Archive of SID

مجله کنترل
جلد ۳، شماره ۴، زمستان ۱۳۸۸، صفحه ۱۰-۱

مدل‌سازی و شناسایی تجربی پارامترهای یک سیستم سروهیدرولیک دورانی با حضور عدم قطعیت‌های ساختاری و اغتشاش

محمدحسن توفیقی[۱]، هادی سازگار[۲]، فرید نجفی[۳]، سید حسین ساداتی[۴]

[۱] دانشجوی دکتری دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین‌طوسی، toufighi@alborz.kntu.ac.ir
[۲] دانشجوی کارشناسی ارشد دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین‌طوسی، hsazgar@sina.kntu.ac.ir
[۳] دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیر الدین‌طوسی، fnajafi@kntu.ac.ir
[۴] استادیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین‌طوسی، sadati@kntu.ac.ir

(تاریخ دریافت مقاله ۱۳۸۸/۶/۱۴، تاریخ پذیرش مقاله ۱۳۸۸/۱۰/۱۹)

چکیده: در این مقاله مدل‌سازی و شناسایی پارامترهای یک سیستم سروهیدرولیک دورانی، در حضور عوامل غیرخطی مربوط به جریان، مورد بررسی قرار گرفته است. ابتدا یک مدل دینامیکی غیرخطی از سیستم سروهیدرولیک دورانی مورد نظر شامل یک مدل رسته دو از دینامیک اسپول شیر سرو ارائه می‌گردد که بتواند به نحوی قابل قبولی رفتار سیستم را در حضور عدم قطعیت‌های ساختاری و اغتشاش بیان کند. بدون شک ارائه یک مدل مناسب از شیر و سیستم عملگر می‌تواند موجب بهبود عملکرد کنترلی آن گردد. در نهایت تعیین پارامترها ثابت شیر و شناسایی مقادیر لحظه‌ای پارامترهای سیستم سروهیدرولیک دورانی به ترتیب به کمک روش‌های پاسخ فرکانسی و تخمین حداقل مربعات زمان- پیوسته[۱] صورت پذیرفته است. نتایج تجربی حاصل از این پژوهش حاکی از کاهش قابل ملاحظه زمان شناسایی پارامترها نسبت به موارد مشابه می‌باشد. کارایی این روش با ارائه یک مدل دینامیکی غیرخطی از سیستم و جایگذاری پارامترهای حاصله از شناسایی در این مدل و سپس مقایسه نتایج با سیستم اصلی به خوبی به اثبات رسیده است.

کلمات کلیدی: مدل‌سازی، شناسایی پارامتر، عملگر، سروهیدرولیک

Modeling and Experimental Identification of a Rotary Servo-Hydraulic System in Presence of Noise and Structural Uncertainties

Mohammad Hasan Tofighi, Hadi Sazegar, Farid Najafi, Seyed Hossein Sadati

Abstract: In this paper, a study was done of the modeling and parameter identification of a rotary electro-hydraulic servo system in presence of noise and structural uncertainties. The mathematical model accounted for all the system dynamics, apart from few trivial assumptions that were put together to alleviate the complexity of the expressions. The behavior of the spool dynamics in servo-valve is modeled with an appropriate 2nd-order transfer function. In fact, electro-hydraulic systems are known to be highly nonlinear and non differentiable due to many factors, such as leakage, friction, and especially, the fluid flow expression through the servo-valve. Then the system is written in linear parameters (LP) form and continuous-time least-squares estimation method is used to parameter identification of the system. Furthermore, the constant parameters of the valve can be identified using frequency response methods. In comparison with similar works, the experimental results present significant reduction in identification time. The method is validated with the nonlinear model of the system and substituting the procured parameters in the model.

Keywords: Modeling, Parameter Identification, Actuator, Servo-hydraulic.

