



Technovations of Electrical Engineering in Green Energy System

Research Article

(2023) 2(3):13-35

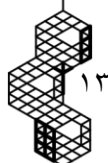
Position Control of an Electrohydraulic Servo System Based on Sliding Mode Adaptive Fuzzy Controller

Hamid Ghadiri¹, Assistant professor, Hamed Khodadadi², Assistant professor¹Department of Electrical Engineering, Qazvin Branch, Islamic Azad University, Qazvin, Iran²Department of Electrical Engineering, Khomeinishahr Branch, Islamic Azad University, Isfahan, Iran

Abstract:

Electro-hydraulic servo systems are one of the most important control systems used in many fields such as industrial automation, numerical control machines, the oil and gas industry. Due to the non-linear behavior of hydraulic system components and the presence of various uncertainties in their operation, the modeling and control of these systems face problems. In this paper, a fuzzy adaptive controller based on sliding mode control is proposed to control the position of an electrohydraulic servo system and overcome the uncertainties. The proposed robust controller results in minimal dependence on the system model. The system's stability in the presence of uncertainties has been proved by applying the Lyapunov theory and considering the time-varying nature of the uncertainties. Besides, to approximate the maximum band and the range of uncertainties, an adaptation law has been proposed for its estimation. The simulation results show the reasonable and stable performance of the proposed adaptive fuzzy controller compared to other control methods.

Keywords: Fuzzy controller, Adaptive, Sliding mode control, Position control, Electrohydraulic servo

Received: 25 February 2023**Revised:** 08 April 2023**Accepted:** 25 April 2023**Corresponding Authors:** Dr. Hamid Ghadiri, h.ghadiri@qiau.ac.ir, Dr. Hamed Khodadadi, khodadadi@iaukhsh.ac.irDOI: <http://dx.doi.org/10.30486/tee ges.2023.1981036.1066>



کنترل موقعیت یک سیستم سرو الکتروهیدرولیک مبتنی بر کنترل کننده فازی تطبیقی مودلغزشی

حمید قدیری^۱، استادیار، حامد خدادادی^۲، استادیار

۱- دانشکده مهندسی برق، پزشکی و مکاترونیک، واحد قزوین، دانشگاه آزاد اسلامی، قزوین، ایران

۲- دانشکده مهندسی برق و کامپیوتر، دانشگاه آزاد اسلامی واحد خمینی شهر، اصفهان، ایران

چکیده: سیستم‌های سرو الکتروهیدرولیک یکی از مهم ترین سیستم‌های کنترلی هستند که در بسیاری از حوزه‌ها از جمله اتوماسیون صنعتی، ماشین‌های کنترل عددی، صنعت نفت و گاز و غیره مورد استفاده قرار می‌گیرند. با توجه به رفتار غیرخطی اجزای سیستم هیدرولیکی و وجود نامعینی‌های مختلف در عملکرد آن، مدل‌سازی و کنترل این سیستم‌ها را با مشکل مواجه می‌سازد. در این مقاله از به منظور غلبه بر نامعینی‌ها یک کنترل کننده تطبیقی فازی مبتنی بر کنترل مودلغزشی برای کنترل موقعیت یک سیستم سرو الکتروهیدرولیک پیشنهاد شده است. ارایه کنترل کننده مقاوم پیشنهادی منجر به وابستگی حداقلی به مدل سیستم خواهد شد. پایداری سیستم در حضور عدم قطعیت‌ها با تکیه بر تئوری لیاپانوف، اثبات شده و با توجه به متغیر با زمان بودن عدم قطعیت‌ها، برای تقریب حداکثر باند و محدوده عدم قطعیت‌ها، یک قانون تطبیق برای تخمین آن نیز پیشنهاد شده است. نتایج شبیه‌سازی، عملکرد مناسب و پایدار کنترل کننده فازی تطبیقی مودلغزشی پیشنهادی را نسبت به سایر روش‌های کنترلی نشان می‌دهد.

واژه‌های کلیدی: کنترل کننده فازی، تطبیقی، کنترل مودلغزشی، کنترل موقعیت، سیستم سرو الکتروهیدرولیک

تاریخ ارسال مقاله: ۱۴۰۱/۱۱/۰۶

تاریخ بازنگری مقاله: ۱۴۰۲/۰۲/۱۹

تاریخ پذیرش مقاله: ۱۴۰۲/۰۲/۰۵

نویسندگان مسئول: دکتر حمید قدیری، h.ghadiri@qiau.ac.ir، دکتر حامد خدادادی، khodadadi@iaukhsh.ac.ir

DOI: <http://dx.doi.org/10.30486/teeges.2023.1981036.1066>



سیستم‌های هیدرولیک در صنایع به صورت سیستم‌های سرو الکتروهیدرولیکی^۱ استفاده می‌شوند. هرچند تنوع کاربرد این سیستم‌ها متناسب با پیشرفت تکنولوژی بسیار گسترده شده، دقت در عملکرد آنها مرهون کنترل‌کننده‌های پیشرفته می‌باشد. بطور کلی این سیستم‌ها در کاربردهایی نظیر عملیات هیدرولیکی با نیروی به‌دقت تنظیم‌پذیر، تولید نیروهای خیلی بزرگ (با فشارهای بالغ بر ۱۲۰۰ بار) [۱]، محرک‌های هیدرولیکی، اتوماسیون تولید و بالابرهای سنگین و سبک به کار گرفته می‌شوند. سیستم‌های سرو الکتروهیدرولیکی به طور اختصاصی کاربردهای بسیار وسیعی در صنایعی مانند صنایع رباتیک، دکل‌های عظیم حفاری نفتی در خشکی و دریا، ماشین‌ها و سامانه‌های مختلف نظامی، فضایی، تحقیقاتی، کشتی‌ها و نفتکش‌های غول پیکر دارند. سیستم‌های هیدرولیکی با وجود قابلیت‌های بی‌نظیری که از خود نشان می‌دهند، به دلیل وجود شرایط خاصی نظیر فشار بسیار زیاد سیال هیدرولیک و یا دمای عملکرد بالا که بر اجزای تشکیل دهنده آنها حاکم است، سیستم‌هایی با رفتاری غیرخطی و دارای عدم قطعیت در عملکرد می‌باشند [۱].

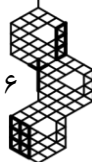
تاکنون کنترل‌کننده‌های مختلفی بر روی مدل‌های گوناگون خطی و غیرخطی از سرو الکتروهیدرولیک‌ها مورد بحث و تحلیل قرار گرفته‌اند. به طور نمونه کنترل‌کننده تناسبی انتگرالی و مشتقگیر است که نه تنها در عرصه الکتروهیدرولیک بلکه در سایر قسمت‌های صنعت کاربرد زیادی دارد [۱] و به دلیل سادگی ساختار و کارایی مناسب مورد استفاده فراوان قرار می‌گیرد. قابلیت پیش‌بینی ضعیف، حذف اغتشاش کم و عدم کاربرد برای سیستم‌های مرتبه بالا از ضعف‌های این کنترل‌کننده می‌باشد [۱]. به بیان دیگر در روش کلاسیک، ضرایب را برای یک بار تنظیم می‌کنند و این مقادیر در کل دوران استفاده، ثابت است و به همان صورت استفاده می‌شود. این امر رویکردی ثابت در طول زمان است و یک بار و برای همیشه، پیشنهادی را برای مقادیر ضرایب کنترل‌کننده PID^۲ پیشنهاد می‌دهد. این رویکردها، غالباً ساده هستند و بعضاً بر اساس کارهای تجربی و بعضاً در نتیجه محاسبات پیشنهاد شده‌اند. اما غالباً مشکلی که این روش‌ها دارند، عدم تطبیق پذیری ضرایب است که منجر به افت کیفیت پاسخ برای برخی حالات می‌شود. از این رو، اغلب یک بازنگری کلی در کارکرد این نوع از کنترل‌کننده‌ها، اجتناب ناپذیر است. بنابراین محققین جهت رفع موارد بیان شده از کنترل‌کننده‌های هوشمند مانند کنترل‌کننده فازی جهت کنترل این نوع سیستم‌ها بهره می‌گیرند. در این دیدگاه، ضرایب کنترل‌کننده PID با رویکردهای آنلاین تنظیم می‌شوند و در هر لحظه از زمان، مقادیر پارامترهای کنترل‌کننده PID را با توجه به شرایط تعیین می‌کنند. از این رو، به این دسته از کنترل‌کننده‌ها، کنترل‌کننده‌های PID تطبیقی نیز گفته می‌شود [۲]. اما باید در نظر داشت که در استفاده از این نوع کنترل‌کننده دو محدودیت وجود دارد. مورد اول نیاز به داشتن دانش فرد خبیر برای تعریف اگر-آنگاه است. مورد دوم نحوه پیاده‌سازی این سیستم کنترلی است. اگر چه در تئوری کاربردهای زیادی برای این کنترل‌کننده می‌توان بیان کرد، ولی هنوز در صنعت امروزی فراگیر نشده است. این مسائل کنترلی را می‌توان به کمک تکنیک‌های کنترلی پیشرفته‌تر برطرف ساخت [۷-۳]. در [۸] یک کنترل‌کننده PID خود تنظیم فازی پیشنهاد شده است. طرح کنترل پیشنهادی به دو بخش کنترل‌کننده فازی و کنترل‌کننده PID خود تنظیم فازی تقسیم می‌شود. هنگامی که مقدار خروجی سیستم از مقدار مطلوب فاصله دارد، از کنترل‌کننده فازی برای کنترل سیستم‌ها استفاده می‌شود. کنترل‌کننده PID خود تنظیم فازی زمانی اعمال می‌شود که مقدار خروجی نزدیک به مقدار مورد نظر باشد. از نظر طراحی، پارامترهای PID با استفاده از فازی تنظیم می‌شوند تا مقدار بهینه به دست آید. ضرایب کنترل‌کننده PID پیشنهاد شده در [۸] جهت کنترل سیستم الکتروهیدرولیک توسط الگوریتم ژنتیک تنظیم شده و عملکرد سیستم بدون حضور اغتشاش و عدم قطعیت بررسی شده است. محققین در [۹] یک مدل خطی از سیستم الکتروهیدرولیک با استفاده از داده‌های عملی شناسایی نموده و برای بهبود عملکرد شناسایی از حساب مرتبه کسری^۳ استفاده نموده‌اند. در این مطالعه تحلیل عملکرد سیستم تنها برای مدل خطی انجام گرفته و نامعینی در سیستم نیز بررسی نشده است. در [۱۰] مدل‌سازی و کنترل سیستم الکتروهیدرولیک بر اساس مدل و داده‌های عملی انجام شده است. در واقع ابتدا مدل خطی از سیستم با استفاده از داده‌های عملی شناسایی شده و سپس برای سیستم شناسایی شده، کنترل‌کننده PID طراحی شده است. در [۱۰] با فرض خطی کردن مدل سیستم سرو الکتروهیدرولیک، کنترل‌کننده طراحی شده است. در [۱۱] از کنترل‌کننده PID مرتبه کسری برای کنترل سیستم الکتروهیدرولیک استفاده شده است، همچنین عدم قطعیت سیستم توسط یک رویکرد حالت توسعه یافته تخمین زده شده است. در مقابل روش‌های کنترل غیرخطی^۴ با در نظر گرفتن و استفاده از جملات غیرخطی دینامیک فرایند، توانایی به‌دست آوردن عملکرد بهتر و مناسب‌تر برای سیستم‌های واقعی را دارا می‌باشند. از مهمترین روش‌های کنترل غیرخطی روش کنترل خطی‌سازی فیدبکی است. در [۱۲] کنترل‌کننده فازی به منظور کنترل نیرو در سیستم سرو الکتروهیدرولیک طراحی شده است.



