



## بهبود بازده انرژی سیستم های هیدرولیک دیجیتال برای مساله ی کنترل موقعیت با استفاده از شیر با سرعت سوئیچ بالا

احسن سعیدزاده<sup>1</sup>، سید مهدی رضاعی<sup>2</sup>، عبدالرضا رحیمی<sup>3</sup>، محمد زارعی نژاد<sup>4\*</sup>

- 1- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران
  - 2- استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران
  - 3- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران
  - 4- استادیار، پژوهشکده فناوری های نو، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران
- \* تهران صندوق پستی 159163331، mzare@aut.ac.ir

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل  
دریافت: 16 آبان 1394  
پذیرش: 12 بهمن 1394  
ارائه در سایت: 01 اردیبهشت 1395  
کلید واژگان:

### چکیده

عملگرهای هیدرولیکی به طور گسترده ای در صنایع مختلف به ویژه در مواقعی که نیروهای اعمالی بسیار بزرگ هستند استفاده می شوند. اما، این سیستم ها در بسیاری از موارد بازده انرژی پایینی دارند. به این منظور حجم بالایی از مطالعات توسط پژوهشگران این حوزه برای بهبود بازده سیستم های الکتروهیدرولیک سروو صورت گرفته است. یکی از جدیدترین شیوه های پیشنهادی جهت افزایش راندمان عملگرهای هیدرولیکی استفاده از سیستم های هیدرولیکی دیجیتال است. قیمت پایین و راندمان انرژی بهتر دو مزیت عمده ای هستند که موجب محبوبیت این سیستم ها در میان پژوهشگران شده است. این مقاله امکان استفاده از یک شیر روشن/خاموش با سرعت سوئیچ بالا به شیوه ای نوین به جای شیر هیدرولیکی سروو به منظور افزایش بازده را مورد بررسی قرار می دهد. در این روش دبی عبوری از شیر روشن/خاموش با تنظیم مقدار مناسب برای زمان کاری PWM اعمالی به آن کنترل می شود. در این جا دبی اضافی پمپ به جای عبور از شیر اطمینان مستقیماً در زمان خاموش بودن شیر به تانک تخلیه شده و در نتیجه اتلاف انرژی ناشی از تخلیه سیال با فشار بالا از طریق شیر اطمینان به طور قابل توجهی کاهش می یابد. در این مساله برای کنترل زمان کاری شیر، یک کنترلر غیرخطی از روش پسگام طراحی شده است. کارایی این روش با آزمایش آن روی تجهیزات هیدرولیکی و ارائه ی نتایج عملی صحه گذاری شده است.

سیستم های هیدرولیک دیجیتال  
بازده انرژی  
سوئیچ سریع  
کنترل موقعیت

## Energy-Efficient Position Tracking For Digital Hydraulic Systems Using Fast-Switching Valve

Ahsan Saeedzadeh<sup>1</sup>, Seyed Mehdi Rezaei<sup>1</sup>, Abdolreza Rahimi<sup>1</sup>, Mohammad Zareinejad<sup>2\*</sup>

- 1- Mechanical Engineering Department, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran
  - 2- New Technologies Research Center, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran
- \* P.O.B. 1591633311, Tehran, Iran, mzare@aut.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper  
Received 07 November 2015  
Accepted 01 February 2016  
Available Online 20 April 2016

**Keywords:**  
Digital Hydraulics  
energy efficient  
fast-switching valve  
position control

### ABSTRACT

Hydraulic actuators are widely used where high-magnitude forces are exerted; however, they suffer from low energy-efficiency in many cases. To address this issue, there has been a surge in the volume of researches devoted to improving the efficiency of electro-hydraulic servo systems. Digital Hydraulics is the most recent method, proposed by many researchers to improve the efficiency of hydraulic actuators. Low cost and better energy efficiency are two major advantages of these systems that make them popular among researchers. This paper discusses the possibility of using a fast-switching on/off valve in a novel way, instead of servo valves to improve the efficiency of these systems. For this purpose the flow running through the fast-switching valve controlled, employing proper duty cycle. The excess pump flow is discharged to the tank directly instead of going through the relief valve when the valve is off. Thus the wasted energy, caused by the relief valve, is reduced significantly. A nonlinear backstepping controller is designed to control the duty cycle of the PWM signal of the on/off valve. Effectiveness of this method is tested after conducting experiments on a hydraulic test rig and presenting the experimental results.

### 1- مقدمه

در صنایع مختلف و سیستم های سیار به کار گرفته می شوند [1]. اگر چه عملگرهای هیدرولیکی به دلیل قابلیت کنترل موقعیت مناسب همواره مورد توجه بوده اند، راندمان انرژی آن ها به نسبت پایین است. این موضوع باتوجه به

سیستم های الکتروهیدرولیکی به دلیل ویژگی هایی چون نسبت نیرو به سایز بالا، انتقال قدرت آسان، سرعت پاسخ مناسب و دقت زیاد به طور گسترده ای

Please cite this article using:

A. Saeedzadeh, S. M. Rezaei, A. Rahimi, M. Zareinejad, Energy-Efficient Position Tracking For Digital Hydraulic Systems Using Fast-Switching Valve, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 4, pp. 239-247, 2016 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

بالا و تاثیر آن بر کاهش اتلاف انرژی در شیر را به صورت تئوریک و عملی مورد بررسی قرار داده‌اند. در این تحقیق همچنین تاثیر پارامترهای مختلف مانند فرکانس باز و بسته شدن شیر، ابعاد لوله‌ی استفاده شده و زمان کاری شیر در هر دوره بر روی اتلاف انرژی و افت فشار در شیر و نوسانات فشار و دبی خروجی شیر مطالعه شده‌اند. در سال 2015 آقای ککتر و همکاران مداری هیدرولیکی طراحی کردند که در آن موقعیت یک عملگر خطی توسط دو شیر روشن/خاموش<sup>3</sup> سریع کنترل می‌شود [15]. مدار طراحی شده که HBC<sup>4</sup> نامیده می‌شود از مدل الکتریکی آن EBC<sup>5</sup> اقتباس شده است. کنترلر طراحی شده در این مقاله وابستگی زیادی به مدل داشته و برای ساده کردن تحلیل معادلات غیرخطی حول نقطه‌ی کاری خطی‌سازی شده و نامعینی‌ها و دینامیک مدل نشده‌ی سیستم را نادیده گرفته است. این امر محدودیت‌های زیادی را بر عملکرد کنترلر اعمال کرده است. کارهای انجام شده در این زمینه به چند گروه شامل شیرهای هیدرولیک دیجیتال، پمپ‌های هیدرولیک دیجیتال، عملگرهای هیدرولیک دیجیتال، مبدل‌های هیدرولیک دیجیتال و DHPMS<sup>6</sup> تقسیم‌بندی شده‌اند که معرفی کامل آن‌ها در [6] آورده شده است. در زمینه‌ی شیرهای هیدرولیک دیجیتال استفاده از شیرهای خاموش/روشن با سرعت سوئیچ بالا اخیراً در چندین تحقیق مورد بررسی قرار گرفته است. از جمله‌ی آن‌ها می‌توان به تحقیقات صورت گرفته برای بررسی میزان افت فشار و اتلاف انرژی در شیرهای روشن/خاموش با سرعت پاسخ بالا [14]، کنترل موقعیت عملگر هیدرولیکی با شیر روشن/خاموش چرخشی [16] و دستیابی به پمپ دبی متغیر با استفاده از یک شیر روشن/خاموش و پمپ دبی ثابت [17] اشاره کرد. نشستی پایین، عدم حساسیت به آلودگی، عدم کاونتاسیون قیمت پایین تر و اتلاف انرژی کمتر از جمله مزیت‌های این شیرها نسبت به شیرهای تناسبی سروو است.