[1] Continuous-time least-squares estimation

www.SID.ir

Archive of SID

۱- مقدمه

امروزه سیستم‌های رانش هیدرولیکی به دلیل مزایای بسیار آن‌ها، کاربرد گسترده‌ای در صنعت یافته‌اند. از جمله این مزایا می‌توان به بالابودن نسبت قدرت انتقال به وزن قطعات، روغنکاری و انتقال حرارت خودبخودی به دلیل خواص سیال، قابلیت اعمال گشتاورهای بزرگ، سرعت پاسخ بالا، پهنای باند بالا و نسبت اینرسی به گشتاور بالا اشاره کرد. ضمن اینکه پدیده‌هایی نظیر اشباع مغناطیسی ماشین‌های الکتریکی در این سیستم‌ها وجود نداشته و باعث بالابودن دقت این سیستم‌ها بویژه درکنترل موقعیت می‌شود.

سیستم‌های سروهیدرولیک شامل اجزای مختلفی مانند شیرهای سرو، عملگرها و پمپ‌ها می‌باشند که مشخصات دینامیکی بسیار پیچیده، غیرخطی و متغیر با زمان دارند. به‌عنوان مثال با تغییر دمای کارکرد، پارامترهای حساس به دما مانند چگالی، ویسکوزیته و مدول بالک تغییر می‌کنند. برای سیستم‌های هیدرولیکی که در مدت زمان طولانی و یا در دماهای متغیر کار می‌کنند این تغییرات پارامترها، قابل چشم پوشی نبوده [۲-۱] و لازم است از کنترلرهای مختلفی جهت جبران این تغییرات و تضمین عملکرد مطلوب سیستم استفاده نمود. محدوده کاربردها برای سیستم‌های سروهیدرولیک گسترده است و شامل مواردی چون سیستم‌های تولید، ماشین‌های تست مواد، سیستم‌های تعلیق فعال، ماشینکاری، تست خستگی، شبیه‌سازهای پرواز، ماشین‌های کاغذسازی، کشتی‌ها، ماشین‌های ذوب تزریقی، روباتیک، تجهیزات نورد فولاد و آلومینیوم می‌شود. همچنین در هواپیما و موشک که نسبت توان به وزن و کنترل دقیق آن‌ها مهم است، سیستم‌های هیدرولیک یک انتخاب ایده‌آل برای به حرکت درآوردن سطوح کنترلی پرواز می باشند.

هرچند موتورهای الکتریکی نیز در بسیاری از این کاربردها استفاده می‌شوند، اما سیستم‌های کنترل حرکت که نیازمند نیروی خیلی زیاد یا پهنای باند وسیع می‌باشند به طور موثرتر از اجزای الکتروهیدرولیک یاستفاده می‌نمایند. سیستم‌های سروهیدرولیک معمولاً برای کاربردهای با پهنای باند بزرگ‌تر از ۲۰ هرتز یا توان کنترلی بزرگ‌تر از ۱۵ کیلووات مورد استفاده قرار می‌گیرند.

علاوه بر قابلیت ارائه نیروهای بالا در سرعت‌های سریع، سیستم‌های سروهیدرولیک فواید دیگری نسبت به سیستم‌های الکتریکی دارند. به عنوان مثال، سیستم‌های هیدرولیکی به لحاظ مکانیکی صلب‌تر هستند و برای یک سطح توان مشخص، فرکانس‌های تشدید بالاتر، بهره حلقه کنترلی بالاتر، و عملکرد دینامیکی بهبود یافته‌تری را از خود به نمایش می‌گذارند. همچنین از ویژگی مهم خود خنک‌کنی برخوردار می‌باشند، چون سیال هیدرولیک به عنوان یک محیط خنک‌کن به طور مؤثر حرارت را از عملگر و اجزای کنترلی به بیرون سیستم منتقل می‌کند. با این وجود، متأسفانه سیستم‌های هیدرولیک دارای آثار غیرخطی ذاتی متعددی هستند که می‌توانند مسئله مدل‌سازیی، تعیین پارامترها و در نهایت کنترل این سیستم‌ها را پیچیده نمایند.