پارامترهای کنترل کننده با استفاده از روش بهینه سازی ازدحام ذرات تنظیم شده است. نگوین مین تری و همکاران در [۱۳] با استفاده از روش پسگام یا گام به عقب، یک کنترل کننده غیرخطی برای سیستم الکترو هیدرولیک طراحی کرده اند. پیاده سازی عملی روش پیشنهادی نتایج مطلوب برای ردیابی خروجی را نشان می دهد. مزیت این کنترل کننده در پاسخ سریع به حضور عدم قطعیت پارامتری در سیستم است. در مقابل، قوام کنترل کننده چندان رضایت بخش نیست که می توان با ترکیب آن با روش های دیگری این مورد را بهبود بخشید. در [۱۴]، از روش کنترل غیرخطی مبتنی بر پسگام استفاده شده و عملکرد کنترل کننده در مقایسه با یک کنترل کننده خطی بررسی شده است. نتایج شبیه سازی نشان می دهد که سیگنال کنترلی فاقد اعوجاج نرم می باشد. ولی عملکرد این سیستم در حضور عدم قطعیت های سیستم بررسی نشده در واقع، مقاومت سیستم توسط تحلیل ریاضی بررسی و تضمین نشده است. در [۱۵] از کنترل پسگام مقاوم برای کنترل سیستم الکترو هیدرولیک استفاده گردیده، و فرض شده که تنها عدم قطعیت موجود در سیستم اغتشاش خارجی و محدود است که باعث انحراف موقعیت شیر سرو از مقدار مطلوبش می شود. در [۱۶] از روش کنترل پسگام برای کنترل سیستم استفاده شده و عدم قطعیت به صورت اصطکاک و نیروی خارجی در سیستم در نظر گرفته شده است. این عدم قطعیت توسط یک قانون تطبیق^۵ تخمین زده شده که برای به کارگیری آن باید تمامی حالت های سیستم معلوم باشد. ولی در عمل تنها متغیر موقعیت شفت موتور هیدرولیکی است قابل اندازه گیری می باشد. هدف مطالعه [۱۷]، کنترل بار سرو الکترو هیدرولیک و افزایش عملکرد موتور است. روش پیشنهادی در [۱۷] کنترل بارگذاری سرو الکترو هیدرولیک مبتنی بر کنترل فازی است. تنظیم ضرایب کنترل کننده فازی نیز با روش بهینه سازی چند هدفه مبتنی بر تعادل وزنی دو فازی است.

در [۱۸] یک روش کنترل مبتنی بر شبکه عصبی فازی ارائه می کند که منجر به ناپایداری نیروی بارگذاری و عدم حساسیت پاسخ موقعیت به دلیل آسیب پذیری آن در برابر تداخل خارجی سرو الکترو هیدرولیک می شود. نتایج نشان می دهد که استراتژی ارایه شده می تواند به طور موثری بالادستی سیستم را کاهش دهد و پاسخ سیستم را تسریع کند. در [۱۹] از الگوریتم فازی به عنوان کنترل کننده استفاده شده است. در این روش، کنترل کننده فازی ثابت بوده، طراحی و تنظیم آن به روش سعی و خطا انجام شده است، این روش کنترل فازی تضمین پایداری ندارد و عملکرد آن وابسته به تنظیم مناسب پارامترها می باشد. در [۲۰] کنترل کننده فازی برای کنترل سیستم سرو الکترو هیدرولیک طراحی شده. سیستم فازی توسط الگوریتم بهینه سازی گرگ خاکستری آموزش می بیند، تابع هزینه انتگرال ضرب زمان در قدر مطلق خطا تعریف شده و پارامترهای سیستم فازی به نحوی با استفاده از الگوریتم PSO^۶ تنظیم می شوند. تضمین پایداری در این تحقیق بصورت ریاضی قابل اثبات نمی باشد، همچنین تنظیم ضرایب کنترل کننده به صورت برخط قابل انجام نیست. در [۲۱] کنترل نیروی یک محرک الکترو هیدرولیک با استفاده از سیستم فازی برای تنظیم ضرایب کنترل کننده PID انجام شده است. این روش کنترلی مبتنی بر مدل خطی سیستم بوده و ضرایب PID با استفاده از قوانین اگر-آنگاه فازی تنظیم شده است. در [۲۲] ضرایب کنترل کننده PID توسط سیستم فازی تنظیم می شود و عملکرد آن در مقایسه با تکنیک جایابی قطبها مقایسه می شود. در [۲۲] نیز عدم قطعیت های سیستم در نظر گرفته نشده است. در [۲۳] یک کنترل ترکیبی از کنترل فازی PID قابل تنظیم برخط که بر اساس فیلتر کالمن توسعه یافته پارامترهای تنظیم می گردد طراحی شده و با کنترل PID کلاسیک مقایسه شده است. البته با وجود داشتن پاسخ مناسب و عملکرد خوب سیستم پیشنهادی در [۲۳]، این کنترل کننده دارای تضمین پایداری نبوده و مساله مقاوم بودن نیز در حضور نویز و بدون در نظر رفتن عدم قطعیت بررسی شده است.

در [۲۴] از یک کنترل کننده فازی تطبیقی برای سیستم سرو الکترو هیدرولیک بهره گرفته شده است. در این مقاله برای تضمین مقاوم بودن سیستم از روش کنترل سوئیچینگ استفاده شده و یک تابع سوئیچینگ با بهره ثابت برای حذف اثر عدم قطعیت ها پیشنهاد شده است. فرض شده که دامنه و حداکثر باند عدم قطعیت ها معلوم می باشد. در [۲۵] کنترل مقاوم برای یک سیستم شبیه ساز گشتاور اینرسی الکترو هیدرولیک طراحی شده است. در این شبیه ساز نیروی اینرسی وارد بر سامانه های پرنده متناسب با نیروی هیدرولیک ورودی بازسازی شده است. کنترل کننده غیرخطی پیشنهادی در [۲۵] از نوع مودلغزشی مرتبه اول است و توانایی حذف اثر اغتشاش را دارد. کنترل کننده مودلغزشی مبتنی بر رویگر بهره بالا [۲۶] و کنترل کننده مقاوم گام به عقب مبتنی بر رویگر مودلغزشی مرتبه بالا [۲۷]، [۲۸] برای بهبود عملکرد ردیابی موقعیت یک سرو سیستم الکترو هیدرولیکی طراحی شده است. در [۲۹] کنترل کننده مودلغزشی برای کنترل موقعیت یک سیستم سرو هیدرولیک طراحی شده که در مرحله اول کنترل کننده مودلغزشی به تنهایی به کار گرفته می شود و در ادامه یک سیستم فازی PI جهت کم کردن اثر بهره سوئیچینگ و افزایش کارایی سیستم در حضور اغتشاش با کنترل کننده مودلغزشی ترکیب گردیده است. اگرچه سیستم کنترل مودلغزشی^۷ دارای دقت بیشتری نسبت به کنترل کننده ترکیبی است ولی سیگنال کنترل آن



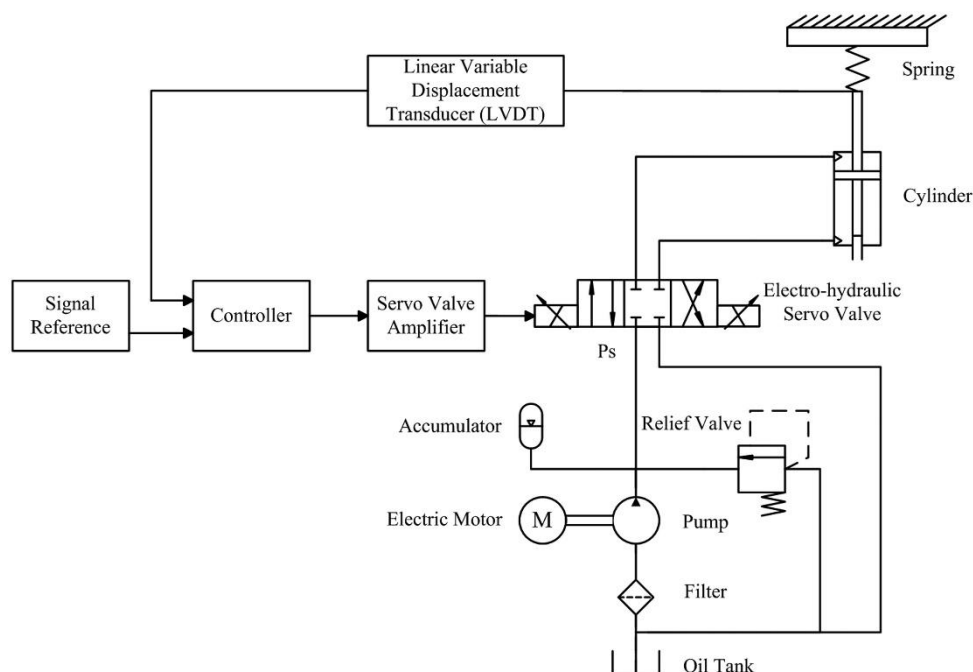
دارای نوسان فرکانس بالا می‌باشد که برای یک سیستم واقعی هیدرولیک مطلوب نیست. در [۳۰] کنترل مودلغزشی برای یک سیستم سروالکتروهیدرولیک با محرک خطی طراحی شده که در آن عملکرد کنترل‌کننده PID و مودلغزشی با هم مقایسه گردیده است. برای کاهش اثر سوپرجینگ فرکانس بالا، یک لایه مرزی متغیر با زمان در نزدیکی مبدا به کار برده شده است، در این روش نیز محدوده عدم قطعیت‌های سیستم معلوم فرض شده که البته استفاده از لایه مرزی باعث کاهش دقت سیستم می‌شود.

در [۳۱] برای کنترل موقعیت یک سیستم سرو الکتروهیدرولیک صنعتی از کنترل مودلغزشی تطبیقی بهره گرفته شده است. عملکرد کنترل‌کننده در نمودارهای شبیه‌سازی نرم و پایدار بوده ولی سیستم کنترل وابستگی خیلی زیادی به مدل سیستم هیدرولیک دارد. در [۳۲]، نویسندگان یک کنترل‌کننده مودلغزشی تطبیقی برای سیستم الکتروهیدرولیک طراحی کرده‌اند. برخی از پارامترهای سیستم که در آنها اثر عدم قطعیت بیشتر است، به عنوان پارامتر نامعلوم فرض شده و با استفاده از قانون تطبیق به صورت برخط تقریب زده می‌شوند. در این پژوهش رویکرد فازی تطبیقی مودلغزشی پیشنهاد شده و نتایج در شبیه‌سازی سیستم ارائه گردیده است، کنترل‌کننده ارائه شده در [۳۲] علاوه بر مقاوم بودن در مقابل عدم قطعیت‌های اعمال شده کمترین وابستگی به مدل را داشته و دارای پایداری خوبی هست، سیگنال کنترلی آن نیز فاقد نوسانات فرکانس بالا می‌باشد.

با توجه به موارد بالا و مقاوم بودن روش کنترل مودلغزشی، این مقاله یک روش کنترل مقاوم مودلغزشی مبتنی بر کنترل‌کننده فازی تطبیقی را پیشنهاد می‌دهد، به گونه‌ای که سیستم طراحی شده به کمترین وابستگی را به مدل سیستم داشته و نسبت به عدم قطعیت‌های سیستم نیز مقاوم باشد. تضمین پایداری مبتنی بر روش لیاپانوف نیز اثبات شده است. همچنین باند و حداکثر مقدار عدم قطعیت نامعلوم فرض شده و توسط قانون تطبیق به صورت تطبیقی و پایدار به دست می‌آید.

۲- معرفی سیستم سرو الکتروهیدرولیک

در حالت کلی، یافتن یک مدل مناسب برای توصیف رابطه بین المان‌ها و اجزای سیستم از اهمیت زیادی برخوردار است [۳۳-۳۴]. یک سیستم سرو الکتروهیدرولیک با محرک موتور هیدرولیکی در شکل ۱ نمایش داده شده است. در این سیستم موقعیت محور موتور هیدرولیکی بوسیله حسگر تشخیص داده می‌شود و توسط یک کنترل‌کننده عملکرد سیستم پایدار می‌گردد.



شکل (۱): سیستم سرو الکتروهیدرولیک





معادلات ارائه شده در این قسمت اساس رفتار اجزای سیستم هیدرولیک شکل (۱) را به تفکیک هر بخش توصیف می کند ولی در عمل، عملکرد ترکیبی این قسمت های مجزا به صورت یک سامانه واحد و هماهنگ هدف ما از به کار گیری سیستم هیدرولیک را محقق می سازد. بنابراین یک ترکیب منسجم و یکپارچه از معادلات هیدرولیکی، جهت شبیه سازی مدل سیستم مورد نیاز است که معادله فضای حالت ارائه شده در معادلات (۱)، آن را بخوبی توصیف می کند [۱۲].

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{J} (D_m x_3 - B x_2 - T_F \operatorname{sgn}(x_2) - T_L) \\ \dot{x}_3 &= \frac{4\beta C_d}{V_m \sqrt{\rho}} x_4 \sqrt{P_s - \operatorname{sgn}(x_4) x_3} - \frac{4\beta D_m}{V_m} x_2 - \frac{4\beta C_{sm}}{V_m} x_3 \\ \dot{x}_4 &= \frac{1}{\tau} (K u - x_4) \\ y &= x_1 \end{aligned} \quad (1)$$

در معادله (۱)، x_1 موقعیت زاویه ای موتور هیدرولیکی، x_2 سرعت زاویه ای موتور هیدرولیکی، x_3 فشار تفاضلی بار و x_4 جابجایی شیر سرو هیدرولیک است. همچنین جدول (۱) پارامترهای سیستم هیدرولیک را معرفی کرده است.