در این مقاله امکان استفاده از یک شیر روشن/خاموش با سرعت سوئیچ بالا به شیوه‌ی نوین به جای شیر هیدرولیکی سروو به منظور افزایش بازده مورد مطالعه قرار می‌گیرد. برای این منظور با سوئیچ کردن مداوم شیر بین منبع فشار بالا و تانک دبی ورودی به عملگر هیدرولیکی و در نتیجه موقعیت آن کنترل می‌شود. به این ترتیب علاوه بر تخلیه مستقیم دبی اضافی پمپ به تانک، از خاصیت مومنتوم سیال برای دریافت دبی از فشاری پایین تر به سیستم استفاده شده و در نتیجه بازده سیستم بالا می‌رود. در ادامه‌ی این مقاله ابتدا در بخش 2 مدل دینامیکی سیستم آورده شده است. سپس یک کنترلر غیرخطی پسگام برای دنبال کردن موقعیت توسط عملگر هیدرولیکی در بخش 3 طراحی شده است؛ و سرانجام نیز در بخش 4 عملکرد کنترلر با استفاده از تجهیزات آزمایشگاهی روی مدل واقعی صحنه‌گذاری گشته است. در انتها جمع‌بندی این مقاله در قالب بخش نتیجه‌گیری آمده است.

## 2- مدل دینامیکی سیستم

مدار پیشنهاد شده در این مقاله شامل یک پمپ دبی ثابت، یک شیر اطمینان و یک شیر با سرعت سوئیچ بالا است. شماتیک مدار پیشنهاد شده در شکل 1 نشان داده شده است. همان‌گونه که در طرف راست شکل دیده می‌شود از یک پمپ و شیر اطمینان دیگر جهت اعمال نیروی خارجی به عملگر هیدرولیکی استفاده شده است. همچنین برای اندازه‌گیری موقعیت عملگر هیدرولیکی و فشارهای سیستم یک پتانسیومتر به عنوان حسگر<sup>7</sup> موقعیت و

کاربرد وسیع آن‌ها در دستگاه‌های تولیدی [2]، ماشین‌های خاک‌برداری و کشاورزی [3]، صنایع شکل دهی [4]، صنایع هوافضا [5] و ... اهمیت بهبود بازده انرژی در این سیستم‌ها را دو چندان می‌نماید. مساله‌ی متداول مورد بررسی در سیستم‌های الکتروهیدرولیک کنترل موقعیت و نیروی عملگرهای هیدرولیکی است.

کنترل موقعیت عملگرهای هیدرولیکی معمولاً توسط یک شیر هیدرولیکی تناسبی یا سروو که فشار سیال عملگر هیدرولیکی را کنترل می‌کند صورت می‌پذیرد. در این سیستم‌ها عموماً از یک پمپ دبی ثابت و یک شیر اطمینان به منظور ایجاد یک منبع فشار ثابت استفاده می‌شود و شیر تناسبی<sup>1</sup> با ایجاد اختناق در مسیر سیال فشار عملگر هیدرولیکی را کنترل می‌کند. این شیرها اگرچه قابلیت کنترل‌پذیری خوبی دارند اما مشکلات زیادی از جمله کاونتاسیون، نشستی زیاد، حساسیت به آلودگی و از همه مهم‌تر قیمت بالا و اتلاف توان زیاد را به همراه دارند [6]. تحقیقات زیادی برای بهبود کارایی این سیستم‌ها انجام شده که از کنترلرهای مختلفی چون کنترلر مقاوم [7]، کنترلرهای غیرخطی [8]، کنترلر تطبیقی [9]، کنترلر مد لغزشی [10] و ... برای رسیدن به این هدف استفاده شده است.

چالش‌های ناشی از مصرف رو به رشد انرژی در جهان، محدودیت منابع آن و هزینه‌ی سرسام آوری که به اقتصاد جهانی تحمیل می‌کند و نیز مشکلات زیست محیطی ناشی از مصرف بی‌رویه‌ی منابع انرژی تجدیدناپذیر موجب شده است که توجه پژوهشگران به طراحی سیستم‌های کم مصرف و افزایش بازده فرآیندهای موجود جلب شود. در همین راستا، استفاده‌ی وسیع از سیستم‌های سروهیدرولیک و بازده به نسبت پایین آن‌ها موجب توجه بیشتر به طراحی سیستم‌های سروهیدرولیک کم مصرف شده است. یکی از روش‌های پیشنهادی، کنترل موقعیت عملگر به طور مستقیم با استفاده از یک پمپ دبی متغیر است [11]. با این‌که در این روش دبی عملگر هیدرولیکی مستقیماً توسط پمپ تامین شده و بازده انرژی سیستم به مقدار قابل توجهی بهبود می‌یابد؛ سرعت پاسخ و دقت پایین، پهنای باند کم و قیمت بالای این سیستم سبب محدودیت در استفاده از آن شده است. به علاوه استفاده از این سیستم برای عملگرهای هیدرولیکی نامتقارن با مشکلاتی همراه است [11]. روش دیگر استفاده از شیرهای کارتریجی تناسبی مستقل از هم به جای شیر سروو تناسبی [12] می‌باشد. در این روش 5 شیر کارتریجی به گونه‌ای در مدار قرار می‌گیرند که فشار محفظه مقاوم در برابر حرکت عملگر کاهش یافته و در نتیجه بازده انرژی افزایش یابد. در مقابل این روش نیازمند پیکربندی هیدرولیکی و کنترلر پیچیده‌ای است که موجب محدود شدن دامنه استفاده از آن می‌گردد. یکی از جدیدترین روش‌های پیشنهادی استفاده از منبع فشار متغیر است [13]. در این شیوه فشار سیستم در مواقعی که نیاز نیست پایین آورده شده و در نتیجه راندمان انرژی بهبود می‌یابد.

اخیراً سیستم‌های هیدرولیک دیجیتال<sup>2</sup> به وسیله‌ی جمعی از پژوهشگران به عنوان یکی از تکنولوژی‌های برتر در حوزه‌ی سیستم‌های الکتروهیدرولیکی معرفی شده‌اند. برای نمونه، در مرجع [6] که یکی از مراجع پر استناد در این مبحث می‌باشد، اهمیت سیستم‌های هیدرولیک دیجیتال به همراه مروری بر پیشینه‌ی تحقیقات انجام شده در بخش‌های مختلف آن ارائه شده است. همچنین مزایای این سیستم‌ها در هر کدام از این کاربردها مورد بحث قرار گرفته است. در سال 2014 پان و همکاران [14]، خاصیت القا کنندگی در سیال هنگام استفاده از شیرهای روشن/خاموش با فرکانس سوئیچ

<sup>3</sup> On/Off valve

<sup>4</sup> Hydraulic Buck Converter

<sup>5</sup> Electric Buck Converter

<sup>6</sup> Digital Hydraulic Power Management System

<sup>7</sup> Sensor

<sup>1</sup> Proportional Valve

<sup>2</sup> Digital hydraulics

دو حسگر فشار به کار گرفته شده‌اند.

محاسبه نمود [1]:

$$\Delta P_v = \frac{\rho}{2C_d^2 A_v^2} q^2 \quad (1)$$

که در آن  $\Delta P_v$  اختلاف فشار دو طرف شیر،  $\rho$  چگالی سیال،  $C_d$  ضریب تخلیه روزنه‌ی<sup>1</sup> شیر و  $A_v$  سطح مقطع ورودی شیر است، وقتی که شیر کاملاً باز می‌باشد. مقدار  $\rho/2C_d^2 A_v^2$  در این جا با  $R_v$  نشان داده می‌شود که معرف مقاومت شیر می‌باشد.

