \quad (13)$$

در ادامه و جهت ساده‌سازی محاسبات پارامترهای زیر تعریف می‌گردند. $\theta_6 = 4 \frac{\beta_e D_p K_m}{V_t}$ و θ_6 تا ۱۴ به رابطه تبدیل می‌گردد.

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = -\theta_1 x_1 - \theta_2 x_2 + \theta_3 x_3 + \tilde{d} \\ \dot{x}_3 = -\theta_4 x_2 - \theta_5 x_3 + \theta_6 u_c \end{cases} \quad (14)$$

۴- طراحی کنترل‌گر

با توجه به خاصیت غیرخطی بودن و عدم قطعیت‌های سیستم سامانه‌های تحت کنترل پمپ در کنترل موقعیت، از روابط و مدل‌سازی شرح داده شده در قسمت قبل استفاده شده است. در ادامه، با توجه به شیوه به‌دست آوردن کنترل‌گر پسگام، تابع لیاپانوف جهت بررسی پایداری کنترل‌گر استفاده شده است. روش به‌دست آوردن کنترل‌گر و اثبات پایداری آن گام به گام توضیح داده شده است. کنترل‌گر به صورتی در نظر گرفته شده است که خطای موقعیت سیستم در بی‌نهایت به سمت صفر میل کند $\lim_{t \rightarrow \infty} (x_m - x_c) = 0$. همچنین فرض شده که مسیر، سرعت خروجی، شتاب و مشتقات آن‌ها وجود دارند و مقید شده هستند. با توجه به $\lim_{t \rightarrow \infty} (e_1) = 0$ توضیحات بالا در ادامه، نحوه به‌دست آوردن کنترل‌گر شرح داده شده است [۱۲].

گام ۱: خطای رهگیری سیستم به صورت e_1 تعیین و نام گذاری می‌شود.

$$e_1 = x_1 - x_{1d} \quad (15)$$

که x_{1d} مقدار اندازه‌گیری شده موقعیت و x_{1d} مقدار موردانتظار برای آن است. همچنین مشتق تغییرات e_1 نسبت به زمان برابر با رابطه ۱۶ است.

$$\dot{e}_1 = \dot{x}_1 - \dot{x}_{1d} = x_2 - \dot{x}_{1d} \quad (16)$$

همچنین می‌توان خطای مرحله دوم را نیز همانند مرحله اول تعیین کرد. رابطه خطای ذکر شده در زیر نشان داده شده است.

$$e_2 = x_2 - x_{2d} \quad (17)$$

رابطه لیاپانوف مورد نظر جهت بررسی پایداری در رابطه ۱۸ نشان داده شده است. در طراحی کنترل‌گر پسگام، در هر گام یک تابع لیاپانوف مناسب تعریف می‌شود تا پایداری تدریجی زیرسیستم‌ها تضمین گردد. ضرایب کنترلی k_1 ، k_2 و k_3 ضرایب مثبت طراحی هستند که نقش تعیین‌کننده‌ای در سرعت همگرایی خطاها دارند.

$$V_1 = \frac{1}{2} e_1^2 \quad (18)$$

در ادامه اگر از رابطه V_1 نسبت به زمان مشتق گرفته شود و از روابط ۱۶ و ۱۷ جهت ساده‌سازی آن استفاده گردد، رابطه ۱۹ حاصل می‌گردد.

$$\dot{V}_1 = e_1 \dot{e}_1 = e_1(e_2 + x_{2d} - \dot{x}_{1d}) \quad (19)$$

همان‌گونه که از رابطه ۱۹ مشاهده می‌شود، مشتق تابع لیاپانوف شامل جمله‌ای وابسته به خطای مرحله دوم e_2 می‌باشد. به‌منظور منفی‌نیمه‌معین شدن مشتق تابع لیاپانوف و تضمین پایداری، مقدار مجازی x_{2d} به‌گونه‌ای انتخاب می‌شود که اثر این جمله جبران گردد. با توجه به رابطه ۱۶ و ۱۷ می‌توان نوشت $x_{2d} = \dot{x}_{1d} - k_1 e_1 - e_2$ ، همچنین با توجه به اصل پایداری تابع لیاپانوف و مشتق رابطه ۱۸، اصل $\dot{V}_1 = -k_1 e_1^2 \leq 0$ می‌بایست برقرار باشد. از آنجایی که e_2 از تفاضل بین x_2 و x_{2d} بدست آمده نمی‌تواند در زیر مجموعه x_{2d} قرار بگیرد از این‌رو x_{2d} به‌صورت رابطه ۲۰ تعریف می‌گردد.

$$x_{2d} \triangleq \dot{x}_{1d} - k_1 e_1 \quad (20)$$

بنابراین، با انتخاب $k_1 > 0$ ، مشتق تابع لیاپانوف منفی نیمه معین بوده و خطای رهگیری e_1 به صفر همگرا می‌شود. پس از ادغام رابطه ۱۹ و ۲۰ رابطه ۲۱ حاصل می‌شود.

$$\dot{V}_1 = e_1 e_2 - k_1 e_1^2 \quad (21)$$

از رابطه بالا می‌توان نتیجه گرفت که هرگاه e_2 صفر باشد، مقدار $(\dot{V}_1)$ منفی نیمه بی‌نهایت می‌گردد و خطای رهگیری e_1 به سمت صفر همگرا می‌شود. بنابراین در گام بعد می‌بایست قانون حاکم بر کنترل‌گر را به‌گونه‌ای تعیین کرد که مقدار خطای مرحله دوم e_2 صفر و یا حداقل گردد [۱۲].

گام دوم: از رابطه ۱۷ و ۲۰ نسبت به زمان مشتق می‌گیریم که روابط ۲۲ و ۲۳ بدست می‌آیند.

$$\dot{x}_{2d} = \ddot{x}_{1d} - k_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_{1d}) = \ddot{x}_{1d} + k_1 \dot{x}_{1d} - k_1 \dot{x}_2 \quad (22)$$

$$\dot{e}_2 = \dot{x}_2 - \dot{x}_{2d} = -\theta_1 x_1 - \theta_2 x_2 + \theta_3 x_3 + \ddot{d} - \dot{x}_{1d} - k_1 \dot{x}_{1d} + k_1 \dot{x}_2 \quad (23)$$

حال پارامتر خطا به‌صورت $(\tilde{\theta}_i = \hat{\theta}_i - \theta_i)$ تعریف می‌شود که در این رابطه $(\tilde{\theta}_i)$ به‌صورت تخمینی از مقدار (θ_i) معرفی گردیده است. بنابراین می‌توان رابطه ۲۳ را به‌صورت زیر نوشت.

$$\dot{e}_2 = -(\hat{\theta}_1 - \tilde{\theta}_1)x_1 - (\hat{\theta}_2 - \tilde{\theta}_2)x_2 + \theta_3 x_3 + \ddot{d} - \dot{x}_{1d} - k_1 \dot{x}_{1d} + k_1 \dot{x}_2 \quad (24)$$

سپس برای این مرحله از طراحی، کنترل‌گر تابع لیاپانوف زیر تعریف می‌شود. در گام دوم طراحی، هدف تضمین همگرایی خطای مرحله دوم و جبران عدم قطعیت‌های موجود در پارامترهای سیستم است. بدین منظور، یک تابع لیاپانوف توسعه‌یافته شامل خطای رهگیری و خطای تخمین پارامترها در نظر گرفته می‌شود.

$$V_2 = V_1 + \frac{1}{2} e_2^2 + \frac{1}{2\alpha_1} \tilde{\theta}_1^2 + \frac{1}{2\alpha_2} \tilde{\theta}_2^2 \quad (25)$$

که (α_i) بهره تطبیق‌پذیری (θ_i) می‌باشد بنابراین مشتق تابع ۲۵ نسبت به زمان برابر با رابطه ۲۶ می‌گردد.