جدول (۱): پارامترهای سیستم هیدرولیک [۱۲]

نماد	تعریف	مقدار	واحد
Ps	فشار تغذیه هیدرولیک	8.73×10^6	Pa
K	ضریب تقویت شیر سرو هیدرولیک	7.94×10^{-7}	m^2/mA
Vm	حجم کلی روغن داخل دو سیلندر	2.7×10^{-4}	m^3
B	ضریب حجمی هم دما	8×10^8	N/m^2
Cd	ضریب تراوش	0.61	
CL	ضریب نشتی	9.05×10^{-13}	$m^5/(N.s)$
Dm	جابجایی حجمی موتور هیدرولیک	2.8×10^3	m^3/rad
P	جرم حجمی روغن هیدرولیک	867	Kg/m^3
β	ضریب گرانروی	0.0766	$N.m.s$
J	مجموع اینرسی موتور و بار	0.004821	$N.m.s^2$
τ	ثابت زمانی شیر سرو هیدرولیک	0.01	S

باید توجه نمود، جهت نزدیک تر شدن مدل به یک سیستم واقعی سرو الکترو هیدرولیک، تابع علامت sgn که در معادلات مدل نهایی سیستم ظاهر شده با تابع سیگموئید sgm تقریب زده می شود. با این روش هم مدل سیستم به شرایط عملکردی نزدیک می شود و هم از توابع موجود در مدل می توان مشتقگیری نمود.

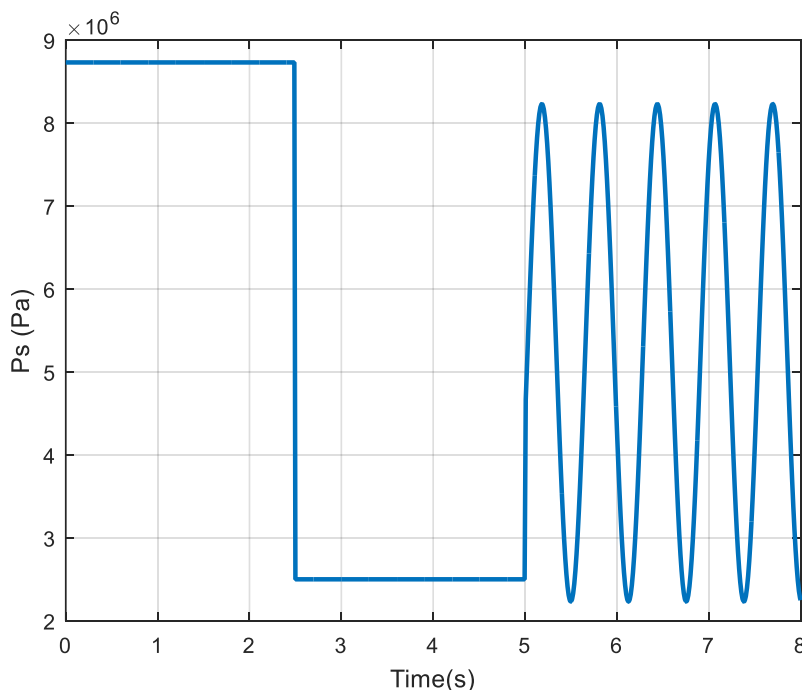
$$\operatorname{sgn}(x(t)) \approx \operatorname{sgm}(x(t)) = \frac{1 - e^{-\delta x(t)}}{1 + e^{-\delta x(t)}}; \delta > 0 \quad (2)$$

$$\frac{d\operatorname{sgm}(x(t))}{dt} = \frac{2\delta e^{-\delta x(t)}}{(1 + e^{-\delta x(t)})^2} \dot{x}(t) \quad y = x_1 \quad (3)$$



۳- طراحی کنترل کننده

در این مقاله مطابق با مدل سیستم سرو هیدرولیک (۱) عدم قطعیت بصورت تغییرات ناخواسته در فشار تغذیه روغن هیدرولیک ظاهر می شود. این عدم قطعیت پارامتری که در داخل سیستم اتفاق می افتد و به دلایل مختلف مثل داغ شدن بیش از ظرفیت روغن هیدرولیک، فرسودگی روغن، نشستی بیش از حد، پنچر شدن منبع ذخیره هیدرولیک یا انباره و سایر مشکلات فنی بروز نماید که به صورت شکل (۲) در شبیه سازی اعمال شده است.



شکل (۲): شبیه سازی عدم قطعیت در سیستم هیدرولیک

۳-۱- کنترل کننده مودلغزشی

با توجه به ماهیت غیرخطی سیستم های صنعتی، استفاده از روشهای کنترل غیرخطی توسعه زیادی یافته است [۵]. کنترل کننده سیستم های غیرخطی مودلغزشی دارای روند ساده ای برای طراحی می باشد که شاید همین روند ساده باعث محبوبیت آن شده باشد [۳۵]. مدل ریاضی فضای حالت سیستم الکترو سرو هیدرولیک در معادلات (۱) ارائه شده است. در آغاز جهت پیاده سازی کنترل کننده مودلغزشی فرم کانونیکال مربوط به مدل سیستم باید استخراج شود تا براساس آن بتوان معادلات مربوط به قانون کنترل را بدست آورد. بر همین اساس در ابتدا از خروجی آنقدر مشتق گرفته می شود تا ورودی صریحا در معادلات ظاهر شود. در نتیجه در مشتق مرتبه چهارم ملاحظه می شود که ورودی ظاهر شده است:

$$y^{(4)} = \frac{a_0}{b} u + \sum_{i=1}^4 a_i f_i + b \sum_{i=5}^6 a_i f_i + \frac{a_7}{b f_7} \quad (4)$$

جایی که پارامترهای معادله (۴) به صورت:

$$a_0 = \frac{4\beta D_m C_d K}{J \tau V_m \sqrt{\rho}}$$

$$a_1 = \frac{-B^3 V_m^2 + 8\beta J B D_m^2 V_m + 16\beta^2 D_m^2 J^2 C_{sm}}{J^3 V_m^2}$$

$$a_2 = \frac{B^2 V_m^2 D_m - 4\beta J D_m^3 V_m + 4\beta J B V_m D_m C_{sm} + 16\beta^2 D_m J^2 C_{sm}^2}{J^3 V_m^2}, \quad a_3 = -\frac{8\beta^2 C_d^2 D_m}{J V_m^2 \rho}$$





$$a_4 = -\frac{4\beta JD_m^2 - B^2 V_m}{J^3 V_m} T_F, a_5 = \frac{8\beta^2 C_m^2 C_d}{J V_m^2 \sqrt{\rho}}, a_6 = \frac{8\beta^2 D_m C_d C_{sm}}{J V_m^2 \sqrt{\rho}}$$

$$a_7 = \frac{-4\beta B D_m V_m C_d \tau - 16\beta^2 D_m C_{sm} J C_d \tau - 4\beta D_m C_d J V_m}{J^2 V_m^2 \tau \sqrt{\rho}}, b = \frac{1}{\sqrt{P_s - sgm(x_4(t))x_3(t)}}$$

$$f_1 = x_2(t), f_2 = x_3(t), f_3 = x_4(t)x_4(t)sgm(x_4(t)), f_4 = sgm(x_2(t)),$$

$$f_5 = x_2(t)x_4(t)sgm(x_4(t)), f_6 = x_3(t)x_4(t)sgm(x_4(t)), f_7 = x_4(t)$$

قابل تعریف هستند. از آنجا که سیستم مرتبه چهار است سیستم دینامیک داخلی ندارد. در نتیجه با در نظر گرفتن روابط فوق و با استفاده از قانون کنترل (۵)، جملات غیرخطی معادله مشتق مرتبه چهارم خروجی حذف خواهند شد.

$$u = \frac{b}{a_0} v - \frac{b}{a_0} \sum_{i=1}^4 a_i f_i - \frac{b^2}{a_0} \sum_{i=5}^6 a_i f_i - \frac{a_7 f_7}{a_0} \quad (5)$$

با جایگذاری قانون کنترل فوق در معادلات سیستم، سیستم به صورت

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = G(s) = \frac{1}{s^4} \quad (6)$$

بدست می‌آید که بیانگر انتقال‌الگیر از مرتبه چهار می‌باشد، سیستم فوق ناپایدار است. معادله مشتق مرتبه چهارم خروجی سیستم که در (۵) را می‌توان به صورت

$$y^{(4)} = f(Y) + g(Y)u \quad (7)$$

نوشت که $Y = [y, \dot{y}, \ddot{y}, \ddot{y}]^T$ را بردار حالت سیستم در نظر گرفته می‌شود.

$$g(Y) = \frac{a_0}{b} \quad (8)$$

در این قسمت یک کنترل کننده مودلغزشی مرتبه بالا پیشنهاد می‌گردد. برای طراحی کنترل کننده مودلغزشی مرتبه بالا، ابتدا یک سطح لغزش به صورت

$$s = \ddot{e} + \lambda_2 \dot{e} + \lambda_1 e + \lambda_0 e \quad (9)$$

تعریف می‌گردد که $e = y - y_d$ به عنوان خطای ردیابی، y_d خروجی مطلوب و $\lambda_0, \lambda_1, \lambda_2, k$ ثابت‌های مثبت طراحی هستند و بگونه‌ای طراحی می‌شوند که ریشه‌های معادله سطح لغزش در سمت چپ محور موهومی قرار گیرند. در معادله (۹)، λ_i ها ثابت هستند، در واقع این ثابت‌ها باید طوری تعیین شوند که کنترل کننده مودلغزشی پایدار باشد. در شکل (۶) سطح لغزش طراحی شده در این تحقیق نمایش داده شده است. هدف از طراحی این است که سطح لغزش صفر شود، و زمانی که s صفر شد با توجه به دینامیک پایدار خطا به صورت مجانبی به صفر همگرا شود. با مشتق‌گیری از سطح لغزش و برابر با صفر قرار دادن آن یعنی:

$$\dot{s} = y^{(4)} - y_d^{(4)} + \lambda_2 \ddot{e} + \lambda_1 \dot{e} + \lambda_0 e = 0 \quad (10)$$

قانون کنترل مودلغزشی برای پایداری سیستم بصورت

$$u = \frac{1}{\hat{g}} [-\hat{f} + y_d^{(4)} - \lambda_2 \ddot{e} - \lambda_1 \dot{e} - \lambda_0 e - k_1 s - k_2 sgn(s)] \quad (11)$$

پیشنهاد داده می‌شود [۲۸]. در معادله (۱۱)، \hat{f}, \hat{g} بهترین تخمین موجود از f, g هستند و k_1, k_2 دو ثابت مثبت طراحی هستند. با جایگذاری u و ساده‌سازی رابطه (۱۲) بدست خواهد آمد:

$$\dot{s} = (f - \hat{f}) + (g - \hat{g})u - k_1 s - k_2 sgn(s) \quad (12)$$

برای اثبات پایدار بودن سیستم و نحوه تنظیم پارامترهای کنترل کننده k_1, k_2 تابع مثبت معین (۱۳) به عنوان تابع کاندید لیاپانوف در نظر گرفته شده است [۲۹].

$$V = \frac{1}{2} s^2 \quad (13)$$

با مشتق‌گیری از معادله (۱۳) نسبت به زمان و از استفاده از معادله (۱۲) خواهیم داشت:

$$\dot{V} = s\dot{s} = s[(f - \hat{f}) + (g - \hat{g})u - k_1 s - k_2 sgn(s)] = -k_1 s^2 - k_2 |s| + s\Delta \quad (14)$$