### 2-2- افت فشار و القا کنندگی<sup>2</sup> در لوله

با فرض آرام بودن رژیم جریان داخل لوله هیدرولیکی افت فشار آن از رابطه‌ی (2) محاسبه می‌شود [1].

$$\Delta P_t = \frac{128L\mu}{\pi D^4} q \quad (2)$$

در این معادله  $L$  طول لوله،  $\mu$  ویسکوزیته‌ی سیال،  $D$  قطر لوله و  $q$  دبی عبوری از لوله می‌باشد. مقدار  $128L/\pi D^4$  در این معادله مقاومت لوله نامیده شده و با  $R_t$  نشان داده می‌شود.

افت فشار ناشی از القا کنندگی لوله را می‌توان از معادله پیوستگی برای سیال به صورت رابطه (3) بدست آورد.

$$\Delta P = \frac{\rho L dq}{A dt} \quad (3)$$

در رابطه‌ی فوق  $A$  سطح مقطع لوله و  $q$  دبی ورودی به عملگر از طریق لوله می‌باشد. همان‌طور که مشاهده می‌شود این معادله نشان می‌دهد که بین فشار عملگر و دبی آن یک رابطه‌ی خطی برقرار است. همان‌طور که در معادلات بالا نیز نشان داده شده است، با افزایش طول لوله ( $L$ ) خاصیت القا کنندگی آن بیشتر می‌شود که تاثیر مثبتی در افزایش راندمان انرژی دارد. اما از طرف دیگر این مساله موجب افزایش افت فشار در لوله و نوسانات دبی می‌شود که زیاد مطلوب نیست. سطح مقطع لوله تاثیر عکس دارد؛ به این ترتیب که با کاهش سطح مقطع خاصیت القا کنندگی، افت فشار و نوسانات دبی افزایش پیدا می‌کند. به این منظور در پژوهش‌های انجام شده در این زمینه از لوله نسبتاً بلند (2 تا 4 متر) با قطر کوچک (قطر = 7 الی 10 میلی‌متر) استفاده می‌شود [14,16].

### 2-3- مدل دینامیکی عملگر هیدرولیکی

برای بدست آوردن مدل دینامیکی عملگر ابتدا لازم است رابطه‌ی بین فشار عملگر با دبی عبوری از لوله محاسبه شود. این رابطه را می‌توان براساس معادلات (1)، (2) و (3) به صورت زیر نوشت.

$$P_d - P_i = R_t q + R_v q^2 + I \frac{dq}{dt} \quad (4)$$

که در آن  $P_d$  فشار محفظه‌ی سمت راست عملگر هیدرولیکی،  $R_t$  مقاومت لوله هیدرولیکی،  $R_v$  مقاومت شیر روشن/خاموش،  $I$  القا کنندگی لوله و  $P_i$  فشار پورت فعال شیر روشن/خاموش است که از رابطه‌ی (5) بدست می‌آید:

$$\begin{aligned} P_i &= P_H & \text{for } 0 \leq t < \alpha T \\ P_i &= P_T & \text{for } \alpha T \leq t < T \end{aligned} \quad (5)$$

در این رابطه  $\alpha$  سیکل کاری و  $T$  دوره‌ی سیگنال PWM اعمالی به شیر است.

به منظور مدل کردن فشار عملگر، برای محفظه‌ی سمت راست سیلندر یک حجم کنترل در نظر گرفته می‌شود. با در نظر گرفتن تراکم پذیری سیال تغییرات فشار را با توجه به قانون پیوستگی برای این حجم کنترل می‌توان به شکل رابطه (6) محاسبه نمود:

یکی از مزایای مهم مدل پیشنهادی از منظر راندمان انرژی، دریافت دبی از فشاری پایین‌تر توسط سیستم، به دلیل مونتوم سیال است. این امر موجب می‌شود استفاده از یک پمپ با ظرفیت پایین‌تر برای سیستم میسر شود و در نتیجه راندمان انرژی بهبود قابل توجهی پیدا کند. این پدیده که با عنوان القا کنندگی سیال شناخته می‌شود، زمانی اتفاق می‌افتد که شیر روشن/خاموش در موقعیت 2 (حالت خاموش) قرار دارد. در این حالت همان‌طور از معادله‌ی پیوستگی برمی‌آید سیال به حرکت خود از شیر به سمت عملگر ادامه می‌دهد اما دبی آن به تدریج کاهش می‌یابد. اگر شیر به مدت کافی در این موقعیت بماند این کاهش دبی ادامه پیدا می‌کند تا این که جهت حرکت سیال عکس شود ولی از آن جایی که شیر خیلی سریع تغییر حالت می‌دهد سیال این فرصت را پیدا نمی‌کند. این رفتار مشابه عملکرد سلف در یک مدار الکتریکی است. معادل الکتریکی مدل پیشنهادی در شکل 2 آمده است.

در شکل 2،  $R$  مقاومت معادل شیر و لوله است و  $I$  معادل القا کنندگی لوله می‌باشد. در ادامه مدل دینامیکی تجهیزات استفاده شده در سیستم آورده شده است.

### 2-1- افت فشار در شیر روشن/خاموش

سرعت سیال در سیستم‌های هیدرولیکی معمولاً به دلیل محدودیت دبی پمپ و تجهیزات استفاده شده در سیستم کم است و بنابراین می‌توان با فرض آرام بودن رژیم جریان سیال افت فشار ناشی از شیر را به صورت رابطه (1)

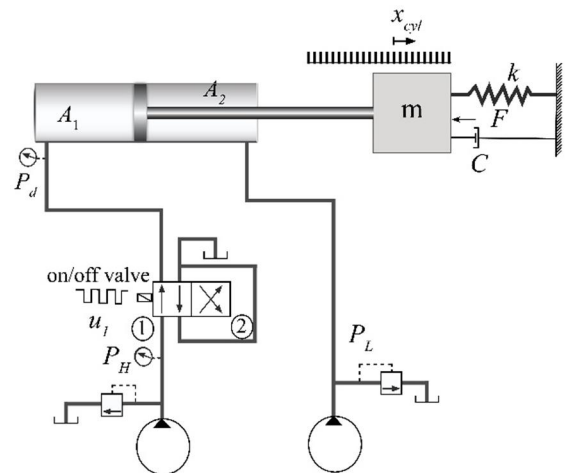


Fig. 1 Schematic diagram of the proposed setup.

شکل 1 نمای شماتیک مدل پیشنهادی

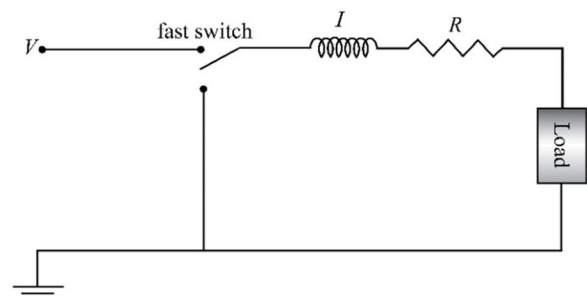


Fig. 2 Schematic diagram of the electrical equivalent of hydraulic setup

شکل 2 نمای شماتیک معادل الکتریکی مدل پیشنهادی

<sup>1</sup> Orifice  
<sup>2</sup> Inertance

دیده می شود و دینامیک هر کدام از متغیرهای فضای حالت فقط به دینامیک متغیرهای فضای حالت قبلی و یکی بعد از آن متغیر وابسته است. با فرض  $u = \alpha$  و  $x_1 = x_{cyl}$ ,  $x_3 = P_d$  معادله فضای حالت مدل پیشنهادی به صورت رابطه (10) بدست می آید.