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 + e_2 \dot{e}_2 + \frac{1}{\alpha_1} \tilde{\theta}_1 \dot{\tilde{\theta}}_1 + \frac{1}{\alpha_2} \tilde{\theta}_2 \dot{\tilde{\theta}}_2 \quad (26)$$

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 = & -k_1 e_1^2 + e_2 \left[e_1 - \hat{\theta}_1 x_1 - \hat{\theta}_2 x_2 + \theta_3 x_3 + \ddot{d} - \dot{x}_{1d} - k_1 \dot{x}_{1d} + k_1 \dot{x}_2 \right] + e_2 \ddot{d} + e_2 \tilde{\theta}_1 x_1 + e_2 \tilde{\theta}_2 x_2 \\ & + \frac{1}{\alpha_1} \tilde{\theta}_1 \dot{\tilde{\theta}}_1 + \frac{1}{\alpha_2} \tilde{\theta}_2 \dot{\tilde{\theta}}_2 \end{aligned}$$

انتخاب این تابع لیاپانوف، امکان بررسی هم‌زمان پایداری خطای رهگیری و همگرایی پارامترهای تخمینی را فراهم می‌سازد. با انتخاب مناسب بهره تطبیق‌پذیری، می‌توان تضمین نمود که مشتق تابع لیاپانوف منفی نیمه معین باقی بماند. جهت ادامه طراحی، خطای e_3 به‌عنوان تفاضل بین x_3 و مقدار موردانتظار آن x_{3d} تعیین شده و در رابطه ۲۷ آورده شده است.

$$e_3 = x_3 - x_{3d} \quad (27)$$

همانند مرحله گذشته با قراردادن رابطه ۲۷ در رابطه ۲۶ و ساده‌سازی می‌توان x_{3d} مطلوب را بدست آورد، که این مقدار در رابطه ۲۸ نشان داده شده است. بنابراین با انتخاب $k_2 > 0$ ، مشتق تابع لیاپانوف منفی نیمه معین بوده و خطای رهگیری e_2 به صفر همگرا می‌شود.

$$x_{3d} = \frac{1}{\theta_3} [-k_2 e_2 + \ddot{x}_{1d} + k_1 \dot{x}_{1d} - k_1 \dot{x}_2 + \hat{\theta}_1 x_1 + \hat{\theta}_2 x_2 - e_1] \quad (28)$$

حال با در نظر گرفتن رابطه ۲۸ می‌توان رابطه ۲۶ را خلاصه کرد و به صورت رابطه ۲۹ نوشت.

$$\dot{V}_2 = -k_1 e_1^2 - k_2 e_2^2 + \theta_3 e_2 e_3 + e_2 \ddot{d} + \tilde{\theta}_1 (e_2 x_1 + \frac{1}{\alpha_1} \dot{\tilde{\theta}}_1) + \tilde{\theta}_2 (e_2 x_2 + \frac{1}{\alpha_2} \dot{\tilde{\theta}}_2) \quad (29)$$

از رابطه ۲۹ مشخص می‌شود که در صورت همگرایی خطای مرحله سوم e_3 و خطای تخمین پارامتر، مشتق تابع لیاپانوف منفی نیمه معین بوده و پایداری کل سیستم تضمین می‌گردد. همان گونه که توضیح داده شد هنگامی که e_3 و $\ddot{d}$ صفر گردند تابع $\dot{V}_2$ برابر با منفی نیمه بی نهایت می‌گردد. بنابراین در مرحله بعد می‌بایست کنترل گر به گونه‌ای طراحی گردد تا این دو به سمت صفر میل کنند. گام سوم: در این مرحله آخرین متغیر کنترلی x_3 است، در این مرحله پارامتر اصلی کنترلی سیستم U_c نمایان می‌شود، به همین دلیل دیگر نیاز به استفاده از پارامترهای کنترل کننده مجازی نیست. در ادامه مشتق $\dot{x}_{3d}$ نسبت به زمان در رابطه ۳۰ نشان داده شده است.

$$\begin{cases} \dot{x}_{3d} = A\theta_1 + B\theta_2 + C + D\ddot{d} \\ A = \frac{1}{\theta_3} [k_2 x_1 + k_1 x_1 - \hat{\theta}_2 x_1] \\ B = \frac{1}{\theta_3} [k_2 x_2 + k_1 x_2 - \hat{\theta}_2 x_2] \\ C = \frac{1}{\theta_3} [-k_2 (k_1 x_2 - \dot{x}_{1d} - k_1 \dot{x}_{1d}) - \dot{\tilde{\theta}}_1 x_1 + \hat{\theta}_1 x_2 + \hat{\theta}_2 x_2 - x_2 + \dot{x}_{1d} + k_1 \dot{x}_{1d} + \ddot{x}_{1d}] \\ \quad + (\hat{\theta}_2 - k_1) x_3 - k_2 x_3 \\ D = \frac{1}{\theta_3} [\hat{\theta}_2 + k_2 - k_1] \end{cases} \quad (30)$$

بنابراین، تابع ۳۱ به دست می‌آید.

$$\dot{e}_3 = \theta_6 u_c - C - D\ddot{d} - A(\hat{\theta}_1 - \tilde{\theta}_1) - B(\hat{\theta}_2 - \tilde{\theta}_2) - (\hat{\theta}_4 - \tilde{\theta}_4)x_2 - (\hat{\theta}_5 - \tilde{\theta}_5)x_3 \quad (31)$$

تابع لیاپانوف در نظر گرفته شده برای این مرحله در رابطه ۳۲ نشان داده شده است. در گام نهایی، قانون کنترل واقعی سیستم استخراج می‌شود به گونه‌ای که تمامی خطاهای تعریف شده در مراحل قبل به سمت صفر همگرا شوند. در این مرحله، متغیر کنترلی U_c به صورت صریح در معادلات سیستم ظاهر می‌شود.