الگوریتم‌های کنترلی خطی که بر مبنای یک مدل خطی‌شده از سیستم اصلی طراحی می‌شوند، برای کاربردهای ساده و معمولی مناسب بوده، اما خطی در نظرگرفتن مدل محدودیت‌های خاصی روی دامنه کاری و دقت کنترلی اعمال می‌کند[۳]. الگوریتم‌های کنترلی غیرخطی مانند مودلغزشی[۴]، خطی‌سازی فیدبک [۵] و گام‌بازگشتی[1] [۶] نسبت به الگوریتم‌های خطی نتایج رضایت بخشی ارائه می دهند. ولی مشکل اصلی آن‌ها نیاز به یک مدل دینامیکی غیرخطی دقیق از سیستم می‌باشد، که بتواند به نحو قابل قبولی رفتار سیستم را در حضور عدم قطعیت‌های ساختاری و اغتشاش بیان کند. هرچند الگوریتم‌های کنترلی هوشمند از مدل دینامیکی بی‌نیاز می‌باشند[۷]، اما متأسفانه با توجه به ماهیت غیرخطی بودن این الگوریتم‌ها هیچ روش کلی برای پایداری و مقاوم بودن آن‌ها وجود ندارد.

با توجه به نکات اشاره شده ارائه یک مدل دینامیکی مناسب از سیستم که بتواند در حین سادگی، رفتار واقعی سیستم را توصیف کند، بسیار ارزشمند خواهد بود. مدل ارائه شده باید تا حد امکان ساده باشد، چرا که تعیین پارامترها و طراحی کنترلر برای یک مدل پیچیده خود یک مشکل اساسی است. از طرفی مدل باید آن‌قدر دقیق باشد که بتواند رفتار واقعی سیستم را به نحو مطلوبی توصیف کند. پژوهش‌های انجام شده در رابطه با مدل‌سازی و شناسایی سیستم‌های سروهیدرولیک را می‌توان به دو دسته کلی تقسیم کرد. در دسته اول مطالعات بر روی یک عملگر ساده انجام می‌پذیرد، اما در دسته دوم پژوهش‌ها بر روی یک سیستم کلی که عملگر بخشی از آن می‌باشد، متمرکز شده‌است. به‌عنوان یک نمونه از دسته اول می‌توان به ارائه یک مدل غیرخطی از یک عملگر سروهیدرولیک برای طراحی کنترلر غیرخطی تعقیب ورودی- خروجی (IO) اشاره کرد[۸]. در این پژوهش مدل اصطکاک به عنوان یک نامعینی به کمک آزمون‌های آفلاین شناسایی و با توابع مشتق‌پذیر تقریب زده شده است. در مرجع [۶] شناسایی پارامترهای سیستم سروهیدرولیک دورانی با استفاده از روش حداقل مربعات بازگشتی به‌صورت آفلاین صورت پذیرفته است. در این مرجع از یک مدل رسته یک برای دینامیک اسپول شیر استفاده گردیده است.

به‌عنوان یک نمونه دیگر از دسته اول می‌توان از شناسایی مدل غیرخطی به فرم مشاهده‌گر کانونیکال برای یک عملگر سروهیدرولیک با استفاده از داده‌های ورودی و خروجی سیستم اشاره کرد[۹]. با توجه به کاربرد وسیع و روز افزون عملگرهای هیدرولیکی در ماشین‌ها و تجهیزات صنعتی پژوهش‌های گسترده‌ای در زمینه دسته دوم صورت پذیرفته است. به‌عنوان یک نمونه از دسته دوم و یک کاربرد روباتیکی این عملگرها می‌توان به مدل‌سازی و شناسایی پارامترهای عملگر بکار