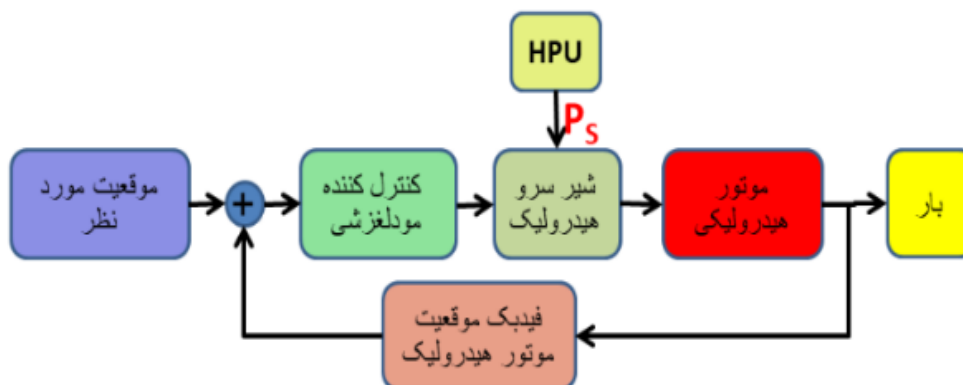
که در آن Δ برابر با تمام عدم قطعیت‌های ظاهر شده در عملکرد سیستم سرو الکترو هیدرولیک می‌باشد، به صورت

$$\Delta = [(f - \hat{f}) + (g - \hat{g})u] \quad (15)$$

تعریف می‌شود. معادله (۱۴) را می‌توان به صورت نابرابری

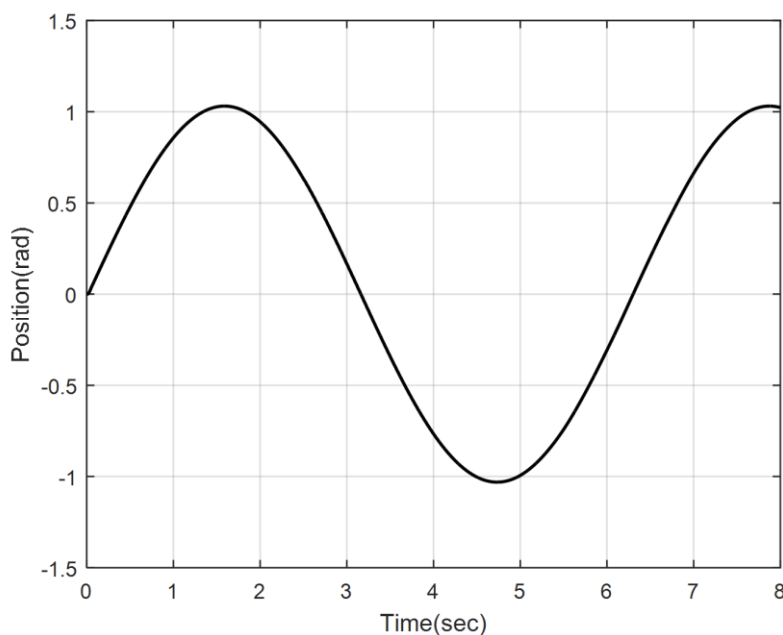
$$\dot{V} \leq -k_1 s^2 - k_2 |s| + |s| |\Delta| = -k_1 s^2 - |s| (k_2 - |\Delta|) \quad (16)$$

بازنویسی کرد که اگر بهره $k_2 \geq |\Delta|$ به صورت انتخاب شود، پایداری سیستم حلقه بسته تضمین می‌شود. در شکل (۳) به صورت شماتیک سیستم کنترل حلقه بسته برای یک مکانیزم سرو هیدرولیک نمایش داده شده است. در این شکل HPU همان منبع تغذیه نیروی هیدرولیک است که عدم قطعیت در تامین فشار هیدرولیک را شبیه‌سازی می‌کند.



شکل (۳): شمای کنترل سیستم سرو الکترو هیدرولیک با کنترل کننده مود لغزشی

در شکل (۴) خروجی سیستم که همان موقعیت شفت موتور هیدرولیک می‌باشد، نمایش داده شده است. سیگنال مرجع که یک حرکت دورانی با سرعت ۱ رادیان بر ثانیه است دقیقاً در خروجی سیستم هیدرولیک ردیابی شده است.

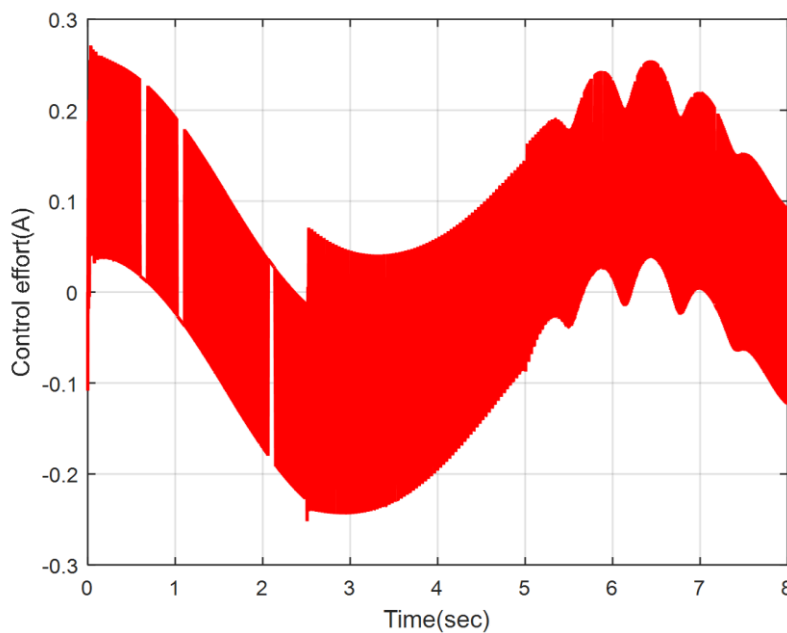


شکل (۴): خروجی سیستم تحت کنترل کننده مود لغزشی

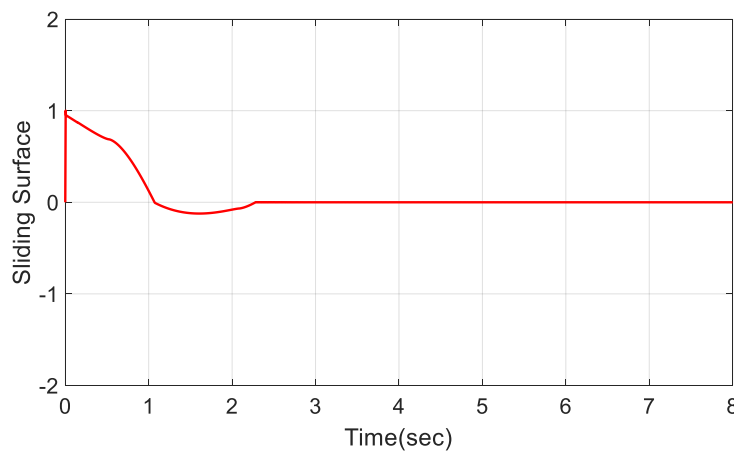


لازم به ذکر است کلیدزنی نوسانی توسط جمله $k_2 \text{sgn}(s)$ ایجاد می‌شود، این جمله چند مشکل اساسی در سیستم کنترل به وجود می‌آورد. از یک روی دیگر، این جمله همان جمله کنترل مقاوم است و وجود آن لازم می‌باشد. در شکل (۵) سیگنال خروجی کنترل کننده که دارای کلیدزنی نوسانی می‌باشد نمایش داده شده است.

بهره k_2 باید تا حد ممکن بزرگ انتخاب شود تا پایداری و مقاومت سیستم افزایش یابد، اما انتخاب این بهره، در عمل مشکل است، چون باید k_2 از حداکثر عدم قطعیت‌های موجود در سیستم بیشتر شود، اما عدم قطعیت‌ها همواره متغیر با زمان بوده و انتخاب یک بهره محافظه‌کارانه برای k_2 (یعنی یک عدد خیلی بزرگ) باعث ایجاد کلیدزنی نوسانی و نوسانات با دامنه بزرگ می‌شود. هدف این است که این بهره به صورت برخط و تطبیقی توسط قانون تطبیق بدست‌آید. با این کار نه نیاز به دانستن باند عدم قطعیت‌ها است و هم اینکه هم‌زمان کلیدزنی نوسانی نیز کاهش می‌یابد. علاوه بر آن چون f, g هم توسط سیستم فازی تقریب زده می‌شود، کنترل کننده طراحی شده، تا حد بسیار زیادی از مدل سیستم مستقل و آزاد است. که این امر طراحی را بسیار ساده‌تر می‌کند.



شکل (۵): سیگنال خروجی کنترل کننده مدلغزشی



شکل (۶): سطح لغزش کنترل کننده مدلغزشی



۳-۲- طراحی کنترل کننده فازی تطبیقی مودلغزشی برای سیستم سرو الکترو هیدرولیک

جهت رفع اشکالات کنترل کننده مودلغزشی، که در قسمت قبل طراحی و شبیه سازی اشاره شد، در این قسمت کنترل فازی تطبیقی مودلغزشی پیشنهاد می شود، سیستم های فازی برای تخمین توابع غیر خطی و نامعلوم سیستم مورد استفاده قرار می گیرند، در واقع توابع غیر خطی نامعلوم سیستم f, g هستند، که این دو تابع غیر خطی توسط دو سیستم فازی تطبیقی، تخمین زده می شود، تخمین این توابع با \hat{f}, \hat{g} نشان داده می شود [۳۶].

۳-۲-۱- تعریف تقریب گرهای فازی

برای تقریب، از سیستم فازی تاکاگی سوگنو مرتبه صفر با دو ورودی استفاده می کنیم (ورودی اول خطا و ورودی دوم انتگرال خطا است)، که شامل قوانینی به شکل زیر می باشد:

$$R^{(l)} : \text{if } e \text{ is } A^l \text{ and } Ie \text{ is } B^l \text{ then } \hat{u} = C^l \quad (17)$$

انتگرال سطح لغزش و خود سطح لغزش به ترتیب ورودی ها و سیگنال کنترل \hat{u} خروجی سیستم فازی هستند. A^l و B^l مجموعه فازی ورودی و ثابت خروجی است، که $l = 1, 2, \dots, m$ ، با استفاده از فازی ساز منفرد، موتور استنتاج ضرب سیستم فازی به صورت

$$\hat{f} = \frac{\sum_{l=1}^M C^l \mu_{A^l}(e) \mu_{B^l}(e)}{\sum_{l=1}^M \mu_{A^l}(e) \mu_{B^l}(e)} \quad (18)$$

زیر به دست می آید [۳۰]. $\mu_{A^l}(e), \mu_{B^l}(e)$ توابع تعلق ورودی هستند. با تعریف تابع پایه فازی به صورت [۳۱]:

$$\psi_l = \frac{\mu_{A^l}(e) \mu_{B^l}(e)}{\sum_{l=1}^M \mu_{A^l}(e) \mu_{B^l}(e)} \quad (19)$$

و تعریف:

$$\theta^T = [C^1, C^2, \dots, C^l]^T \quad (20)$$

$$\psi(e) = [\psi_1(e), \psi_2(e), \dots, \psi_M(e)] \quad (21)$$

سیستم فازی (۱۸) را می توان به صورت

$$\hat{f} = \theta^T \psi(e) \quad (22)$$

نمایش داد [۳۱]. هر تابع غیر خطی $f^*(e)$ را که توسط سیستم فازی تقریب زده می شود را می توان به صورت

$$f^*(e) = \hat{f}(e, \theta^*) + \delta(e) = \theta^{*T} \psi(e) + \delta(e) \quad (23)$$

بازنویسی کرد که در آن $\delta(e)$ حداقل خطای تقریب سیستم فازی و θ^* بردار پارامترهای بهینه می باشد که در آن [۳۱]:

$$\theta^* = \arg \min_{\theta} [\sup_{e \in R} |\hat{f}(e, \theta) - f^*(e)|] \quad (24)$$

۳-۲-۲- طراحی قانون تطبیق

معادله دینامیک سیستم، طراحی سطح لغزش و پیاده سازی قانون کنترل دقیقاً همانند مراحل ارائه شده در قسمت قبل است. در این قسمت جهت تعیین پارامترهای مجهول قانون کنترل (۱۱) باید، \hat{f}, \hat{g} که تخمین موجود از f, g هستند توسط دو سیستم فازی تطبیقی بدست می آیند، k_1 ثابت مثبت طراحی ولی k_2 یک ثابت طراحی نیست بلکه پارامتری متغیر است که باید توسط یک قانون تطبیق مناسب محاسبه گردد. با توجه به روابط (۱۱) و (۱۲) دو تابع غیر خطی \hat{f}, \hat{g} خواهیم داشت که با استفاده از دو سیستم فازی آنها مدل سازی می شود [۳۱]:

$$\hat{f}(e, \theta) = \theta_f^T \psi_f(e) \quad (25)$$

$$\hat{g}(e, \theta) = \theta_g^T \psi_g(e) \quad (26)$$

که $f^*(e), g^*(e)$ به صورت



$$f^*(e) = \hat{f}(e, \theta) + \delta_f(e) = \theta_f^{*T} \psi_f(e) + \delta_f(e) \quad (27)$$

$$g^*(e) = \hat{g}(e, \theta) + \delta_g(e) = \theta_g^{*T} \psi_g(e) + \delta_g(e) \quad (28)$$

بیان می‌شود [۳۲]. $\delta(e)$ خطای تقریب می‌باشد، و با توجه به قضیه تقریب عمومی، دارای باند محدود می‌باشد که از آن صرف‌نظر می‌کنیم. برای بدست آوردن قوانین تطبیق سیستم‌های فازی به نحوی که سیستم حلقه بسته تضمین پایداری داشته باشد، تابع مثبت معین زیر به‌عنوان تابع کاندید لیاپانوف استفاده می‌شود [۳۲]:

$$V = \frac{1}{2}s^2 + \frac{1}{2\gamma_1} \tilde{\theta}_f^T \tilde{\theta}_f + \frac{1}{2\gamma_2} \tilde{\theta}_g^T \tilde{\theta}_g + \frac{1}{2\gamma_3} \tilde{K}^2 \quad (29)$$