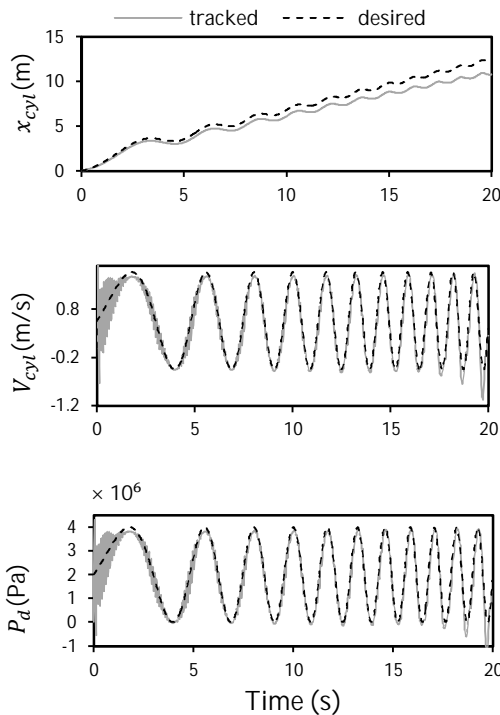


Fig. 3 Open-loop response of the primary and the modified model for 10 (Hz) switching frequency

شکل 3 پاسخ حلقه باز مدل اولیه و مدل اصلاح شده برای فرکانس 10 هرتز سوئیچ کردن شیر

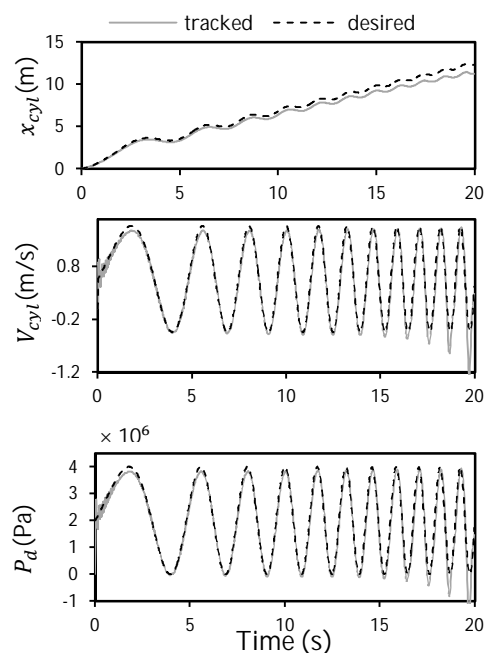


Fig. 4 Open-loop response of the primary and the modified model for 20 (Hz) switching frequency.

شکل 4 پاسخ حلقه باز مدل اولیه و مدل اصلاح شده برای فرکانس 20 هرتز سوئیچ کردن شیر.

$$\dot{P}_d = \beta \frac{q - A_1 \dot{x}_{cyl}}{V_{01} + A_1 x_{cyl}} \quad (6)$$

در این رابطه  $\beta$  مدول بالک سیال،  $A_1$  سطح مقطع طرف راست سیلندر،  $x_{cyl}$  موقعیت سیلندر و  $V_{01}$  حجم اولیه محفظه سیلندر می باشد که در این جا وسط کورس سیلندر در نظر گرفته می شود.

دینامیک حرکت عملگر براساس قانون دوم نیوتن از رابطه ی (7) حاصل

می شود:

$$P_d A_1 - P_L A_2 = m \ddot{x}_{cyl} + c \dot{x}_{cyl} + k x_{cyl} + F \quad (7)$$

که در آن  $m$ ،  $c$  و  $k$  به ترتیب جرم، ضریب میرایی و ضریب سختی معادل عملگر و  $F$  نیروی خارجی اعمالی به عملگر می باشد.

همان طور که در معادلات (4) و (5) نشان داده شده است مدل پیشنهادی برای این سیستم وابسته به زمان و شدیداً غیرخطی می باشد که تحلیل رفتار سیستم و طراحی کنترلر برای آن را با مشکل مواجه می کند. به این منظور اصلاحاتی روی مدل انجام می شود تا وابستگی مستقیم به زمان برای مدل برداشته شود. برای این کار دبی عبوری از شیر روشن/خاموش، به جای استفاده از معادله ی (4)، از رابطه ی (8) تقریب زده می شود:

$$q = C_d A_v \alpha \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_H - P_d)} \quad (8)$$

در این رابطه موقعیت معادل اسپول شیر با استفاده از سیکل کاری شیر روشن/خاموش به صورت خطی در نظر گرفته شده و دبی عبوری از آن براساس معادله ی حاکم بر افت فشار ناشی از عبور سیال از یک روزنه که در مرجع [1] با  $d$  در نظر گرفتن معادله پیوستگی برای سیال بدست آمده است، محاسبه می شود. برای نمونه سیکل کاری صفر در معادله ی فوق نشان دهنده ی بسته بودن کامل مسیر سیال از پمپ به عملگر است و به طور مشابه سیکل کاری 1 نشان دهنده ی باز بودن کامل این مسیر است که معادله ی (4) نیز موید این موضوع است. برای صحت سنجی مدل اصلاح شده، متغیرهای حالت سیستم برحسب زمان برای مدل اولیه و مدل اصلاح شده مقایسه شده است. به این منظور یک ورودی چیرپ<sup>1</sup> برای سیکل کاری، به شیر روشن/خاموش اعمال شده و موقعیت و سرعت عملگر و فشار سیستم برای فرکانس 10، 20 و 100 هرتز  $PWM$  ورودی به شیر در شکل 3-6 رسم شده است.

همان گونه که در شکل 3-6 نشان داده شده است دقت مدل پیشنهادی با افزایش فرکانس سوئیچ کردن شیر روشن/خاموش بهبود می یابد. همچنین مشاهده می شود که خطای مدل برای فرکانس بالای تغییرات سیکل کاری افزایش می یابد.

### 3- طراحی کنترلر

در این قسمت یک کنترلر غیرخطی پسگام برای کنترل موقعیت عملگر هیدرولیکی به کار بسته می شود. این روش به خاطر ساختار مدل دینامیکی سیستم های هیدرولیکی و مقاوم بودن کنترلر در برابر عدم قطعیت های پارامتری بسیار موثر بوده و به همین دلیل توسط تعداد کثیری از پژوهشگران برای کنترل نیرو و موقعیت عملگرهای هیدرولیکی استفاده شده است. برای این امر باید مدل سیستم به فرم (9) نوشته شود [18].

$$\begin{aligned} \dot{\eta} &= f_a(\eta) + g_a(\eta)\xi \\ \dot{\xi} &= f_b(\eta, \xi) + g_b(\eta, \xi)u, \quad g_b \neq 0 \quad \eta \in R^n, \quad \xi, u \in R \end{aligned} \quad (9)$$

همان طور که دیده می شود، در این رابطه ورودی فقط در معادله ی آخر

<sup>1</sup> chirp

این جا به آوردن آن بسنده می کنیم.

$$V_c = \frac{1}{2}x_1^2 + \frac{1}{2}(x_2 + K_1x_1)^2 + \frac{1}{2}\left(x_3 - \frac{m}{A_1}\left(\left(-1 + K_1^2\frac{k}{m} - \frac{K_1c}{m}\right)x_1 + \left(\frac{c}{m} - K_1 - K_2\right)(x_2 + K_1x_1) - \frac{P_L A_2 + F}{m}\right)\right)^2 \quad (11)$$

با انتخاب  $V_c$  به عنوان تابع کاندید لیپانوف و با اعمال کردن شرط پایداری تابع لیپانوف به صورت  $\dot{V}_c < 0$  ورودی عملی برای سیستم به صورتی که در ادامه آمده است محاسبه می شود.

$$u = \left(-K_3(x_3 - \varphi_3) - \frac{m}{A_1}\left(1 - K_1^2\frac{cK_1}{m} - \frac{k}{m}\right)x_2 - \frac{m}{A_1}(K_1 + K_2 - \frac{c}{m})(-x_1 - K_2(x_2 + K_1x_1) + \frac{A_1}{m}(x_3 - \varphi_3) - A_1\left(\frac{x_2 + K_1x_1}{m}\right)\left(\frac{V_{01} + A_1x_1}{\beta C_d A_v \sqrt{\frac{2(P_H - x_3)}{\rho}} - A_1x_2}\right)\right)\right) \quad (12)$$