$$\begin{aligned} \dot{V}_3 = & -k_1 e_1^2 - k_2 e_2^2 + e_3 [\theta_3 e_2 - \hat{\theta}_4 x_2 - \hat{\theta}_5 x_3 + \theta_6 u_c - \hat{\theta}_1 A - \hat{\theta}_2 B - C - D\ddot{d}] + e_2 \ddot{d} + \tilde{\theta}_1 (e_3 A \\ & + e_2 x_1 + \frac{1}{\alpha_1} \dot{\tilde{\theta}}_1) + \tilde{\theta}_2 (e_3 B + e_2 x_2 + \frac{1}{\alpha_2} \dot{\tilde{\theta}}_2) + \tilde{\theta}_4 (e_3 x_2 + \frac{1}{\alpha_4} \dot{\tilde{\theta}}_4) + \tilde{\theta}_5 (e_3 x_3 + \frac{1}{\alpha_5} \dot{\tilde{\theta}}_5) \end{aligned} \quad (32)$$

حال می‌توان متغیر کنترلی U_c را به دست آورد این متغیر در رابطه ۳۳ نشان داده شده است.

$$u_c = \frac{1}{\theta_6} [-k_3 e_3 - \theta_3 e_2 + \hat{\theta}_4 x_2 + \hat{\theta}_5 x_3 + \hat{\theta}_1 A + \hat{\theta}_2 B + C + d_{n2} \operatorname{sgn}(e_3) - \frac{e_2}{e_3} d_{n1} \operatorname{sgn}(e_2)] \quad (33)$$

با جاگذاری قانون کنترلی پیشنهادی در مشتق تابع لیاپانوف، می‌توان نشان داد که تمامی جملات وابسته به خطا حذف شده یا منفی می‌شوند، به گونه‌ای که شرط پایداری لیاپانوف برقرار می‌گردد که $(k_3 > 0)$ و $(d_{n1} \geq |\ddot{d}|)$ و $(d_{n2} \geq |D\ddot{d}|)$ می‌باشد. حال می‌توان معادله ۳۴ را بازنویسی کرد.

$$\begin{aligned} \dot{V}_3 = & -k_1 e_1^2 - k_2 e_2^2 - k_3 e_3^2 + e_3 [D\ddot{d} - d_{n2} \operatorname{sgn}(e_3)] + e_2 [\ddot{d} - d_{n1} \operatorname{sgn}(e_2)] + e_2 \ddot{d} + \tilde{\theta}_1 (e_3 A + e_2 x_1 \\ & + \frac{1}{\alpha_1} \dot{\tilde{\theta}}_1) + \tilde{\theta}_2 (e_3 B + e_2 x_2 + \frac{1}{\alpha_2} \dot{\tilde{\theta}}_2) + \tilde{\theta}_4 (e_3 x_2 + \frac{1}{\alpha_4} \dot{\tilde{\theta}}_4) + \tilde{\theta}_5 (e_3 x_3 + \frac{1}{\alpha_5} \dot{\tilde{\theta}}_5) \end{aligned} \quad (34)$$

در ادامه پارامترهای تطبیقی کنترل گر را نیز می‌توان تعیین کرد این پارامترها در رابطه ۳۵ نشان داده شده‌اند.

$$\begin{cases} \dot{\tilde{\theta}}_1 = -\alpha_1 (e_3 A + e_2 x_1) \\ \dot{\tilde{\theta}}_2 = -\alpha_2 (e_3 B + e_2 x_2) \\ \dot{\tilde{\theta}}_4 = -\alpha_4 e_3 x_2 \\ \dot{\tilde{\theta}}_5 = -\alpha_5 e_3 x_3 \end{cases} \quad (35)$$

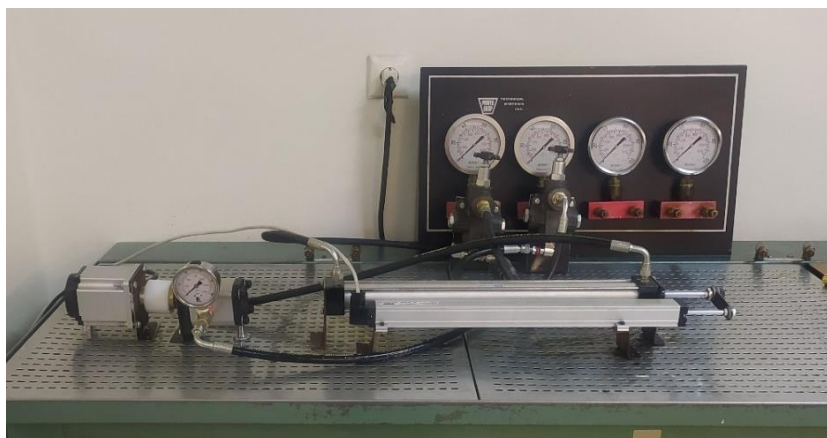
در پایان تابع $(\dot{V}_3)$ خلاصه شده و در رابطه ۳۶ نشان داده شده است. بنابراین با انتخاب $k_3 > 0$ ، مشتق تابع لیاپانوف منفی نیمه معین بوده و خطای رهگیری e_3 به صفر همگرا می‌شود.

$$\dot{V}_3 = -k_1 e_1^2 - k_2 e_2^2 - k_3 e_3^2 + e_3 [D\ddot{d} - d_{n2} \operatorname{sgn}(e_3)] + e_2 [\ddot{d} - d_{n1} \operatorname{sgn}(e_2)] \leq 0 \quad (36)$$

در نتیجه، با انتخاب ضرایب کنترلی مثبت و بهره‌های تطبیقی مناسب، مشتق تابع لیاپانوف نهایی منفی نیمه معین بوده و بر اساس تئوری پایداری لیاپانوف، پایداری سیستم حلقه بسته و همگرایی خطاهای رهگیری تضمین می‌شود. به‌منظور افزایش وضوح و جلوگیری از ابهام در نمادگذاری، جدول علائم و نمادهای استفاده شده در مقاله در پایان آورده شده است.