که در آن $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ ثابت‌های اکیداً مثبت هستند. $\tilde{\theta}_f^T = (\theta_f - \theta_f^*)^T$ و $\tilde{\theta}_g^T = (\theta_g - \theta_g^*)^T$ و همچنین $\tilde{K} = K - K^*$ است، K^* مقدار باند (حداکثر) عدم قطعیت موجود در سیستم است که نامعلوم ولی ثابت فرض می‌کنیم. با مشتق‌گیری از رابطه (۲۹) نسبت به زمان داریم [۳۰]:

$$\dot{V} = \dot{s}s + \frac{1}{\gamma_1} \tilde{\theta}_f^T \dot{\theta}_f + \frac{1}{\gamma_2} \tilde{\theta}_g^T \dot{\theta}_g + \frac{1}{\gamma_3} \dot{K} \tilde{K} \quad (30)$$

با استفاده از روابط (۳۰) و (۱۲) خواهیم داشت:

$$\dot{V} = s \left((f - \hat{f}) + (g - \hat{g})u - k_1 s - k_2 \text{sgn}(s) \right) + \frac{1}{\gamma_1} \tilde{\theta}_f^T \dot{\theta}_f + \frac{1}{\gamma_2} \tilde{\theta}_g^T \dot{\theta}_g + \frac{1}{\gamma_3} \dot{K} \tilde{K} \quad (31)$$

در نتیجه داریم:

$$\dot{V} = s(-\tilde{\theta}_f^T \psi_f - \tilde{\theta}_g^T \psi_g u - k_1 s - k_2 \text{sgn}(s) + \Delta) + \frac{1}{\gamma_1} \tilde{\theta}_f^T \dot{\theta}_f + \frac{1}{\gamma_2} \tilde{\theta}_g^T \dot{\theta}_g + \frac{1}{\gamma_3} \dot{K} \tilde{K} \quad (32)$$

که در آن Δ مجموع تمام عدم قطعیت‌های موجود در سیستم است. با انتخاب قانون تطبیق برای سیستم فازی به صورت

$$\dot{\theta}_f = \gamma_1 \psi_f \quad (33)$$

$$\dot{\theta}_g = \gamma_2 \psi_g s u \quad (34)$$

آنگاه رابطه (۳۲) بصورت

$$\dot{V} = s(-k_1 s - K \text{sgn}(s) + \Delta) + \frac{1}{\gamma_3} \dot{K} \tilde{K} \quad (35)$$

ساده خواهد شد، در معادله ۳۵ جمله کنترل مقاوم، یا سوئیچینگ $K \text{sgn}(s)$ است، بهره این جمله باید از حداکثر مقدار عدم قطعیت‌های موجود در سیستم بیشتر یا مساوی باشد تا پایداری سیستم تضمین گردد، در واقع برای تضمین پایداری خواهیم داشت:

$$\dot{V} = -k_1 s^2 - K|s| + s\Delta + \frac{1}{\gamma_3} \dot{K} \tilde{K} \leq -k_1 s^2 - K|s| + |s|K^* + \frac{1}{\gamma_3} \dot{K} \tilde{K} \quad (36)$$

یعنی اینکه $|\Delta| \leq K^*$ در نتیجه، خواهیم داشت

$$\dot{V} \leq -k_1 s^2 - |s| \tilde{K} + \frac{1}{\gamma_3} \dot{K} \tilde{K} \quad (37)$$

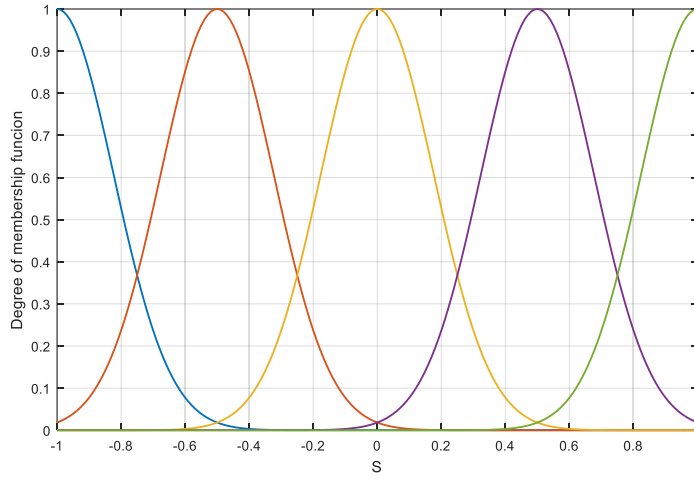
بنابراین با انتخاب قانون تطبیق به صورت رابطه

$$\dot{K} = \gamma_3 |s| \quad (38)$$

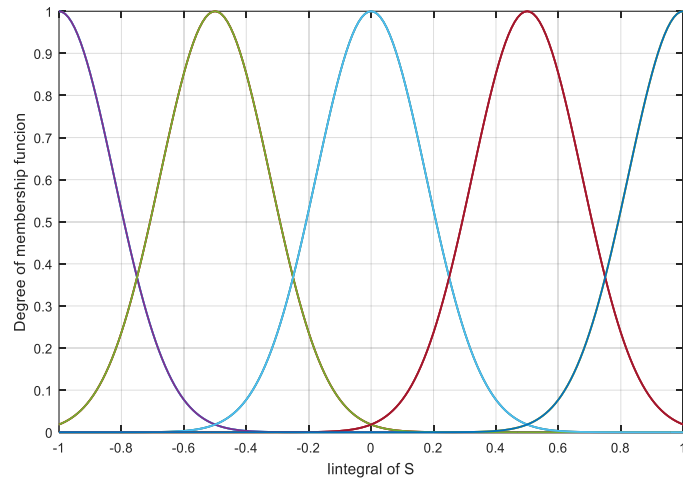
پایداری سیستم با توجه به نابرابری ۳۹ تضمین می‌گردد.

$$\dot{V} \leq -k_1 s^2 \quad (39)$$

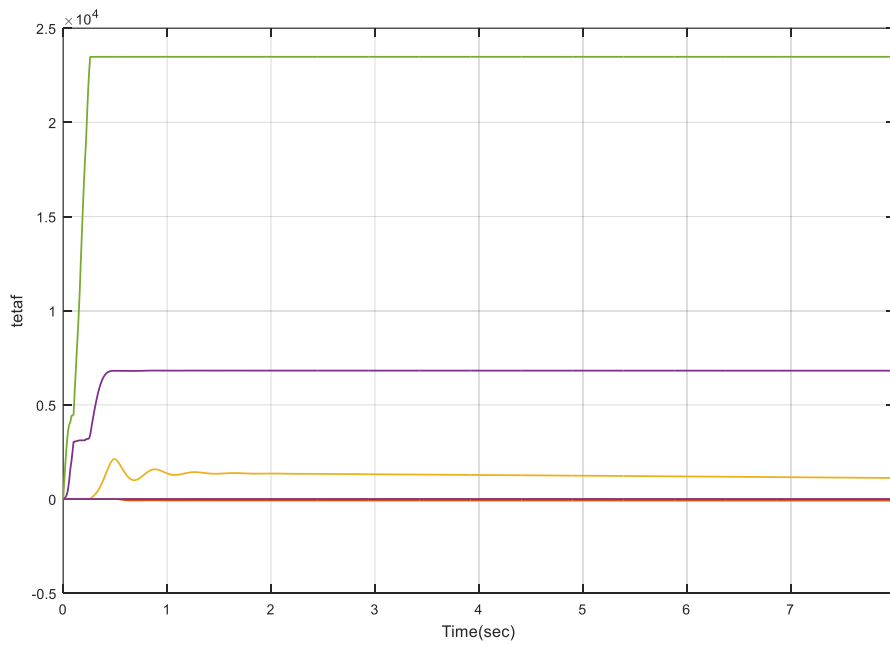




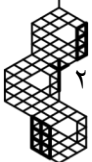
شکل (۶): توابع تعلق مربوط به سطح لغزش



شکل (۷): توابع تعلق مربوط به انتگرال سطح لغزش

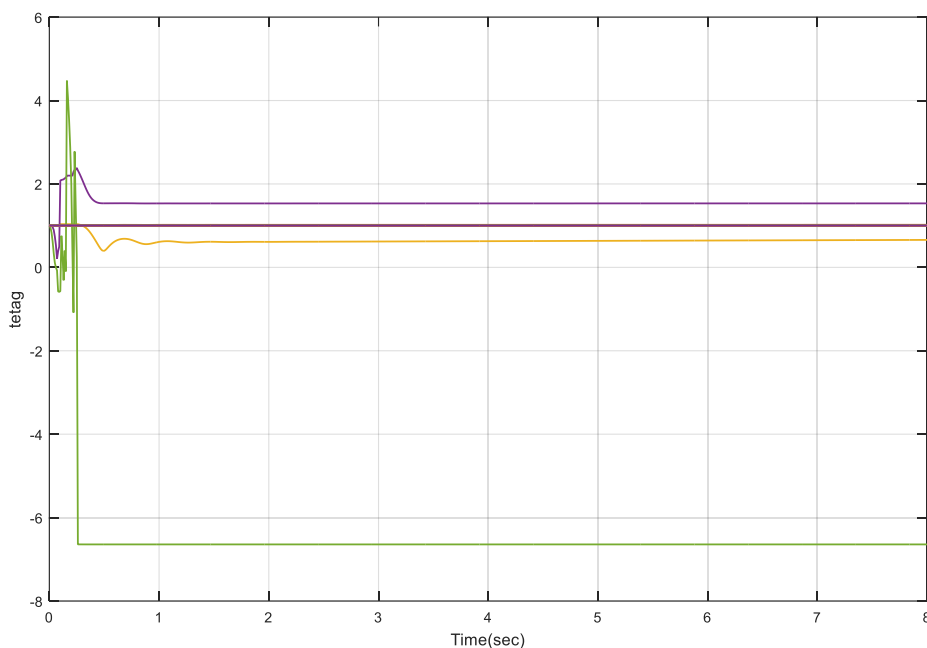


شکل (۸): تغییرات پارامتر f در طول شبیه سازی سیستم فازی تطبیقی





سیستم فازی در نظر گرفته شده، سیستم فازی سوگنو مرتبه صفر (که معادل با سیستم فازی ممدانی است) می باشد. از فازی ساز منفرد، و موتور استنتاج ضرب استفاده شده است. سیستم فازی دارای دو ورودی است که یک ورودی سطح لغزش S که در اصل یک رابطه خطی از خطای سیستم می باشد و ورودی دیگری انتگرال سطح لغزش S است. برای هر ورودی پنج تابع تعلق در نظر گرفته شده است که مجموعه مراکز توابع تعلق به صورت $[1 \ 0.5 \ 0 \ -0.5 \ -1]$ می باشند. توابع تعلق به صورت گوسی می باشند و انحراف معیار هر کدام از توابع گوسی را برابر با 0.25 در نظر گرفته شده است در نتیجه توابع تعلق برای هر ورودی به صورت شکل های (۶) و (۷) می باشد. پس هر سیستم فازی دو ورودی دارد که یکی S و دیگری انتگرال S است. هر ورودی با روش فازی سازی منفرد، به متغیر فازی تبدیل می شوند. هر ورودی پنج تابع تعلق در بازه $[-1, 1]$ دارد، توجه شود که در خارج از بازه $[-1, 1]$ مقدار درجه تعلق برابر با یک است. با توجه به مطالب فوق می توان گفت که $25=5*5$ قانون برای سیستم فازی وجود دارد، قسمت آنگاه توسط قانون تطبیق بدست می آید و یک بردار با ۲۵ پارامتر است، این ۲۵ پارامتر توسط قانون تطبیق و در طی شبیه سازی به صورت شکل های (۸) و (۹) تغییر کرده اند.