که در آن  $\varphi_3$  از رابطه (13) حساب می شود.

$$\varphi_3 = \frac{m}{A_1}\left(\left(\left(-1 + K_1^2\frac{k}{m} - \frac{K_1c}{m}\right)x_1 + \left(\frac{c}{m} - K_1 - K_2\right)(x_2 + K_1x_1) - \frac{P_L A_2 + F}{m}\right)\right) \quad (13)$$

همچنین مقادیر  $K_1$ ،  $K_2$  و  $K_3$  اعداد ثابتی هستند که سرعت همگرایی سیستم را کنترل می کنند. انتخاب مقادیر بهینه برای این ثابت ها که به پارامترهای سیستم بستگی دارد را می توان با سعی و خطا یا روش های تحلیلی بهینه سازی بدست آورد. فرآیند طراحی کنترلر پسگام در مرجع [18] با جزئیات بیشتر آمده است.

شکل شماتیک سیستم حلقه بسته که در محیط شبیه سازی متلب استفاده شده در شکل 7 نمایش داده شده است.

#### 4- بحث و بررسی نتایج آزمایشگاهی

در این بخش کارایی کنترلر پیشنهاد شده با سیستم واقعی در آزمایشگاه صحه گذاری شده است. سیستم آزمایشگاهی شامل یک عملگر هیدرولیکی، دو پمپ دبی ثابت و دو شیر اطمینان است. همچنین یک شیر سرو D761 سری ایزو<sup>2</sup> 10372 اندازه<sup>3</sup> 04 محصول شرکت موگ به دلیل سرعت پاسخ بسیار بالای آن به عنوان شیر روشن/خاموش با سرعت سوئیچ بالا استفاده شده است. همان طور که در دفترچه ی راهنمای شرکت نیز نشان داده شده است این شیر توانایی پاسخ به ورودی تا فرکانس 100 هرتز بدون افت قابل توجهی در دامنه حرکت را دارد؛ بنابراین برای کارکرد در این شرایط مناسب می باشد. در شکل 8 عکسی از این سیستم آزمایشگاهی آورده شده است.

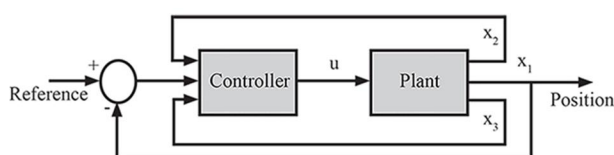


Fig. 7 Schematic block diagram of the close-loop system

شکل 7 نمای شماتیک سیستم حلقه بسته

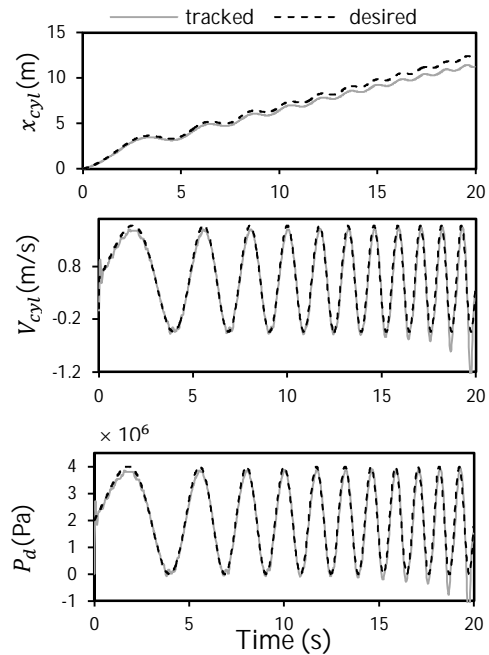


Fig. 5 Open-loop response of the primary and the modified model for 100 (Hz) switching frequency.

شکل 5 پاسخ حلقه باز مدل اولیه و مدل اصلاح شده برای فرکانس 100 هرتز سوئیچ کردن شیر.

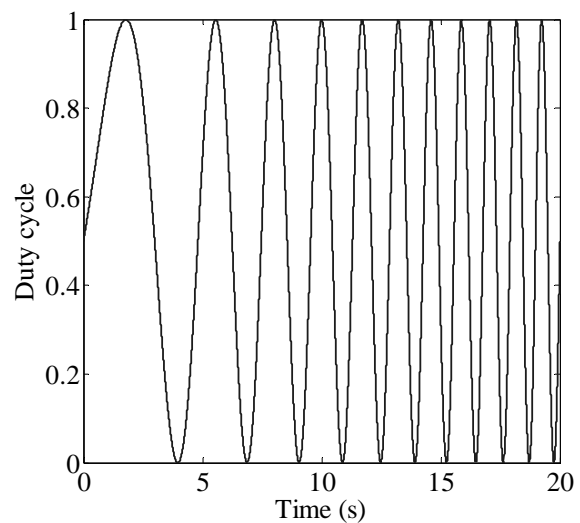


Fig. 6 Input duty cycle signal to the plants

شکل 6 ورودی زمان کاری سیستم

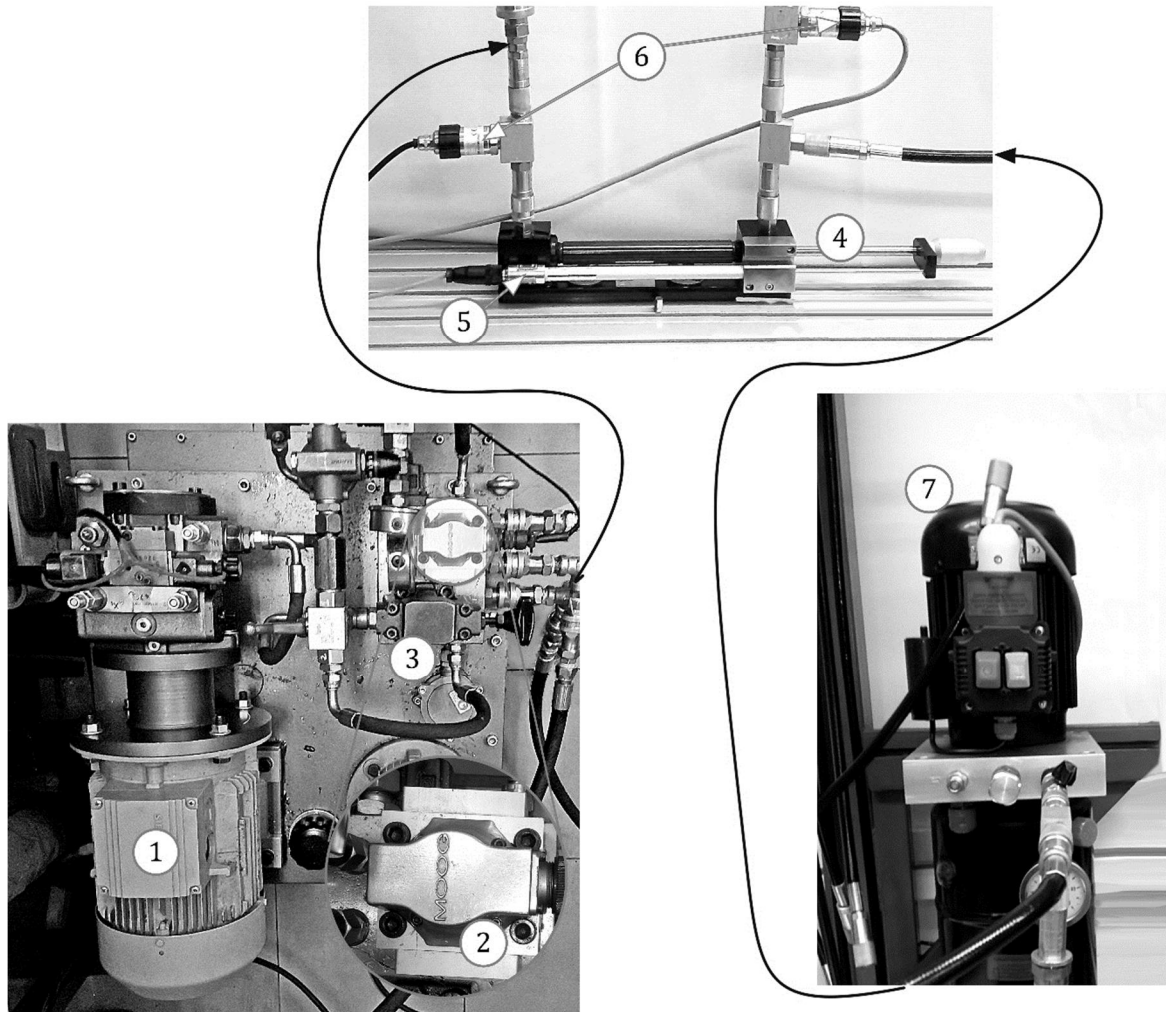
$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{m}(-cx_2 - kx_1 - F - P_L A_2 + A_1 x_3) \\ \dot{x}_3 &= \beta \frac{C_d A_v u \sqrt{\frac{2(P_H - x_3)}{\rho}} - A_1 x_2}{V_{01} + A_1 x_1} \end{aligned} \quad (10)$$