۵- ساختار آزمایش

هدف اصلی از انجام آزمایش‌ها، دستیابی به مدلی برای پیش‌بینی موقعیت سیلندر در سیستم سرو هیدرولیک است. از این‌رو مدار هیدرولیک حلقه بسته سامانه‌های تحت کنترل پمپ که پیشتر معرفی گردید برای انجام آزمایشات ساخته شد. تصویر تجهیزات و مدار بکار گرفته شده جهت انجام این آزمایشات در شکل ۲ نشان داده شده است. در آزمایش‌ها از یک سیلندر با سطح مقطع (۳۲mm) و طول کورس (۴۰۰mm) برای ایجاد حرکت خطی استفاده شده است. برای این آزمایش‌ها از یک پمپ دنده‌ای با دبی ثابت (۱۰ Liter/min) و تعداد دوران (۱۵۰۰ RPM) استفاده شده است. این پمپ به یک موتور سرو ساخت شرکت HQM به مدل P100S و با قدرت (۰/۷ KW) که تعداد دوران آن از (۰-۳۰۰ RPM) قابل تنظیم می‌باشد وصل شده است. اندازه‌گیری مقدار جابجایی توسط یک خط کش پتانسیومتری که دارای دامنه اندازه‌گیری (۰-۴۰۰ mm) می‌باشد و به بازوی پیستون وصل گردیده انجام می‌شود. ولتاژ ورودی به خط‌کش (۵V) می‌باشد که در هنگام عمل از (۰-۵ V) متغیر می‌باشد. سیگنال اندازه‌گیری شده توسط کارت (Arduino DUE) با دقت نمونه برداری (۰/۰۱ S)، جمع‌آوری و به سیستم رایانه‌ای Lenovo-Laptop با پردازنده Intel(R) Core(TM) i3-10110U CPU @ 2.10GHz، رم (۱۲ GB) و ویندوز XP11 انتقال داده می‌شود. با استفاده از محیط سیمولینک، مطلب نمودار بلوکی سیستم ایجاد گردیده و مستقیماً به برد آردینو دو متصل گردیده است و این برد پل ارتباطی جهت ارسال و دریافت داده‌ها از کامپیوتر به سیستم هیدرولیک می‌باشد. اطلاعات مورد نیاز سیستم در جدول ۱ داده شده است.



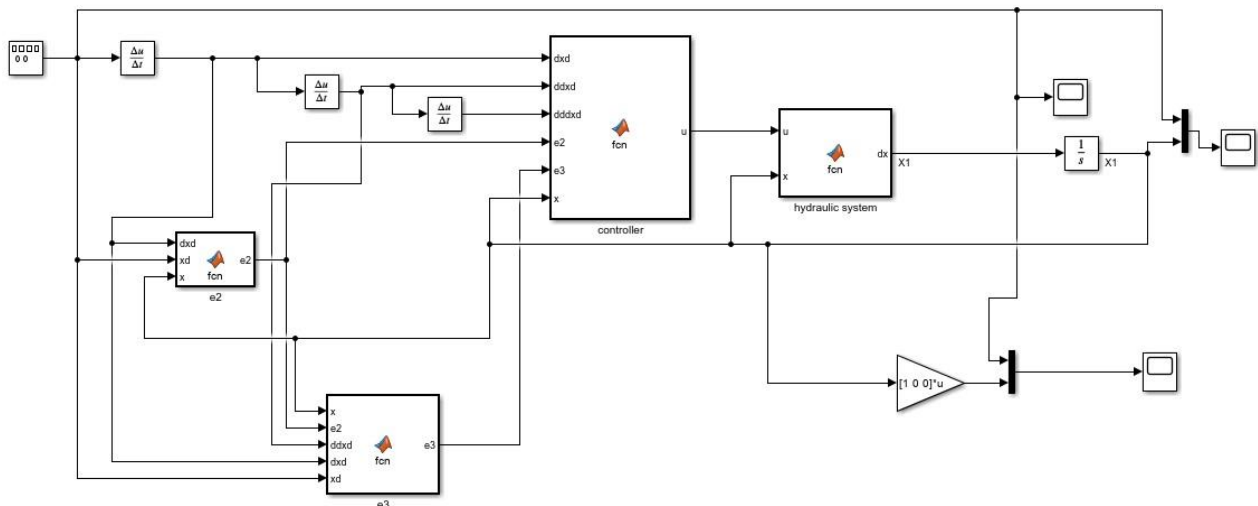
شکل ۲ سیستم سرو هیدرولیک حلقه بسته ایجاد شده جهت انجام آزمایش‌ها

جدول ۱ مشخصات سیستم سرو هیدرولیک

توضیح	نشانه	مقدار
حجم سیال تحت فشار	V_t	$0.35 \times 10^{-2} (m^3)$
سطح مقطع مؤثر	A_c	$8.03 \times 10^{-4} (m^2)$
جرم مؤثر	M_c	4 (Kg)
ضریب دمپینگ سیال	B_c	$2 \times 10^{13} (N(ms^{-1})^{-1})$
ضریب نشتی کل سیستم	C_{tp}	$1.56 \times 10^{-11} (m^3(s.pa)^{-1})$
مدول بالک	β_e	$7 \times 10^8 (Nm^{-2})$
ضریب کنترل پمپ	K_m	$130 \times 10^6 ((r/min)/V)$
حجم جابه‌جایی پمپ به‌ازای یک دور دوران پمپ	D_p	$6.6 \times 10^{-6} (m^3/rad)$

۶- پیاده‌سازی و بررسی نتایج

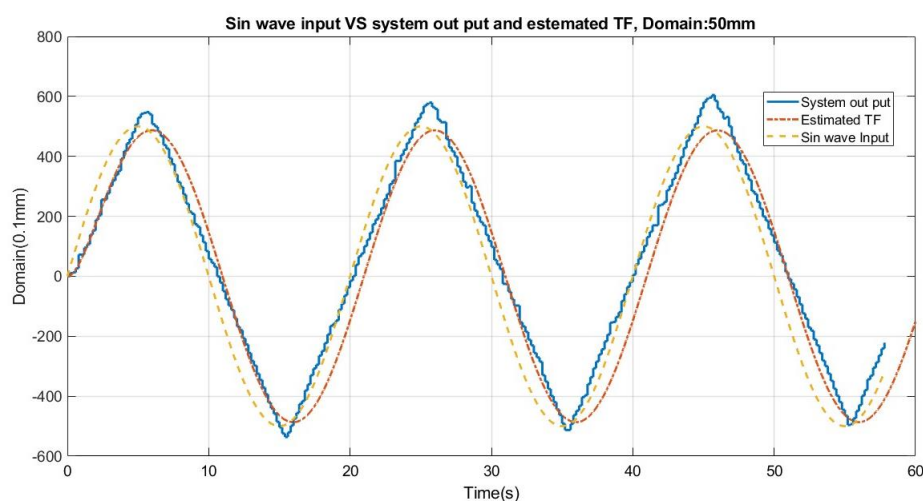
کنترل‌گر پسگام معرفی شده در بخش قبل توسط نرم‌افزار سیمولینک متلب ایجاد و پیاده‌سازی شده است. بلوک دیاگرام آن در شکل ۳ نشان داده شده است.