شکل (۹): تغییرات پارامتر g در طول شبیه سازی سیستم فازی تطبیقی

جدول (۲): ضرایب مربوط به مدل سازی سیستم [۶]

نماد	تعریف	مقدار
δ_v	ثابت تابع سیگموئید برای $x_4(t)$	3×10^7
δ_f	ثابت تابع سیگموئید برای $x_2(t)$	2
λ_2	ضریب مربوط به سطح لغزش	$2 \times (40 \times 2\pi)$
λ_1	ضریب مربوط به سطح لغزش	$2 \times (40 \times 2\pi)^2$
λ_0	ضریب مربوط به سطح لغزش	$(40 \times 2\pi)^2$
α_3	ضریب مربوط به سیگنال مرجع	$2.61 \times (40 \times 2\pi)$
α_2	ضریب مربوط به سیگنال مرجع	$3.41 \times (40 \times 2\pi)^2$
α_1	ضریب مربوط به سیگنال مرجع	$2.61 \times (40 \times 2\pi)^3$
α_0	ضریب مربوط به سیگنال مرجع	$(40 \times 2\pi)$

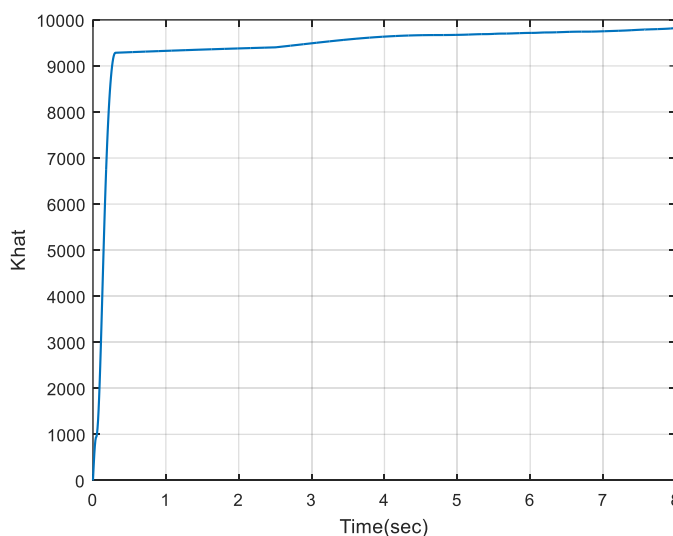


جدول (۳): ضرایب کنترل کننده

نماد	تعریف	مقدار
K_1	بهره سطح لغزش در کنترل کننده مودلغزشی	$4 \times 2\pi / 4$
K_2	بهره سوئیچینگ در کنترل کننده مودلغزشی	10^6
γ_3	ضریب K_2 در کنترل کننده فازی تطبیقی مودلغزشی	0.005
γ_2	ضریب θ_g در کنترل کننده فازی تطبیقی مودلغزشی	30
γ_1	ضریب θ_f در کنترل کننده فازی تطبیقی مودلغزشی	60
K_1	بهره سطح لغزش در کنترل کننده فازی تطبیقی مود لغزشی	0.1

در این تحقیق قسمت آنگاه توسط قانون تطبیق و به صورت آنلاین حاصل می‌شود و نمی‌توان از جدول برای طراحی استفاده کرد، پارامترها به صورت آنلاین یا برخط تغییر می‌کنند. تغییرات پارامترهای تطبیق برای دو سیستم فازی f, g (پارامترهای قسمت آنگاه از قوانین فازی) در طول شبیه‌سازی سیستم فازی تطبیقی تغییر می‌کند، با توجه به دو شکل (۸) و (۹)، پس از کمتر از ۰.۵ ثانیه دو سیستم فازی همگرا شده‌اند، دقت کنید که سیستم‌های فازی نقشی در مقاوم بودن کنترل کننده ندارند و بخش کنترل مقاوم توسط جمله سوئیچینگ تامین می‌شود.

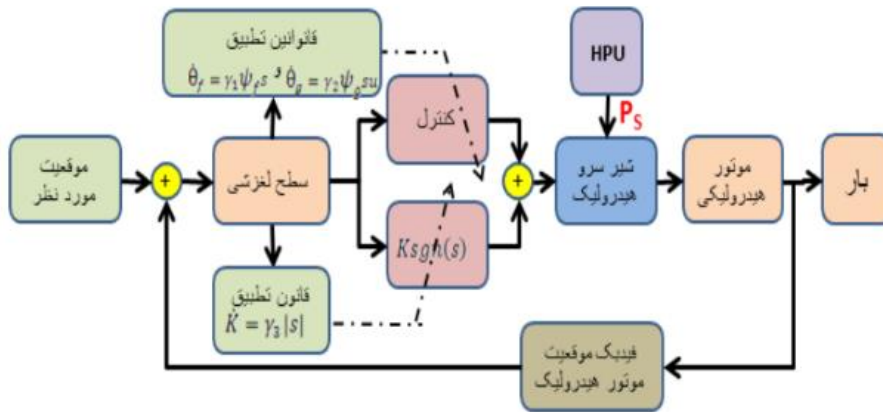
در شکل (۱۰) تغییرات بهره سوئیچینگ مشاهده می‌گردد که به صورت تطبیقی بدست آمده‌است. کاملاً مشخص است که این تغییرات بهره سوئیچینگ در کنترل کننده فازی تطبیقی مود لغزشی با روندی افزایش می‌یابد که سیستم عملکردی پایدار داشته باشد. همچنین مقادیر مربوط به ضرایب سیستم و کنترل کننده به ترتیب در جدول (۲) و (۳) آورده شده است.



شکل (۱۰): تغییرات بهره سوئیچینگ تطبیقی

در شکل (۱۱) بلوک دیاگرام سیستم کنترل حلقه بسته مربوط به یک سامانه سرو هیدرولیک مشاهده می‌گردد که توسط رهیافت کنترلی فازی تطبیقی مود لغزشی شبیه‌سازی شده است.

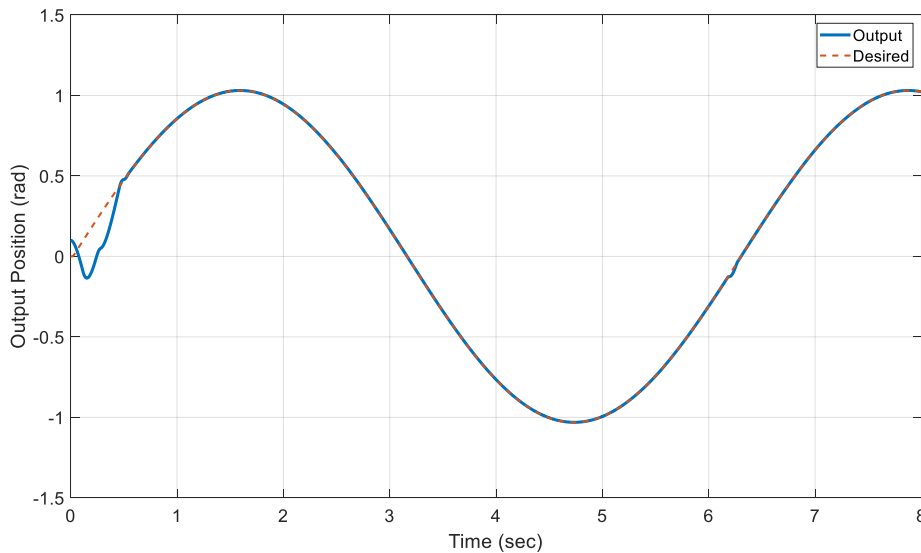




شکل (۱۱): شمای کلی کنترل سیستم سرو الکتروهیدرولیک با کنترل کننده فازی تطبیقی مودلغزشی

در شکل (۱۲) خروجی عملکرد سیستم سرو هیدرولیک نمایش داده شده است، ملاحظه می‌گردد که بجز در لحظات آغازین عملکرد سیستم که مقداری انحراف در ردیابی سیگنال مرجع مشاهده می‌گردد در ادامه شبیه‌سازی پاسخ دارای دقت مناسب بوده و در حضور عدم قطعیت عملکردی پایدار دارد.

در شکل (۱۳) مشاهده می‌شود که سیگنال خروجی کنترل کننده فازی تطبیقی مودلغزشی، نوسانات فرکانس بالای موجود در کنترل کننده مودلغزشی را ندارد و متناسب با شکل موج مرجع و در عین حال، متناسب با عدم قطعیت وارد شده از طریق فشار منبع هیدرولیک، سیگنال خروجی مناسب را تولید کرده و سیستم الکتروهیدرولیک را تحت کنترل قرار می‌دهد.

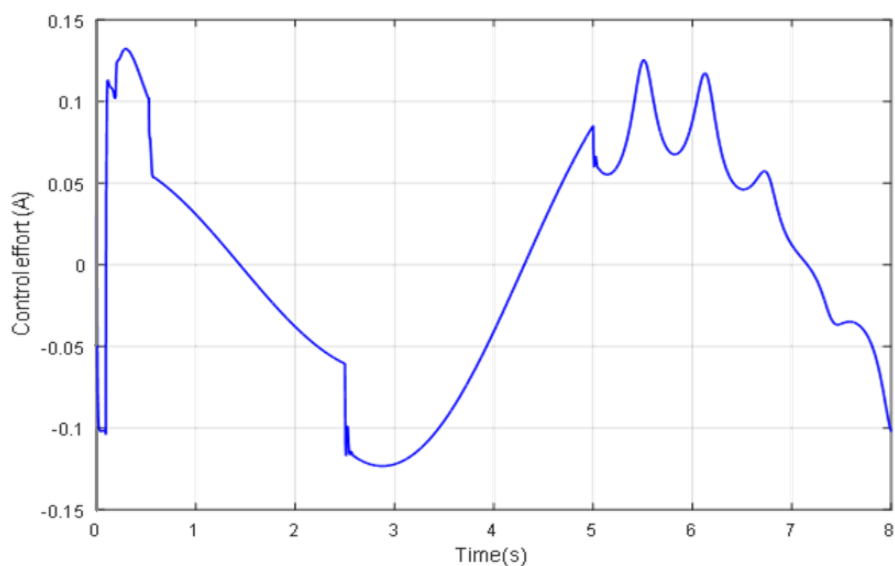


شکل (۱۲): خروجی سیستم با کنترل کننده فازی تطبیقی مودلغزشی

اگرچه شکل موج موقعیت سیستم، مربوط کنترل کننده فازی تطبیقی مودلغزشی در ابتدا دارای کمی انحراف و خطا است ولی با گذشت مدت زمان کوتاهی، خروجی را بر روی سیگنال مرجع ورودی منطبق کرده و خطا را تا حد ممکن به صفر نزدیک می‌کند. در شکل (۱۴)

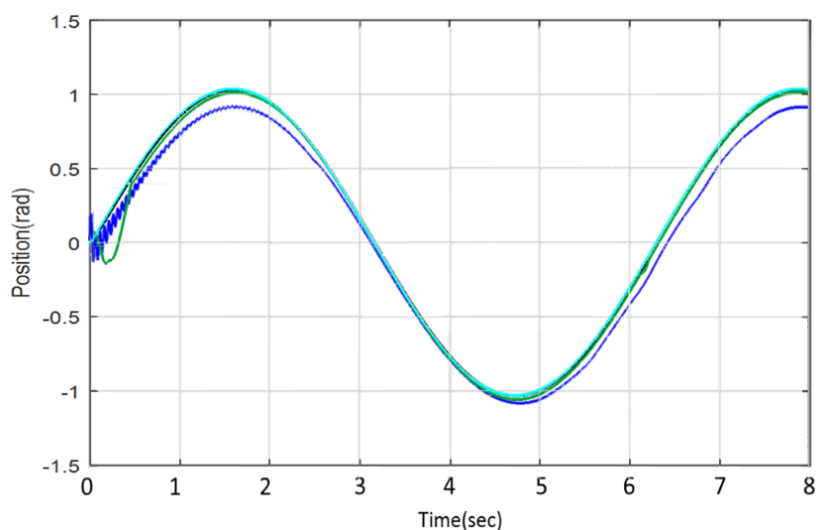


مشاهده می‌گردد که خروجی سیستم هیدرولیک که همان موقعیت زاویه‌ای محور موتور هیدرولیک است مربوط به سه کنترل کننده PID، مدل‌گزشی و فازی تطبیقی مدل‌گزشی مقایسه شده است.



شکل (۱۳): سیگنال خروجی کنترل کننده فازی تطبیقی مدل‌گزشی

در خروجی سیستم هیدرولیک که بوسیله کنترل کننده PID کنترل می‌شود خروجی سیستم دارای نوسانات با فرکانس نسبتاً بالا می‌باشد که بعد از طی شدن یک ثانیه از شروع کار سیستم پایدار می‌شود، در حضور عدم قطعیت فشار تغذیه هیدرولیک به سیستم اعمال می‌شود، در خروجی سیستم خطای باوجود اینکه کنترل کننده سیگنال کنترلی را تغییر می‌دهد تا عملکرد سیستم پایدار شود و خطای ردیابی کاهش یابد ولی خطای بوجود آمده در خروجی حذف نشده و به صورت ماندگار در خروجی سیستم قابل مشاهده است. به وضوح مشاهده است که کنترل کننده مدل‌گزشی عملکردی کاملاً پایدار از ابتدای شروع به کار سیستم دارد و سیگنال ورودی حتی در زمانی که عدم قطعیت اعمال می‌گردد همچنان با دقت ردیابی می‌شود. کنترل کننده فازی تطبیقی مدل‌گزشی در ابتدای شروع به کار سیستم با انحرافی مشهود در خروجی ظاهر می‌گردد ولی در کسری از ثانیه انحراف خروجی نسبت به سیگنال ورودی جبران شده و عملکرد آن پایدار می‌شود.