همان گونه در معادله (10) نشان داده شده است معادله ی فضای حالت به فرم (9) است. بنابراین روش پسگام به منظور طراحی کنترلر برای این سیستم قابل اعمال است. برای این کار ابتدا باید یک تابع کاندید لیپانوف<sup>1</sup> برای سیستم در نظر گرفته شود. فرآیند انتخاب تابع کاندید لیپانوف در الگوریتم طراحی کنترلر پسگام در مرجع [18] آمده است به این دلیل ما در

<sup>2</sup> ISO  
<sup>3</sup> Size

<sup>1</sup> Lyapunov Candidate Function

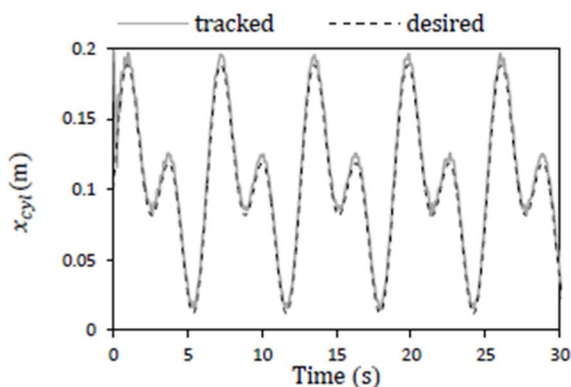




**Fig. 8** Experimental setup: 1&7 hydraulic pumps, 2 servo valve, 3 relief valve, 4 hydraulic actuator, 5 position sensor, 6 pressure sensors  
**شکل 8** سامانه ی آزمایشگاهی: 1 و 7 پمپ دبی ثابت، 2 شیر سروو، 3 شیر اطمینان، 4 عملگر هیدرولیکی، 5 حسگر موقعیت، 6 حسگرهای فشار

کردن موقعیت نیز در این شکل ها آورده شده است. به منظور بررسی راندمان انرژی سیستم فشار سیستم نیز در شکل 13 و شکل 14 نشان داده شده است.

یکی از مهم ترین مزایای این مدل پیشنهادی بهبود راندمان انرژی سیستم است. بهبود راندمان در این سیستم ناشی از دلایل زیر است:



**Fig. 9** Tracking performance of close-loop system for multi-frequency reference

**شکل 9** عملکرد تعقیب موقعیت سیستم حلقه بسته برای سیگنال مرجع چند فرکانسی

موقعیت عملگر هیدرولیکی با یک پتانسیومتر خطی که به سیلندر هیدرولیکی متصل شده است اندازه گیری می شود. برای محاسبه ی فشارهای سیستم نیز از دو حسگر فشار که در شکل نشان داده شده استفاده شده است. به منظور اتصال تجهیزات آزمایشگاهی به کامپیوتر از یک برد تبادل داده<sup>1</sup> مدل PCI-1720 استفاده شده است. یک راه انداز<sup>2</sup> مدل MD03 به منظور اتصال شیر روشن/خاموش به خروجی دیجیتال به آنالوگ برد تبادل داده به کار رفته است. حسگرهای استفاده شده در مدار نیز به خروجی های آنالوگ به دیجیتال برد، وصل می شوند. کنترلر در محیط شبیه سازی متلب<sup>3</sup> با گام زمانی 0.001 ثانیه اجرا شده و سیگنال های کنترلی لازم را تولید می کند.

در ادامه پاسخ سیستم حلقه بسته برای سیگنال مرجع چند فرکانسی و مربعی نشان در شکل 9 و شکل 10 داده شده است. استفاده از فرکانس های بالا برای روشن و خاموش کردن شیر موجب حرکت نرم عملگر هیدرولیکی می شود. به همین دلیل در این جا از فرکانس 100 هرتز برای شیر استفاده می شود. همان طور که در شکل 11 و شکل 12 مشاهده می شود خطای دینال کردن موقعیت در حد قابل قبولی باقی می ماند. تلاش کنترلی و خطای دینال

<sup>1</sup> Data Acquisition  
<sup>2</sup> Driver  
<sup>3</sup> Matlab Simulink

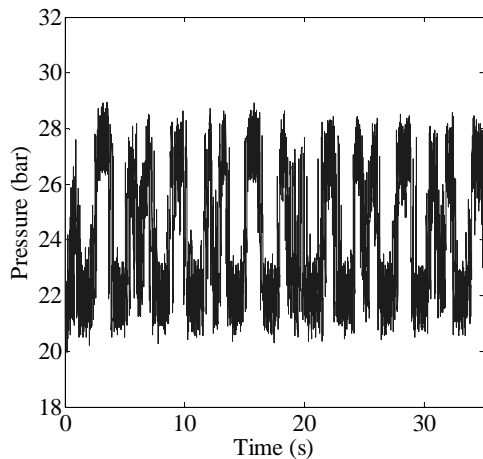


Fig. 13 System pressure ( $P_s$ ) for multi-frequency reference

شکل 13 تغییرات فشار سیستم برای سیگنال مرجع چند فرکانسی

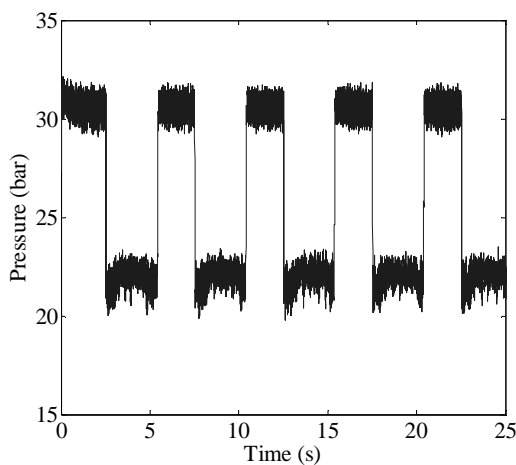


Fig. 14 System pressure ( $P_s$ ) for square wave reference

شکل 14 تغییرات فشار سیستم برای سیگنال مرجع مربعی

انرژی می شود که خود را با داغ شدن شیر و سیال نشان می دهد. در مقابل در شیرهای روشن خاموش به دلیل باز بودن مسیر سیال، افت فشار و در نتیجه اتلاف انرژی در شیر ناچیز است.