شکل ۳ مدل کنترلی پسگام سیستم سرو هیدرولیک در سامانه‌های تحت کنترل پمپ در محیط نرم افزار سیمولینک متلب

نخست از مدل‌سازی معرفی شده در بخش دوم جهت به‌دست‌آوردن تابع تبدیل سیستم استفاده شده و نتایج مدل‌سازی با آزمایش‌های عملی مقایسه گردیده است. تابع تبدیل به‌دست‌آمده در رابطه ۳۷ نشان داده شده است. همچنین مقایسه عملکرد سیستم و تابع تبدیل، در شکل ۴ نشان داده شده است. همان‌گونه که در شکل مشخص می‌باشد تابع با دقت بالایی رفتار سیستم را تخمین می‌زند. لازم به ذکر است که کارایی تابع بدست آمده با ورودی‌های دیگر همچون پله و شیب نیز بررسی گردید که خوشبختانه از دقت کافی و لازم برخوردار می‌باشد اما به دلیل عملکرد رفت و برگشتی سیستم، ورودی سینوسی انتخاب و بر روی آن تمرکز گردیده است. همچنین دامنه و فرکانس آزمایش‌ها مشابه نیاز صنعتی انتخاب گردید و آزمایشات سه بار تکرار گردید که مدل از تکرارپذیری و قابلیت اطمینان بالایی برخوردار می‌باشد. در گام‌های بعد از مدل شبیه‌سازی شده سیستم استفاده گردیده است. همچنین جهت بررسی عملکرد سیستم از یک ورودی سینوسی با دو دامنه متفاوت استفاده شده است.

$$\frac{x_p}{u_v} = \frac{1.07}{5.27e - 6s^3 + 0.0038s^2 + s + 1} \quad (37)$$

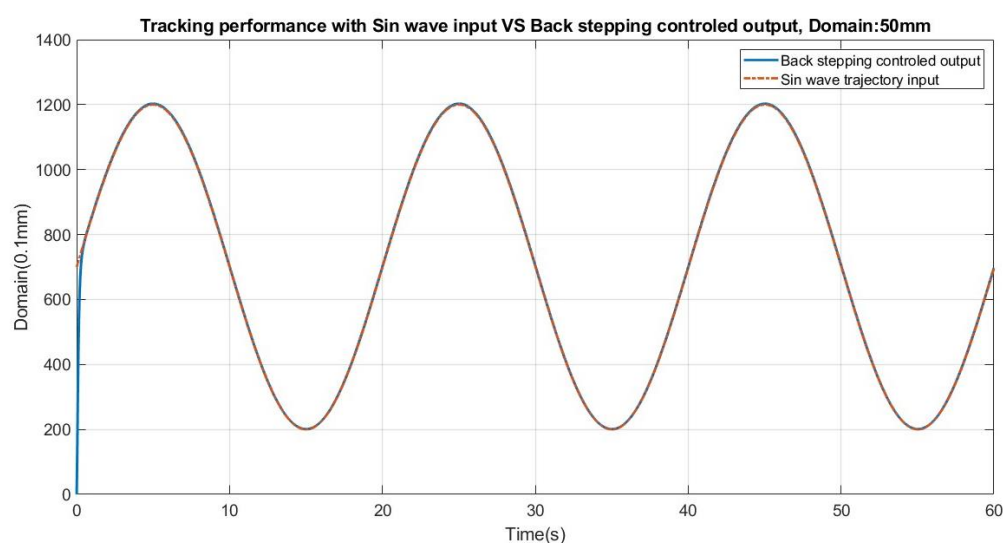
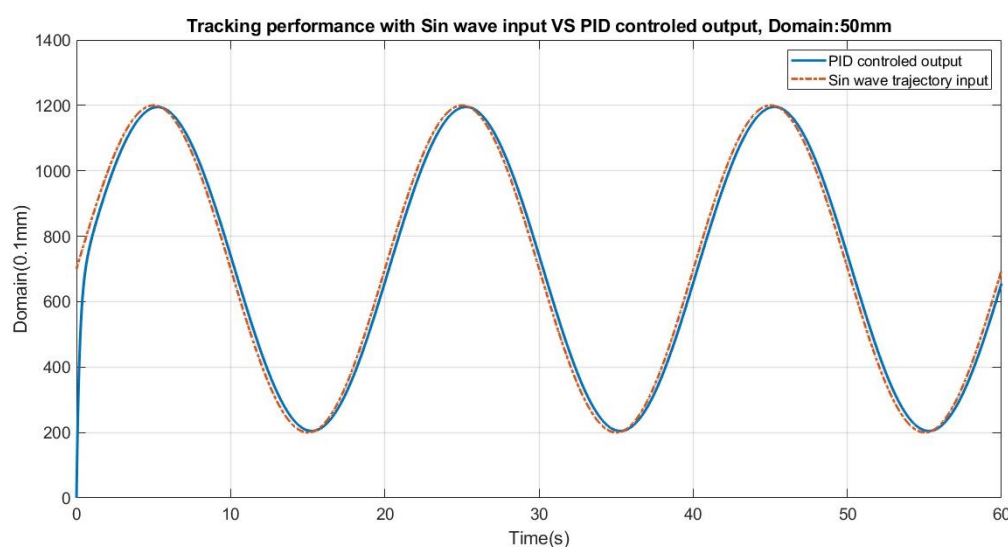


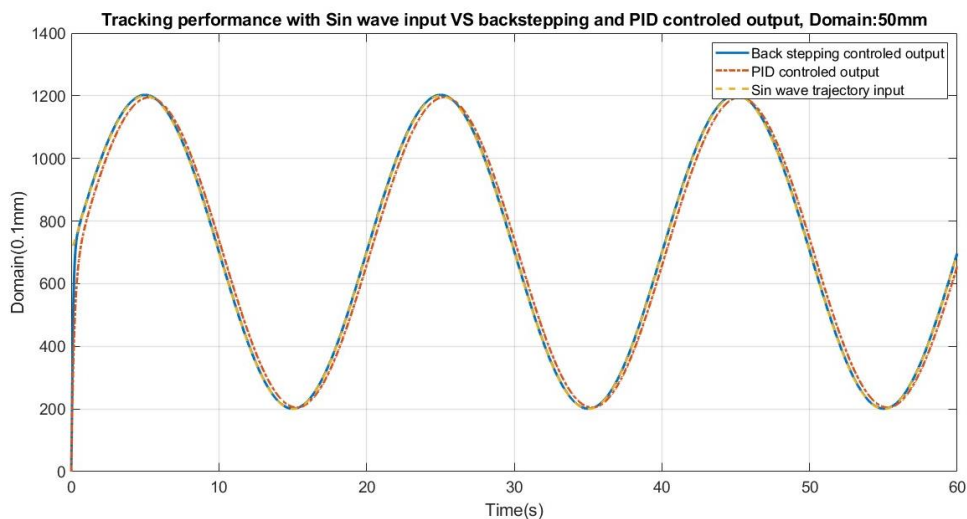
شکل ۴ مقایسه بین ورودی، خروجی سیستم و خروجی مدل تخمین زده شده

جهت بررسی عملکرد سیستم نسبت به ورودی، از سیگنال سینوسی با دامنه‌های ۵۰ mm و ۷۰ mm با فرکانس 0.314 rad/s و اختلاف از مبدا ۷۰ mm استفاده شده است. در طراحی کنترل گر پسمگام $k_1=k_2=k_3$ برابر با ۱۰۰ در نظر گرفته شده‌اند. همچنین جهت مشخص شدن عملکرد کنترل گر پیشنهادی، عملکرد آن با کنترل گر PID مقایسه گردیده است. ضریب‌های کنترل گر PID با استفاده از الگوریتم ژنتیک تنظیم شده‌اند و در جدول ۲ نشان داده شده‌اند. نتایج و مقایسه عملکرد سیستم در تصاویر ۵ تا ۱۰ نشان داده شده است.