شکل (۱۴): مقایسه عملکرد سیستم سرو الکترو هیدرولیک هر یک از کنترل کننده‌ها PID -، مدل‌گزشی -، فازی تطبیقی مدل‌گزشی -





در زمانی که عدم قطعیت فشار تغذیه هیدرولیک به سیستم اعمال می‌گردد همچنان پایداری در عملکرد حفظ می‌شود و خطای ردیابی در حد کوچک و قابل قبولی باقی می‌ماند. البته مقایسه عملکرد این سه سیستم کنترل تنها از روی خروجی سیستم هیدرولیک مقدور نیست و باید سیگنال کنترل و خطای ردیابی آنها با هم مورد تحلیل قرار گیرد. جهت تحلیل عددی خطای موجود در عملکرد هر کدام از این سه سیستم انتخاب تابع هزینه‌ای مناسب برای تحلیل بهینه بودن کنترل‌کننده‌ها هدف ما در این قسمت می‌باشد. در ادامه چند تابع هزینه معرفی شده و در نهایت مقادیر حاصل از توابع هزینه انتخابی برای بررسی بهینه‌گی مقایسه می‌شود. تابع انتگرال خطا به صورت

$$IAE = \int_0^T |e| dt \quad (40)$$

تعریف می‌شود. این تابع هزینه به صورت انتگرال قدر مطلق سیگنال خطای حاصل از ردیابی سیگنال مرجع سیستم، در طول مدت زمان شبیه‌سازی T محاسبه می‌گردد. ویژگی این تابع این است که کل خطاهای سیستم در تمامی زمان‌ها با وزنی برابر در نظر گرفته می‌شوند. تابع انتگرال توان دوم خطا نیز به صورت

$$ISE = \int_0^T e^2 dt \quad (41)$$

تعریف می‌گردد. با توجه به معادله (41) مشاهده می‌شود که در این معیار بهینه‌سازی، انتگرال توان دوم خطا استفاده شده و در نتیجه خطاهای بزرگتر تاثیر بیشتری در این تابع داشته‌است، این تابع معیار، خطاهای بزرگتر را بیشتر سرکوب کرده و بهینه‌سازی می‌شود. تابع انتگرال ضرب زمان در توان دوم خطا به صورت

$$ITSE = \int_0^T te^2 dt \quad (42)$$

تعریف می‌شود. این تابع هزینه به صورت ISE وزن دار می‌باشد، به اینصورت که در زمان‌های بزرگتر، خطاهای بزرگتر سرکوب می‌شوند، و هرچه زمان بیشتری از شبیه‌سازی و عملکرد سیستم گذشته باشد، ارزش آن خطا بیشتر می‌شود. در نهایت معیار پرکاربرد بهینه‌سازی به صورت معادله (43) تعریف می‌شود.

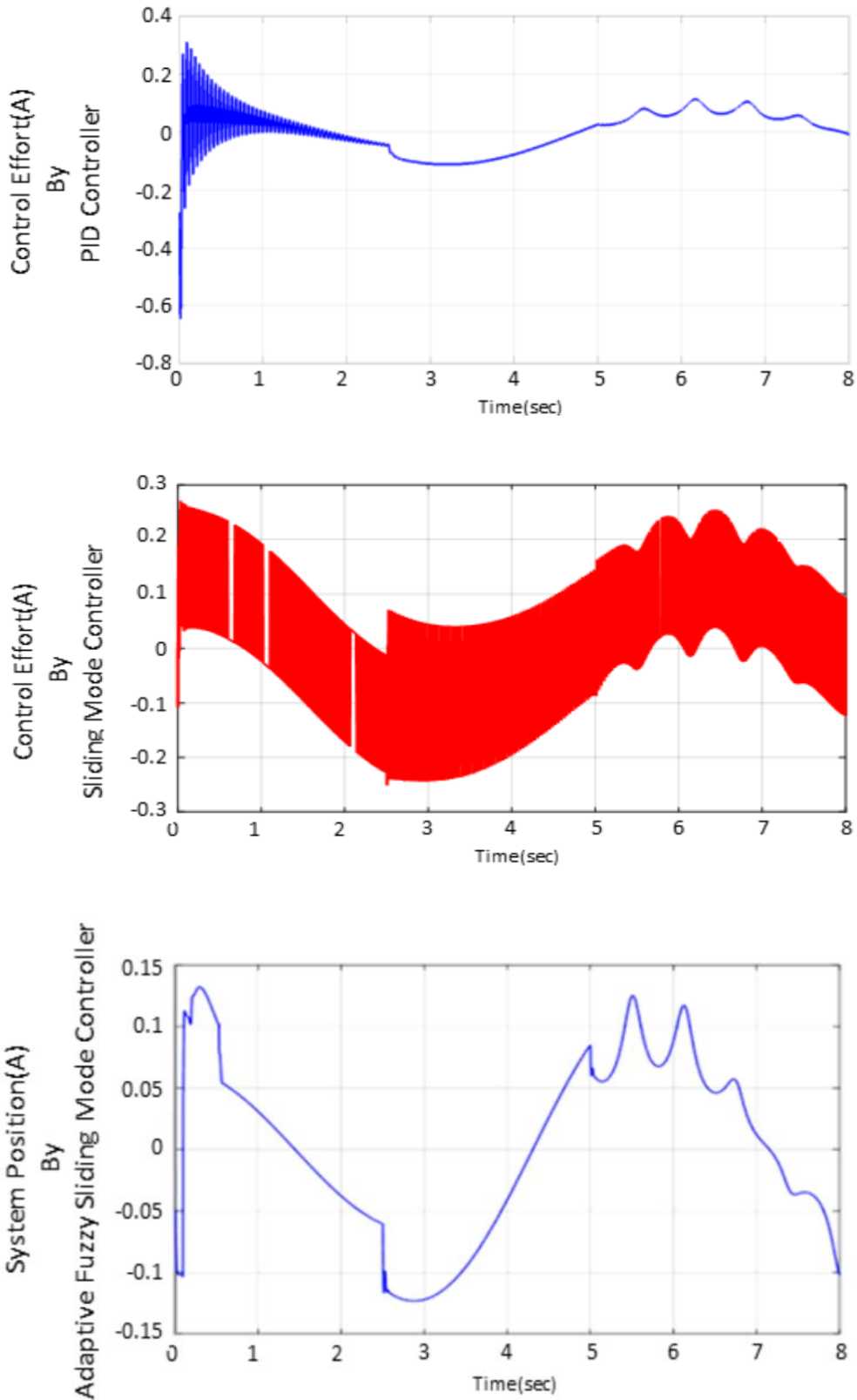
$$ITAE = \int_0^T t |e| dt \quad (43)$$

جدول (4): مقایسه توابع بهینه‌سازی خطا برای هر کنترل‌کننده

	IAE	ITAE	ISE	ITSE
Adaptive fuzzy	1.3108e+03	1.3139e+03	194.4636	40.9296
PID	4.6699e+03	1.7986e+04	218.2625	682.991
SMC	161.9374	575.4736	0.2667	0.8727

در این معیار بهینه‌سازی، اندازه خطای وزن دار محاسبه می‌شود، به اینصورت که اندازه خطا با گذشت زمان، ارزش بیشتری پیدا کرده و در واقع اندازه خطای وزن دار شده با زمان می‌باشد. با توجه به توضیحات بیان شده، مقادیر توابع هزینه با انجام شبیه‌سازی در جدول (4) ارائه گردیده است. برای سه شبیه‌سازی به صورت زیر بدست می‌آید. با توجه به جدول فوق بهترین نتیجه از نظر محاسبات عددی محصول عملکرد سیستم کنترل مودلغزشی می‌باشد اما این توابع هزینه همگی تنها وابسته و نشان دهنده عملکرد خطای خروجی هستند و هیچ اثر و یا توصیفی از خروجی کنترل‌کننده‌ها در آنها نیست.





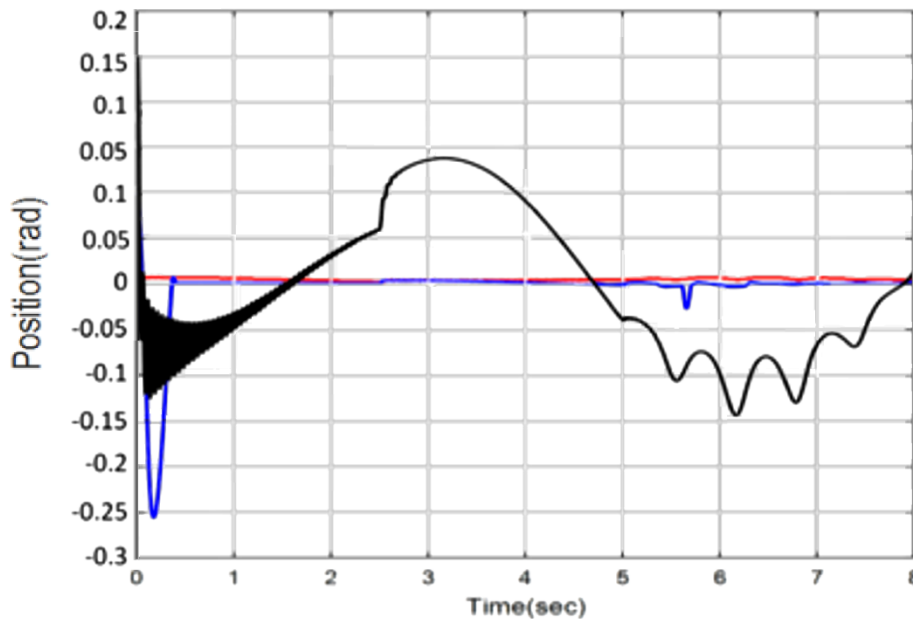
شکل (۱۵): مقایسه سیگنال کنترلی خروجی هر یک از کنترل کننده‌ها (PID، مودلغزشی، فازی تطبیقی مودلغزشی)

در شکل (۱۵) باید توجه نمود که سیگنال کنترل مودلغزشی دارای پدیده نوسانی فرکانس بالا می‌باشد،





در عمل اعمال این سیگنال به شیرهای سرو هیدرولیک صنعتی غیر ممکن است و ردیابی سیگنال فرکانس بالا از تحمل چنین تجهیزاتی خارج است، سیگنال فرکانس بالای حاصل از عملکرد کنترل کننده مودلغزشی باعث گرم شدن بیش از حد تحمل سیم پیچ های شیر سرو هیدرولیک شده و در حد قابل توجهی اصطکاک سیستم بالا می رود و در نهایت اجزای مکانیکی شیر سرو هیدرولیک از هم می پاشد. پدیده چترینگ در خروجی کنترل کننده مودلغزشی به خوبی قابل مشاهده است، خروجی این کنترل کننده برای هر محرکی قابل تحمل نیست چرا که نیازمند یک پهنای باند بسیار وسیع می باشد، و از دیدگاه عملی باعث ایجاد گرما در سیستم های الکتریکی و اصطکاک و از بین رفتن بخش های مکانیکی می شود.



شکل (۱۶): خطای ردیابی سیستم سرو الکترو هیدرولیک هر یک از کنترل کننده ها PID -، مودلغزشی -، فازی تطبیقی مودلغزشی -

در شکل (۱۶) خطای ردیابی هر یک از کنترل کننده های برای کنترل موقعیت سیستم سرو الکترو هیدرولیک ارائه شده است. ملاحظه می گردد که کنترل کننده مودلغزشی کمترین خطا را دارد ولی به دلایلی که قبلا بحث شد این کنترل کننده به تنهایی برای کنترل یک سیستم صنعتی مناسب نیست. کنترل کننده PID خطای ماندگار بالایی در مواجهه با عدم قطعیت ایجاد می کند و کنترل کننده فازی تطبیقی مودلغزشی خطای ماندگار را در حد قابل توجهی کاهش می دهد. البته کاملا مشخص است که در لحظات آغازین کار سیستم خطای حاصل عملکرد کنترل کننده فازی تطبیقی مودلغزشی در سیستم سرو هیدرولیک بیشترین میزان نسبت به دو کنترل کننده دیگر است که علت آن ناشی از ذات عملکرد سیستم فازی تطبیقی است، این مدت زمانی است که صرف تنظیم، آموزش و تطبیق پارامترهای سیستم فازی تطبیقی می شود. مشاهده می گردد که پس از حدود نیم ثانیه از لحظه شروع به کار سیستم نهایتا پارامترهای سیستم فازی تطبیقی همگرا شده و به مقادیر مناسب نهایی محدود می گردد و از این زمان به بعد سیستم کارکردی هوشمندانه و کارآمد از خود نشان می دهد. خطای ردیابی در این رهیافت کنترلی محدود و تا حد قابل قبولی کم است و در حضور عدم قطعیت شبیه سازی شده برای سیستم نیز، خطا کم بوده و کنترل کننده عملکرد پایدار خود را حفظ می کند.