- دبی اضافی پمپ (وقتی که شیر خاموش است) مستقیماً به تانک تخلیه می شود. در حالی که در سیستم های رایج کنترل موقعیت، این دبی باید از طریق شیراطمینان تخلیه شود که معمولاً فشار تنظیم شده ی آن مقدار بالایی است و موجب اتلاف قابل توجه انرژی می شود.

- در این سیستم، به دلیل مومنتوم سیال، امکان دریافت دبی از تانک وجود دارد. بنابراین می توان از پمپ با دبی پایین تر نسبت به سیستم های رایج برای کار مشابه استفاده کرد.

به منظور روشن شدن این موضوع توان مصرفی سیستم هیدرولیک دیجیتال پیشنهادی با مدل مرسوم EHSS که از شیر سروو برای کنترل موقعیت استفاده می شود، مقایسه شده است. با فرض این که در هر دو سیستم از یک پمپ دبی ثابت استفاده می شود، توان مصرفی را می توان از رابطه ی (14) محاسبه نمود.

$$\text{Overall Power Consumption} = Q_p \times P_s \quad (14)$$

در این معادله  $Q_p$  دبی و  $P_s$  فشار خروجی پمپ است. فشار پمپ برای سیستم مرسوم EHSS برابر کمینه فشار قابل تنظیم برای شیر اطمینان است

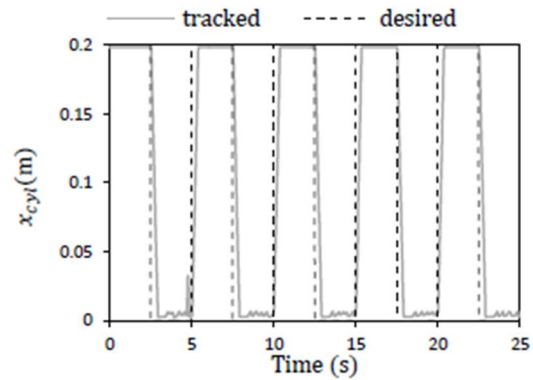


Fig. 10 Tracking performance of close-loop system for square wave reference

شکل 10 عملکرد تعقیب موقعیت سیستم حلقه بسته برای سیگنال مرجع مربعی

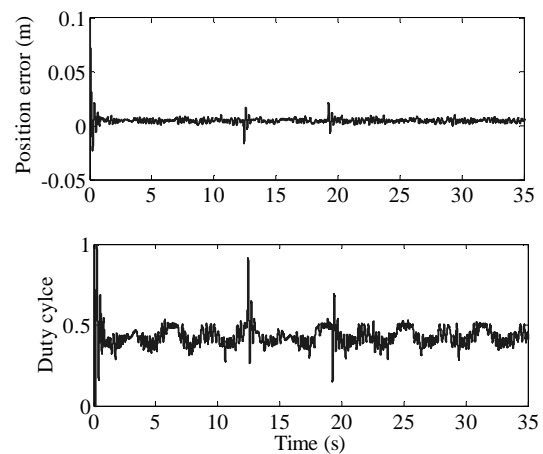


Fig. 11 Position tracking error and valve duty cycle for multi-frequency reference

شکل 11 خطای تعقیب موقعیت و زمان کاری سیگنال اعمالی به شیر برای سیگنال مرجع چند فرکانسی

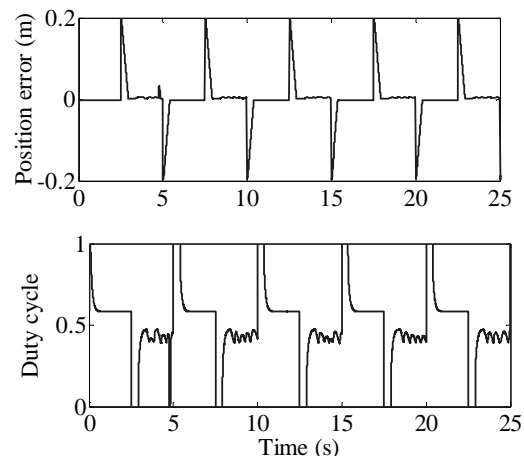


Fig. 12 Position tracking error and valve duty cycle for square wave reference

شکل 12 خطای تعقیب موقعیت و زمان کاری سیگنال اعمالی به شیر برای سیگنال مرجع مربعی

- در سیستم هایی که کنترل موقعیت با شیر تناسبی یا سروو انجام می شود، شیر با تنگ کردن مسیر حرکت سیال موجب افت فشار و کنترل فشار خروجی می شود. این افت فشار منجر به اتلاف

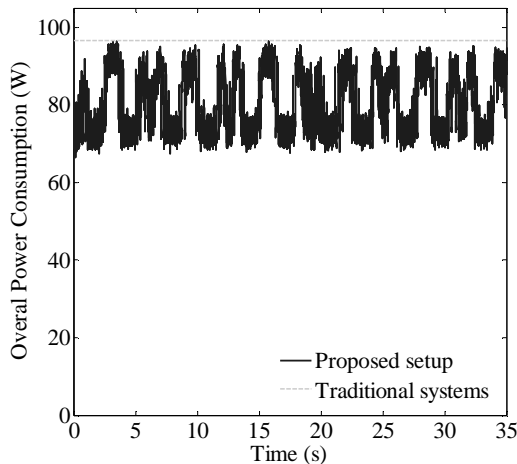


Fig. 16 Overall Power Consumption in traditional EHS (dash) and proposed system (solid) for multi-frequency reference

شکل 16 توان مصرفی در سیستم مرسوم EHSS (خط چین) و سیستم پیشنهاد شده (خط پر) برای سیگنال مرجع مربعی

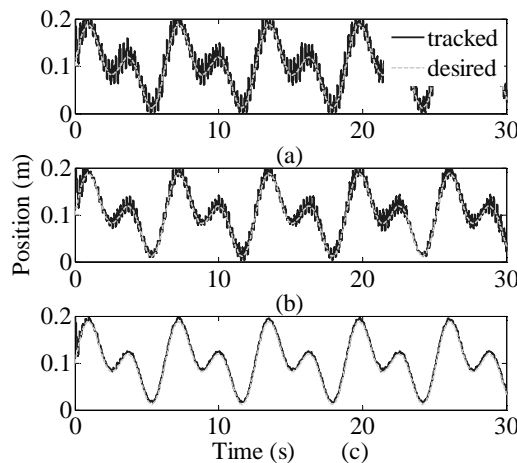


Fig. 17 Tracking performance for different switching frequency: (a) 20 Hz, (b) 50 Hz and (c) 100 Hz

شکل 17 عملکرد تعقیب موقعیت برای فرکانس‌های سوئیچ کردن مختلف: (a) 20 هرتز، (b) 50 هرتز و (c) 100 هرتز

انرژی در این روش می‌باشد. در این آزمایش همچنین تأثیر فرکانس سوئیچ کردن شیر بر روی کارایی سیستم مورد بررسی قرار گرفته و مشاهدات نشان می‌دهد که افزایش فرکانس سوئیچ کردن شیر تأثیر بسزایی در بهبود عملکرد سیستم دارد. این موضوع نشان دهنده اهمیت طراحی شیرهای روشن/خاموش با سرعت پاسخ بالا است که اخیراً تلاش‌های زیادی برای طراحی و ساخت نمونه‌های صنعتی از آن‌ها شده به ویژه با توجه به این‌که هزینه‌ی ساخت آن کمتر از شیرهای سروو برآورد شده است [6,14,15,19].