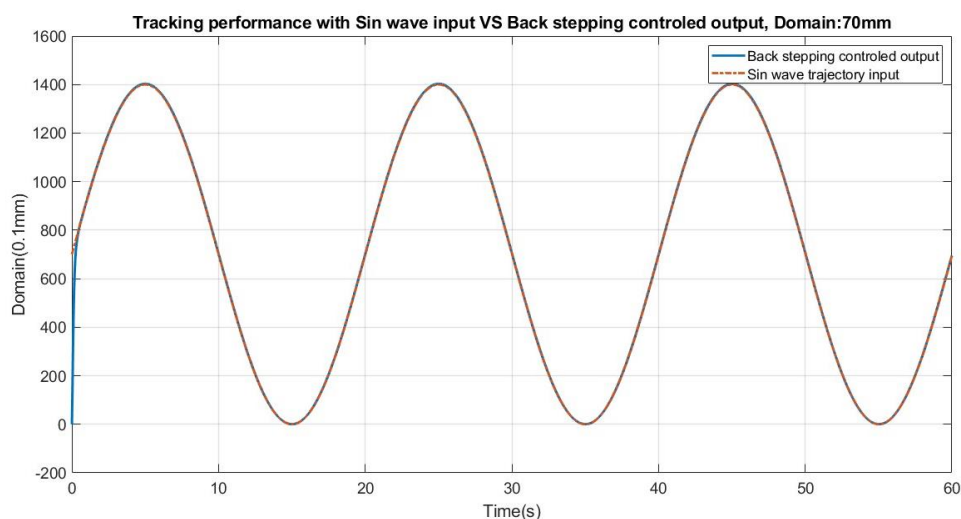
جدول ۲ ضریب‌های کنترل گر بدست آمده نسبت به ورودی سینوسی

پارامترهای کنترل گر	GA
K_p	۴/۴
K_i	۳/۵
K_d	۰/۰۵

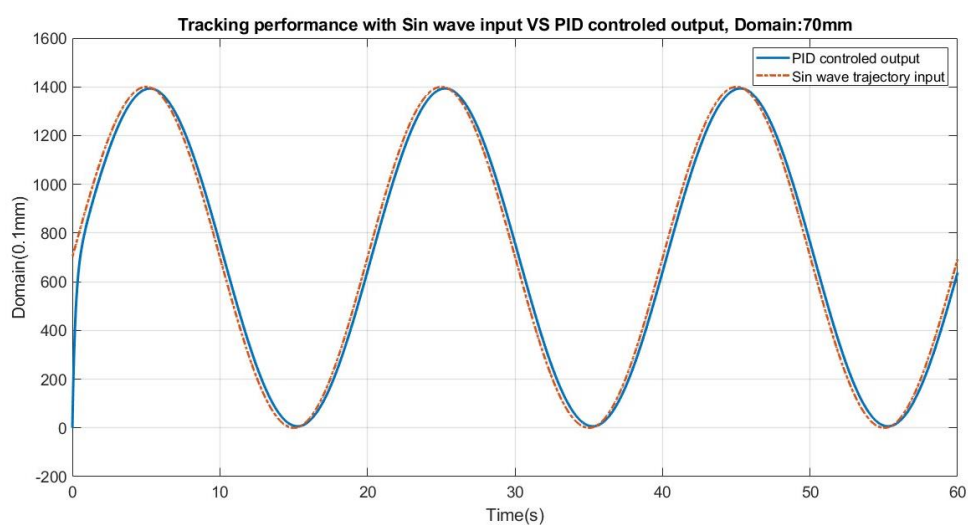
شکل ۵ پاسخ سیستم نسبت به ورودی سینوسی و خروجی کنترل گر پسمگام با دامنه ۵۰ mm و فرکانس 0.314 rad/s و عرض از مبدا ۷۰ mmشکل ۶ پاسخ سیستم نسبت به ورودی سینوسی و خروجی کنترل گر PID با دامنه ۵۰ mm و فرکانس 0.314 rad/s و عرض از مبدا ۷۰ mm



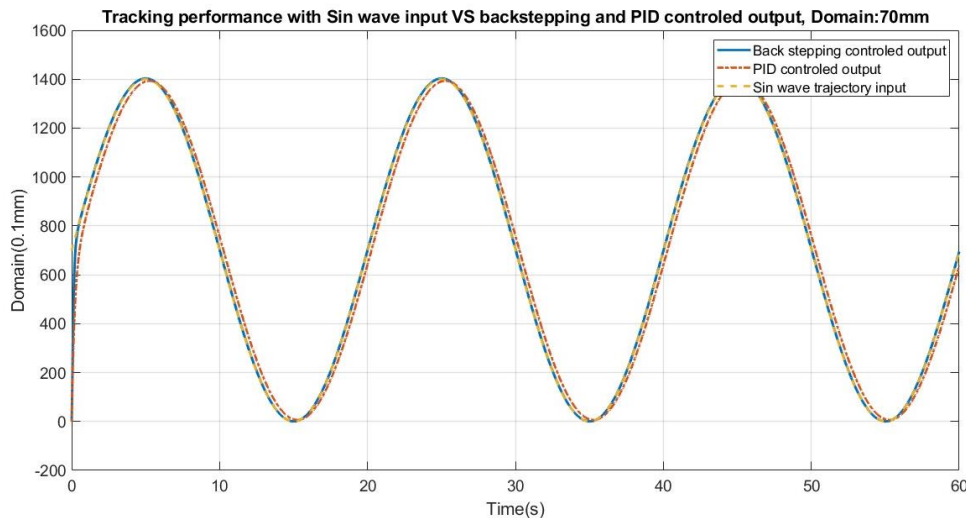
شکل ۷ مقایسه پاسخ سیستم نسبت به ورودی سینوسی و خروجی کنترل گر PID و پسگام با دامنه ۵۰ mm و فرکانس ۰/۳۱۴ rad/s و عرض از مبدا ۷۰ mm



شکل ۸ پاسخ سیستم نسبت به ورودی سینوسی و خروجی کنترل گر پسگام با دامنه ۷۰ mm و فرکانس ۰/۳۱۴ rad/s و عرض از مبدا ۷۰ mm



شکل ۹ پاسخ سیستم نسبت به ورودی سینوسی و خروجی کنترل گر PID با دامنه ۷۰ mm و فرکانس ۰/۳۱۴ rad/s و عرض از مبدا ۷۰ mm.