۴- نتیجه گیری

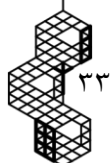
امروزه استفاده از قابلیت های بی نظیر سیستم های هیدرولیک، تقریبا در تمامی زمینه های دانش و فن آوری مرسوم کنترل کننده های دقیق و پیشرفته می باشد چون رفتار غیرخطی و عدم قطعیت های داخلی سیستم های هیدرولیک صنعتی شرایط را برای کنترل دوشوار می سازد. به طور کلی با انجام شبیه سازی الگوریتم پیشنهادی، می توان گفت که کنترل کننده حاصل شده، با استفاده از ترکیب کنترل



مودلغزشی و کنترل فازی تطبیقی، یک روش کنترل مقاوم و آزاد از مدل است که وابستگی به مدل سیستم حداقل شده، عملکرد مقاوم سیستم در حضور عدم قطعیت‌های فشار هیدرولیک منبع، بررسی و نتایج شبیه‌سازی، بیانگر عملکرد مناسب روش پیشنهادی می‌باشد. مزایای کنترل‌کننده فازی تطبیقی مودلغزشی، را می‌توان به صورت زیر بیان کرد: ۱- عدم نیاز به مدل دقیق سیستم (به دلیل استفاده از الگوریتم کنترل فازی تطبیقی)؛ ۲- کنترل‌کننده نسبت به عدم قطعیت‌های موجود در مدل سیستم مقاوم است؛ ۳- خروجی کنترل‌کننده نرم، صاف و بدون اعوجاج است؛ ۴- عدم نیاز به دانستن باند عدم قطعیت‌ها (بهره سوئیچینگ تطبیقی)؛ با توجه به اینکه برای کنترل سیستم نیازمند تمامی حالت‌های سیستم هستیم، استفاده از رویکرد برای تخمین آنها می‌تواند ارزشمند باشد و باعث کاهش هزینه و افزایش قابلیت اطمینان سیستم می‌شود. اما تنظیم ضرایب سیستم فازی تطبیقی، یکی از چالش‌های طراحی در این تحقیق بود، چرا که با دانش تجربی و کمی سعی و خطا بدست آمدند، در صورتی که یک پیشنهاد برای ادامه این تحقیق استفاده از روش‌های بهینه‌سازی هوشمند مانند الگوریتم ژنتیک و تجمع ذرات برای بدست آوردن پارامترهای بهینه سیستم است.

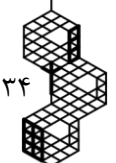
مراجع

- [1] D. Kalantari, "Knowledge and design of industrial hydraulic systems", *Publisher: Naghous*, 1394
- [2] H. Khodadadi, and H. Ghadiri, "Fuzzy logic self-tuning PID controller design for ball mill grinding circuits using an improved disturbance observer", *Mining, Metallurgy & Exploration*, vol. 36, no. 6, pp. 1075-1090, 2019, doi: 10.1007/s42461-019-0098-y.
- [3] M. Ghahremani, H. Ghadiri, and M. Hamghalam, "Local features integration for content-based image retrieval based on color, texture, and shape", *Multimedia Tools and Applications*, vol. 80, no.18, pp. 28245-28263, 2021, doi: 10.1007/s11042-021-10895-z.
- [4] H. Ghadiri, A. Mohammadi, and H. Khodadadi, "Fast terminal sliding mode control based on SDRE observer for two-axis gimbal with external disturbances", *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 44, no. 2, pp.70, 2022, doi: 10.1007/s40430-022-03369-2.
- [5] P. Rahmanipour, and H. Ghadiri, "Stability analysis for a class of fractional-order nonlinear systems with time-varying delays", *Soft Computing*, vol. 24, no. 22, pp.17445-17453, 2020, doi: 10.1007/s00500-020-05118-w.
- [6] A. Emamifard, and H. Ghadiri, "Robust control of nonlinear fractional-order systems with unknown upper bound of uncertainties and external disturbance", *IETE Journal of Research*, 2021, pp. 1-12, doi: 10.1080/03772063.2021.1902870.
- [7] A. Zebardast, and H. Ghadiri. "DC Motor Control Using Sliding Mode Method", *International Conference on Electrical and Computer Engineering*, 2013.
- [8] K. Sinthipsomboon, I. Hunsacharonroj, J. Khedari, W. Pongaen and P. Pratumsumwan, "A hybrid of fuzzy and fuzzy self-tuning PID controller for servo electro-hydraulic system," *6th IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications*, Beijing, China, 2011, pp. 220-225, doi: 10.1109/ICIEA.2011.5975583.
- [9] T. Samakwong, and W. Assawinchaichote, "PID Controller Design for Electro Hydraulic Servo Valve System with Genetic Algorithm", *Procedia Computer Science*, vol. 86, pp. 91-94, 2016, doi: 10.1016/j.procs.2016.05.023.
- [10] I. Salman, M. A. Choudry, and A. Ahsan, "Application of Fractional Order Control Technique to an Electro Hydraulic Position Servomechanism", *Journal of Engineering & Technology*, vol. 9, no.4, pp.9-14, 2015, doi: 10.1007/978-3-319-50249-6_10.
- [11] Q. Gaol, Y. Hou, T. Deng, Ch. Wang, and R. Hou," Extended state observer-based fractional order proportional-integral-derivative controller for a novel electro-hydraulic servo system with iso-actuation balancing and positioning ", *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 7, no. 12, pp. 1-11, 2015, doi: 10.1177/1687814015620736.
- [12] M. E. S. M. Essa, M. A. S. Aboelela, M. A. Moustafa Hassan and S. M. Abdraboo, "Fractional Order Fuzzy Logic Position and Force Control of Experimental Electro-Hydraulic Servo System," *8th International Conference on Modern Circuits and Systems Technologies (MOCASST)*, Thessaloniki, Greece, 2019, pp. 1-4, doi: 10.1109/MOCASST.2019.8741550.





- [13] N. M. Tri, D. N. Chi Nam, H. G. Park, and K. K. Ahn, "Trajectory control of an electro hydraulic actuator using an iterative backstepping control scheme", *Mechatronics*, vol. 29, pp. 96-102, 2015, doi: 10.1016/j.mechatronics.2014.10.002.
- [14] E. Deticšek, and M. Kastrevc, "Design of Lyapunov Based Nonlinear Position Control of Electro hydraulic Servo Systems", *Journal of Mechanical Engineering*, vol. 62, no. 3, pp.163-170, 2016, doi: 10.5545/sv-jme.2015.292.
- [15] B. O. Ayinde, S. El. Ferik, S. Ibrir, M. Feki and B. A. Siddiqui, "Backstepping control of an electro hydraulic servo system subject to disturbance and parameter uncertainty," *GCC Conference and Exhibition (GCCCE), IEEE*, Muscat, pp.1-6, 2015, doi: 10.1109/IEEEGCC.2015.7060033.
- [16] D. Won , and W. Kim, "Disturbance observer based backstepping for position control of electro-hydraulic systems", *International Journal of Control, Automation and Systems*, vol. 13, pp. 488-493, 2015, doi: 10.1007/s12555-013-0396-y.
- [17] W. Xuan, and Z. Fanquan, "Design of electro-hydraulic servo loading controlling system based on fuzzy intelligent water drop fusion algorithm ", *Computers & Electrical Engineering*, vol. 71, pp. 485-491, 2018, doi: 10.1016/j.compeleceng.2018.08.010.
- [18] K. K. Ahn, D. N. C. Nam and M. Jin, "Adaptive Backstepping Control of an Electro hydraulic Actuator", *IEEE/ ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 13, no. 3, pp. 987-995, 2014, doi: 10.1109/TMECH.2013.2265312.
- [19] M. Rawa, H. N. Mohamed, Y. Al-Turki, K. Sedraoui, and A. M. Ibrahim, "Dynamic voltage restorer under different grid operating conditions for power quality enhancement with the deployment of a PI controller using gorilla troops algorithm". *Ain Shams Engineering Journal*, 102172. 2023, doi: 10.1016/j.asej.2023.102172.
- [20] S. Lu, H. Wang, G. Zhao, and G. Zhou, "Grey Wolf Particle Swarm Optimized Pump–Motor Servo System Constant Speed Control Strategy", *Machines*, vol. 11, no. 2, pp. 178, 2023, doi: 10.3390/machines11020178.
- [21] D. Q. Truong, and K. K. Ahn, "Force control for hydraulic load simulator using self tuning grey predictor fuzzy PID", *Mechatronics* , vol. 19, no. 2, pp. 233-246, 2009, doi: 10.1016/j.mechatronics.2008.07.007.
- [22] W. Wu, G. Gong, Y. Chen, and X. Zhou, "Performance Analysis of Electro-Hydraulic Thrust System of TBM Based on Fuzzy PID Controller". *Energies*, vol. 15, no. 3, pp. 959, 2022, doi: 10.3390/en15030959.
- [23] Ş. Çetin, and A. V. Akkaya, "Simulation and hybrid fuzzy-PID control for positioning of a hydraulic system", *Nonlinear Dynamics*, vol. 61, pp. 465-476, August 2010, doi: 10.1007/s11071-010-9662.
- [24] W. Y. Wang, I. H. Li, M. C. Chen, S. F. Su and S. B. Hsu, "Dynamic Slip-Ratio Estimation and Control of Antilock Braking Systems Using an Observer-Based Direct Adaptive Fuzzy–Neural Controller," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 65, no. 5, pp. 1746-1756, 2009, doi: 10.1109/TIE.2008.2009439.
- [25] C. Wang, Z. Jiao, S. Wu, and Y. Shang, "A practical nonlinear robust control approach of electro-hydraulic load simulator", *Chinese Journal of Aeronautics*, vol. 7, no. 3, pp. 735-744, June 2014, doi: 10.1016/j.cja.2014.04.011.
- [26] Z. Wan, Y. Fu, C. Liu, and L. Yue, "Sliding Mode Control Based on High Gain Observer for Electro-Hydraulic Servo System", *Journal of Electrical and Computer Engineering*, 2023, doi: 10.1155/2023/7932117.
- [27] Y. Wang, J. Zhao, H. Zhang, and H. Wang, "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*, 01423312221146225, 2023, doi: 10.1177/01423312221146225.
- [28] M. H. Nguyen, H. V. Dao, and K. K. Ahn, "Extended sliding mode observer-based high-accuracy motion control for uncertain electro-hydraulic systems", *International Journal of Robust and Nonlinear Control*, vol. 33, no. 2, pp. 1351-1370, 2023, doi: 10.1002/rnc.6421.
- [29] H. M. Chen, J. C. Renn, and J. P. Su, "Sliding mode control with varying boundary layers for an electro-hydraulic position servo system", *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, pp.117-123, July 2005.
- [30] R.M. Davies, J. Watton, "Intelligent control of an electrohydraulic motor drive system", *Mechatronics*, vol. 5, no. 5, pp. 527-540, August 1995, doi: 10.1016/0957-4158(95)00024-Y.





- [31] C. Guan, S. Pan, "Adaptive sliding mode control of servo electro-hydraulic system with nonlinear unknown parameters", *Control Engineering Practice*, pp. 1275-1284, November 2008, doi: 10.1016/j.conengprac.2008.02.002.
- [32] L. Xinliang; J. Shan; Z. Jing; X. Wang, "Adaptive sliding mode position control of electro-hydraulic servo system with single-rod actuators," *Robotic and Sensors Environments (ROSE), 2013 IEEE International Symposiu*, pp.220-225,2013, doi: 10.1109/ROSE.2013.6698446.
- [33] H. Khodadadi, A.K. Sedigh, M. Ataei, M.R.J. Motlagh, and A. Hekmatnia, "Nonlinear analysis of the contour boundary irregularity of skin lesion using Lyapunov exponent and KS entropy", *Journal of Medical and Biological Engineering*, vol. 37, pp.409-419, 2017, doi: 10.1007/s40846-017-0235-3.
- [34] H. Khodadadi, A.K. Sedigh, M. Ataei, and M.R.J. Motlagh, "Applying a modified version of Lyapunov exponent for cancer diagnosis in biomedical images: the case of breast mammograms", *Multidimensional Systems and Signal Processing*, vol. 29, pp.19-33, 2018, doi: 10.1007/s11045-016-0446-8.
- [35] S. Heidarpour, M. Tabatabaei, and H. Khodadadi, "Speed control of a DC motor using a fractional order sliding mode controller", *IEEE International Conference on Environment and Electrical Engineering and 2017 IEEE Industrial and Commercial Power Systems Europe (EEEIC/I&CPS Europe)*, pp. 1-4, 2017, doi: 10.1109/EEEIC.2017.7977822.
- [36] M. Arab Zade, and H. Khodadadi, "Fuzzy controller design for breast cancer treatment based on fractal dimension using breast thermograms", *IET systems biology*, vol. 13, no. 1, pp.1-7, 2019, doi: 10.1049/iet-syb.2018.5020.

¹ Servo-electrohydraulic

² Proportional integral derivative

³ Fractional order calculus

⁴ Nonlinear control

⁵ Adaption law

⁶ Particle swarm optimization

⁷ Sliding mode control