### 6- مراجع

- [1] H. E. Merritt, *Hydraulic control systems*: John Wiley & Sons New York, pp. 10-62, 1967.
- [2] Y. Koren, *Computer control of manufacturing systems*: McGraw-Hill New York, pp. 87-96, 1983.
- [3] T. H. Ho, K. K. Ahn, Design and control of a closed-loop hydraulic energy-regenerative system, *Automation in Construction*, Vol. 22, No. 2, pp. 444-458, 2012.
- [4] K. Osakada, K. Mori, T. Altan, P. Groche, Mechanical servo press technology for metal forming, *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, Vol. 60, No. 2, pp. 651-672, 2011.
- [5] Botten, S.L., Whitley, C.R. and King, A.D., 2000. Flight control actuation

به طوری که سیستم بتواند در حضور نیروی خارجی سیگنال مرجع موقعیت را دنبال کند در نظر گرفته شده است. همان‌گونه که در شکل 15 و شکل 16 نمایش داده شده است بازده سیستم به مقدار قابل ملاحظه‌ای بهبود یافته است. البته باید در نظر داشت که، همان‌طور که پیشتر گفته شد چون سیستم هیدرولیک دیجیتال پیشنهادی توانایی دریافت دبی از ورودی فشار پایین شیر را نیز دارد می‌توان از پمپ با دبی کمتری نسبت به سیستم مرسوم برای آن استفاده نمود و در نتیجه بازده انرژی حتی بیشتر از آن‌چه در این شکل‌ها نشان داده شده، خواهد شد.

تأثیر فرکانس باز و بسته شدن شیر بر روی کارایی سیستم نیز در این‌جا مورد بررسی قرار گرفته است. برای این کار فرکانس‌های 20 و 50 و 100 هرتز برای PWM اعمالی به شیر استفاده شده و پاسخ کنترل موقعیت هر کدام از آن‌ها برای ورودی مرجع چند فرکانسی در شکل 17 رسم شده است. همان‌طور که دیده می‌شود، دقت سیستم برای فرکانس‌های بالاتر، بیشتر است. دلیل این امر کم شدن نوسانات دبی و فشار در فرکانس‌های بالا است. علاوه بر سرعت پاسخ شیر، یکی دیگر از عوامل محدود کننده فرکانس طبیعی سیستم است. به این منظور باید فرکانس سوئیچ کردن شیر به گونه‌ای انتخاب شود که نزدیک فرکانس طبیعی سیستم نباشد؛ زیرا موجب آسیب رسیدن به تجهیزات و کاهش بازده سیستم می‌شود. تحلیل و بررسی نوسانات دبی و فشار در شیرهای روشن خاموش در مرجع [14] آمده است.

### 5- نتیجه گیری

در این مقاله یک سیستم هیدرولیک دیجیتال با هدف افزایش راندمان انرژی سیستم‌های هیدرولیکی در مساله‌ی کنترل موقعیت پیشنهاد شده است. به این منظور به جای استفاده از شیر تناسبی سروو؛ یک شیر روشن/خاموش با سرعت سوئیچ بالا برای کنترل موقعیت عملگر هیدرولیکی به کار گرفته شده و در نتیجه‌ی اتلاف انرژی ناشی از ایجاد اختناق توسط شیر تناسبی و تخلیه‌ی دبی اضافی به تانک از طریق شیر اطمینان، که در روش‌های مرسوم از عوامل اصلی بازده پایین سیستم‌های هیدرولیکی می‌باشد، برطرف شده است. یک کنترلر غیرخطی از روش پسگام به منظور کنترل موقعیت عملگر هیدرولیکی طراحی گردیده و با آزمایش کنترلر روی مدل واقعی کارایی مدل پیشنهاد شده صحت‌گذاری شده است. نتایج آزمایش بیانگر بهبود قابل توجهی راندمان

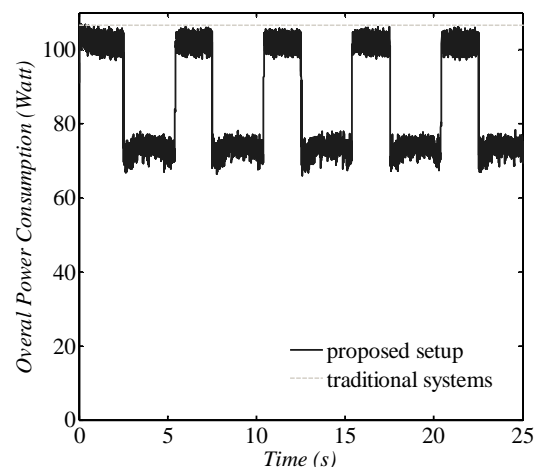


Fig. 15 Overall Power Consumption in traditional EHS (dash) and proposed system (solid) for multi-frequency reference

شکل 15 توان مصرفی در سیستم مرسوم EHSS (خط چین) و سیستم پیشنهاد شده (خط پر) برای سیگنال مرجع چند فرکانسی



- [13] A. Tivay, M. Zareinejad, S. M. Rezaei, K. Baghestan, A switched energy saving position controller for variable-pressure electro-hydraulic servo systems, *ISA transactions*, Vol. 53, No. 4, pp. 1297-1306, 2014.
- [14] M. Pan, N. Johnston, A. Plummer, S. Kudzma, A. Hillis, Theoretical and experimental studies of a switched inertance hydraulic system, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, Vol. 228, No. 1, pp. 12-25, 2014.
- [15] H. Kogler, R. Scheidl, Linear motion control with a low-power hydraulic switching converter-Part I: Concept, test rig, simulations, *Journal of Systems and Control Engineering*, Vol. 44, No. 9, pp. 1-11, 2015.
- [16] H. Kogler, R. Scheidl, Linear motion control with a low-power hydraulic switching converter-Part II: Flatness-based control, *Journal of Systems and Control Engineering*, Vol. 44, No. 9, pp. 11-23, 2015.
- [17] H.-S. Jeong, H.-E. Kim, Experimental based analysis of the pressure control characteristics of an oil hydraulic three-way on/off solenoid valve controlled by PWM signal, *Journal of dynamic systems, measurement and control*, Vol. 124, No. 1, pp. 196-205, 2002.
- [18] H. K. Khalil, J. Grizzle, *Nonlinear systems*: Prentice hall New Jersey, pp. 589-604, 1996.
- [19] J. J. Wu, J. D. Van de Ven, Development of a High-Speed On-Off Valve for Switch-Mode Control of Hydraulic Circuits With Four-Quadrant Control, in *Proceeding of, American Society of Mechanical Engineers*, pp. 281-288, 2010.
- technology for next-generation all-electric aircraft. *Technology Transfer and Training*, Vol. 23, No. 6, pp.55-68.
- [6] M. Linjama, *Digital Fluid Power: State of the Art*, Proceedings of The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland, May 18-20, 2011.
- [7] V. Milić, Ž. Šitum, M. Essert, Robust  $H_\infty$  position control synthesis of an electro-hydraulic servo system, *ISA transactions*, Vol. 49, No. 4, pp. 535-542, 2010.
- [8] M. R. Sirouspour, S. E. Salcudean, Nonlinear control of hydraulic robots, *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, Vol. 17, No. 2, pp. 173-182, 2001.
- [9] C. Guan, S. Pan, Adaptive sliding mode control of electro-hydraulic system with nonlinear unknown parameters, *Control Engineering Practice*, Vol. 16, No. 11, pp. 1275-1284, 2008.
- [10] Y. Lin, Y. Shi, R. Burton, Modeling and robust discrete-time sliding-mode control design for a fluid power electrohydraulic actuator (EHA) system, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 18, No. 1, pp. 1-10, 2013.
- [11] J. D. Zimmerman, Toward optimal multi-actuator displacement controlled mobile hydraulic systems, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Purdue University, Indiana, 2012.
- [12] S. Liu, B. Yao, Coordinate control of energy saving programmable valves., *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 16, No. 1, pp. 34-45, 2008.