شکل ۱۰ پاسخ سیستم نسبت به ورودی سینوسی و خروجی کنترل گر PID و پسگام با دامنه ۷۰ mm و فرکانس ۰/۳۱۴ rad/s و عرض از مبدا ۷۰ mm

همان‌گونه که در شکل ۵ و ۸ مشخص می‌باشد، کنترل گر پسگام با توجه به وجود اختلاف از مبدا ۷۰ mm، خیلی زود به میزان دلخواه دست پیدا می‌کند و با دقت بالایی مسیر را دنبال می‌کند. در شکل‌های ۶ و ۹ رفتار سیستم با کنترل گر PID نشان داده شده است و در تصویر مشخص می‌باشد که کنترل گر به میزان مورد نظر نزدیک می‌شود ولی میزان خطای ثابت ۳٪ در کل مسیر حرکت وجود دارد. در تصویرهای ۸ و ۱۱ می‌توان عملکرد کنترل گرهای پسگام و PID را همزمان دید. همان‌گونه که توضیح داده شد کنترل گر پسگام توانسته است خطای ۳٪ بوجود آمده در کنترل با PID را حذف کند.

جدول ۳ مقایسه شاخص‌های کمی عملکرد کنترل گر پسگام و PID-GA برای ورودی سینوسی

کنترل گر	دامنه (mm)	RMS Error (mm)	بیشترین خطا (mm)	خطای ماندگار (%)
PID-GA	۵۰	۱.۴۸	۲.۱	۳
پسگام	۵۰	۰.۳۵	۰.۵	۰
PID-GA	۷۰	۲.۱۲	۳	۳
پسگام	۷۰	۰.۴۹	۰.۷	۰

به منظور ارزیابی کمی عملکرد کنترل گر پیشنهادی، شاخص‌های RMS خطای رهگیری، بیشینه خطای مطلق و خطای حالت ماندگار برای ورودی سینوسی محاسبه و در جدول ۳ ارائه شده‌اند. همان‌گونه که نتایج نشان می‌دهند، کنترل گر پسگام در هر دو دامنه کاری، کاهش قابل توجهی در خطای رهگیری نسبت به کنترل گر PID بهینه‌شده با الگوریتم ژنتیک داشته است. به‌ویژه خطای حالت ماندگار در کنترل گر پسگام عملاً حذف شده است، در حالی که کنترل گر PID دارای خطای ثابت حدود ۳ درصد می‌باشد. این نتایج، برتری روش پیشنهادی را در مواجهه با عدم قطعیت‌های سیستم و فرسودگی تجهیزات به‌خوبی نشان می‌دهد. کاهش محسوس خطای RMS و حذف خطای حالت ماندگار نشان می‌دهد که کنترل گر پسگام پیشنهادی برای کاربردهای صنعتی با نیاز به دقت بالا و عملکرد تکرارپذیر، گزینه‌ای مناسب‌تر نسبت به کنترل گرهای کلاسیک می‌باشد.

۷- نتیجه‌گیری

در این پژوهش جهت رفع اشکال از یک سیستم سرو هیدرولیک صنعتی که با توجه به فرسایش و گذشت زمان عملکرد و دقت آن کاهش پیدا کرده، کنترل گر پسگام پیشنهاد داده شده است. اما به دلیل عدم امکان کار بر روی آن، سیستم صنعتی یک مدل آزمایشگاهی با رفتار مشابه آن ساخته شد. در این مقاله یک کنترل گر پسگام جهت کنترل موقعیت در یک سیستم سرو هیدرولیک حلقه بسته سامانه‌های تحت کنترل پمپ که دارای عدم اطمینان‌ها و پارامترهای غیرخطی است طراحی شده است و پایداری کنترل گر مورد نظر به‌وسیله تابع

لیپانوف اثبات گردید. آزمایش‌های عملی نشان داد کنترل گر موردنظر می‌تواند به‌خوبی مسیر موردنظر را دنبال کرده و خطا را بسیار کاهش دهد. باتوجه به ماهیت رفت و برگشتی سیستم، ورودی سینوسی انتخاب گردید و با فرکانس و دو دامنه کاری موردنظر، آزمایش‌ها انجام و چند بار تکرار شده‌اند. همچنین جهت تشخیص بهتر عملکرد این کنترل گر، نتایج به‌دست‌آمده با نتایج حاصل از کنترل گر PID مقایسه گردید و مشخص شد کنترل گر پیشنهادی توانایی بالایی در کنترل موقعیت دارد و پاسخ آن از پایداری و دقت بالایی برخوردار است. کنترل گر پیشنهادی به‌سرعت اختلاف مبدأ ابتدایی را جبران کرده و به مسیر دلخواه دست پیدا می‌کند و مسیر موردنظر را به‌خوبی طی می‌کند؛ اما کنترل گر PID در دنبال کردن مسیر اختلاف ۳٪ ثابت را ایجاد می‌کند و خطا هیچ گاه صفر نمی‌شود. دستاوردهای اصلی این پژوهش را می‌توان به صورت زیر خلاصه کرد:

- ۱- طراحی و پیاده‌سازی عملی یک کنترل گر پسگام برای سیستم سرو هیدرولیک حلقه بسته از نوع سامانه‌های تحت کنترل پمپ.
 - ۲- حذف خطای حالت ماندگار و کاهش قابل توجه خطای RMS در مقایسه با کنترل گر PID بهینه‌شده با الگوریتم ژنتیک.
 - ۳- نشان دادن توانایی کنترل گر پیشنهادی در جبران عدم قطعیت‌ها و فرسودگی سیستم در شرایط عملی.
- لازم به ذکر است که نتایج ارائه‌شده محدود به ورودی سینوسی و یک محدوده کاری مشخص بوده و بررسی عملکرد کنترل گر در برابر اغتشاشات شدیدتر می‌تواند به‌عنوان کار آینده مورد توجه قرار گیرد.

فهرست علائم

x	موقعیت پیستون سیلندر هیدرولیک (mm)
$\dot{x}$	سرعت پیستون سیلندر (mm/s)
$\ddot{x}$	شتاب پیستون سیلندر (mm/s ²)
x_d	موقعیت مرجع (mm)
$\dot{x}_{1d}$	سرعت مرجع (mm/s)
$\ddot{x}_{2d}$	شتاب مرجع (mm/s ²)
e_1, e_2, e_3	خطای رهگیری موقعیت در هر مرحله (mm)
P_A, P_B	فشار محفظه‌های A و B سیلندر (MPa)
A_c	سطح مؤثر پیستون سیلندر (m ²)
V_t	حجم کل سیال هیدرولیک (m ³)
m	جرم معادل بار (kg)
β_e	مدول بالک مؤثر سیال (Pa)
k_q	بهره دی پمپ (m ³ / (rad.s))
U_c	سیگنال کنترلی اعمالی به پمپ
k_1, k_2, k_3	بهره‌های کنترلی طراحی پسگام

References

- [1] Aboelela MA, Essa ME, Hassan MM. Modeling and identification of hydraulic servo systems. International Journal of Modelling and Simulation. 2018 Jul 3;38(3):139-49. doi: 10.1080/02286203.2017.1405713
- [2] Li J, Kong L, Liang H, Li W. Review of development and characteristics research on electro-hydraulic servo system. Recent Patents on Engineering. 2024 Aug 1;18(6):140-54. doi: 10.2174/1872212118666230711165517
- [3] Zhang B, Enyan M, Junsen R, Xinxing Z, Hongyu L. Position control of electro-hydraulic servo system based on repetitive control strategy. Recent Patents on Mechanical Engineering. 2024 Aug 1;17(4):260-80. doi: 10.2174/0122127976288436240221060807

- [4] Hua H, Fang Y, Zhang X, Qian C. Auto-tuning nonlinear PID-type controller for rotorcraft-based aggressive transportation. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2020 Nov 1;145:106858. doi: [10.1016/j.ymssp.2020.106858](https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.106858)
- [5] Du S, Yan Q, Qiao J. Event-triggered PID control for wastewater treatment plants. *Journal of Water Process Engineering*. 2020 Dec 1;38:101659. doi: [10.1016/j.jwpe.2020.101659](https://doi.org/10.1016/j.jwpe.2020.101659)
- [6] Lui DG, Petrillo A, Santini S. An optimal distributed PID-like control for the output containment and leader-following of heterogeneous high-order multi-agent systems. *Information Sciences*. 2020 Dec 1;541:166-84. doi: [10.1016/j.ins.2020.06.049](https://doi.org/10.1016/j.ins.2020.06.049)
- [7] Feng H, Ma W, Yin C, Cao D. Trajectory control of electro-hydraulic position servo system using improved PSO-PID controller. *Automation in Construction*. 2021 Jul 1;127:103722. doi: [10.1016/j.autcon.2021.103722](https://doi.org/10.1016/j.autcon.2021.103722)
- [8] Feng H, Yin CB, Weng WW, Ma W, Zhou JJ, Jia WH, Zhang ZL. Robotic excavator trajectory control using an improved GA based PID controller. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2018 May 15;105:153-68. doi: [10.1016/j.ymssp.2017.12.014](https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2017.12.014)
- [9] Mousakazemi SM, Ayoobian N. Robust tuned PID controller with PSO based on two-point kinetic model and adaptive disturbance rejection for a PWR-type reactor. *Progress in Nuclear Energy*. 2019 Mar 1;111:183-94. doi: [10.1016/j.pnucene.2018.11.003](https://doi.org/10.1016/j.pnucene.2018.11.003)
- [10] Liu H, Li Y, Zhang Y, Chen Y, Song Z, Wang Z, Zhang S, Qian J. Intelligent tuning method of PID parameters based on iterative learning control for atomic force microscopy. *Micron*. 2018 Jan 1;104:26-36. doi: [10.1016/j.micron.2017.09.009](https://doi.org/10.1016/j.micron.2017.09.009)
- [11] Tadesse A, Jungong M. Modeling and simulations on a fuzzy-PID position controller of electro hydraulic servo system. In 2015 12th International Conference on Fuzzy Systems and Knowledge Discovery (FSKD) 2015 Aug 15 (pp. 96-103). IEEE. doi: [10.1109/FSKD.2015.7381922](https://doi.org/10.1109/FSKD.2015.7381922)
- [12] Chen G, Liu H, Jia P, Qiu G, Yu H, Yan G, Ai C, Zhang J. Position output adaptive backstepping control of electro-hydraulic servo closed-pump control system. *Processes*. 2021 Dec 8;9(12):2209. doi: [10.3390/pr9122209](https://doi.org/10.3390/pr9122209)
- [13] Sun C, Dong X, Wang M, Li J. Sliding mode control of electro-hydraulic position servo system based on adaptive reaching law. *Applied Sciences*. 2022 Jul 7;12(14):6897. doi: [10.3390/app12146897](https://doi.org/10.3390/app12146897)
- [14] Wang Y, Zhao J, Zhang H, Wang H. Robust output feedback control for electro-hydraulic servo system with error constraint based on high-order sliding mode observer. *Transactions of the Institute of Measurement and Control*. 2023 Jun;45(9):1703-12. doi: [10.1177/01423312221146225](https://doi.org/10.1177/01423312221146225)
- [15] Zhang G, Shen G, Ye T, Liu D, Tang Y, Li X, Guo Y. Disturbance compensation based robust backstepping control for 2-DOF electro-hydraulic tunneling robot. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2024 Sep;38(9):5017-31. doi: [10.1007/s12206-024-0837-y](https://doi.org/10.1007/s12206-024-0837-y)
- [16] Wan Z, Fu Y, Liu C, Yue L. Backstepping Sliding Mode Control Based on Extended State Observer for Hydraulic Servo System. *Intelligent Automation & Soft Computing*. 2023 Jun 1;36(3). doi: [10.32604/iasc.2023.036601](https://doi.org/10.32604/iasc.2023.036601)
- [17] Kaddissi C, Kenne JP, Saad M. Indirect adaptive control of an electrohydraulic servo system based on nonlinear backstepping. *IEEE/ASME transactions on mechatronics*. 2010 Dec 30;16(6):1171-7. doi: [10.1109/TMECH.2010.2092785](https://doi.org/10.1109/TMECH.2010.2092785)
- [18] Ella Eny G, Angue Mintsu H, Senouveau N, Assoumou Nzue RM. chattering analysis of an electro-hydraulic backstepping velocity controller. *International Journal of Applied Mechanics and Engineering*. 2024 Mar;29(1):36-53. doi: [10.59441/ijame/181644](https://doi.org/10.59441/ijame/181644)
- [19] Zhang T, Ge SS, Hang CC. Adaptive neural network control for strict-feedback nonlinear systems using backstepping design. *Automatica*. 2000 Dec 1;36(12):1835-46. doi: [10.1016/S0005-1098\(00\)00116-3](https://doi.org/10.1016/S0005-1098(00)00116-3)
- [20] Soon CC, Ghazali R, Ghani MF, Shern CM, Sam YM, Has Z. Chattering analysis of an optimized sliding mode controller for an electro-hydraulic actuator system. *Journal of Robotics and Control (JRC)*. 2022 Feb 5;3(2):160-5. doi: [10.18196/JRC.V3I2.13671](https://doi.org/10.18196/JRC.V3I2.13671)
- [21] Guo YQ, Zha XM, Shen YY, Wang YN, Chen G. Research on PID position control of a hydraulic servo system based on Kalman genetic optimization. In *Actuators* 2022 Jun 15 (Vol. 11, No. 6, p. 162). MDPI. doi: [10.3390/act11060162](https://doi.org/10.3390/act11060162)