[1] Backstepping

www.SID.ir

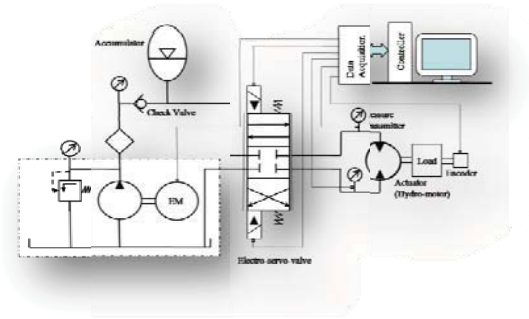
Archive of SID

گرفته شده در مفصل بازوی مکانیکی هیدرولیکی با عملکرد بالا اشاره کرد[۱۰]. در مرجع [۱۱] برای عملگر دورانی استفاده شده در یک جرثقیل یک مدل خطی شده ارائه شده است. یکی دیگر از کاربردهای دیگر این عملگرها در سیستم‌های تعلیق می‌باشد. به عنوان نمونه در مرجع [۱۲] مدل‌سازی و شناسایی یک سیستم تعلیق فعال هیدرولیکی خودرو صورت پذیرفته و شناسایی پارامترهای با استفاده از تست استاندارد ضربه ناگهانی انجام شده است. همچنین برای شناسایی پارامترها و حالت‌های یک سیستم تعلیق خودرو فعال هیدرولیکی از یک مشاهدگر تطبیقی استفاده شده است[۱۳]. در مرجع [۱۴] شناسایی پارامترهای هیدرولیکی یک راهروی کشتی[1] بر اساس الگوریتم ژنتیک تعمیم یافته صورت پذیرفته است. در مرجع [۱۵] به یافتن یک مدل دینامیکی ساده و قابل اعتماد از سیستم‌های پیچیده هیدرولیکی با استفاده از اختلال منفرد[2] پرداخته شده است.

در مقاله حاضر، ابتدا یک مدل دینامیکی غیرخطی از سیستم سروهیدرولیک دورانی موجود در آزمایشگاه صورت پذیرفته است. مدل حاصله، دینامیک شیر سرو (شامل موتور گشتاور، اسپول شیر و سیال عبوری از روزنه‌های شیر) و هیدروموتور را دربرگرفته است شناسایی مقادیر پارامترهای این سیستم به کمک روش‌های پاسخ فرکانسی و تخمین حداقل مربعات زمان- پیوسته صورت پذیرفته و نهایتاً الگوریتم شناسایی پیاده‌سازی شده، و نتایج شناسایی تجربی سیستم مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است. همانطور که نتایج تجربی تایید می‌کند مجموعه مدل‌سازی و شناسایی انجام شده می‌تواند به نحو قابل قبولی رفتار سیستم را در حضور عدم قطعیت‌های ساختاری و اغتشاش بیان کند.

۲- مدل‌سازی دینامیکی سیستم

طرح کلی یک سیستم سروهیدرولیک دورانی در شکل(۱) نشان داده شده است. بخش‌های اصلی سیستم مورد نظر عبارتند از: موتور الکتریکی، پمپ هیدرولیکی، فیلتر، شیر اطمینان، انباره[3]، فشارسنج، مبدل فشار[4]، شیر سروهیدرولیک، موتور دورانی هیدرولیکی (هیدروموتور)، شیر یکطرفه، برد واسط، کامپیوتر، بار و انکودر. انباره، جهت تثبیت فشار تغذیه سیستم بکارگرفته شده است.



شکل ۱: سیستم سروهیدرولیک دورانی

شیرهای سرو برای تنظیم دبی سیال هیدرولیک و به موجب آن تنظیم حرکت سیستم‌های هیدرولیک بکار می‌روند. یک شیر سرو دو مرحله‌ای (پایلوت‌دار) شامل مرحله اول (پایلوت) و مرحله دوم (اصلی[5]) است. در مرحله پایلوت، تحریک الکتریکی توسط موتور گشتاور[6] الکترومغناطیسی انجام می‌گیرد که این موجب جابجایی زبانه در مقابل نازل‌ها[7] و اختلاف فشار دو طرف نازل می‌گردد. این اختلاف فشار به دو طرف اسپول منتقل و موجب جابجایی آن می‌گردد. به دلیل طبیعت جریان سیال از روزنه داخلی شیر، این شیرها منابع اصلی دینامیک‌های غیرخطی در سیستم‌های هیدرولیک به شمار می‌آیند. فارغ از اینکه با چه دقتی بدنه شیر و اسپول آن ساخته شده است، خاصیت جریان غیرخطی هموار در شیر وجود دارد. به علاوه، اغلب شیرها دارای عوامل غیرخطی دیگری از نوع ناهموار می‌باشند، به‌عنوان نمونه می‌توان به ناحیه مرده به خاطر فرا انطباق بودن[8] اسپول شیر، هیسترزیس[9] به خاطر اصطکاک ما بین اسپول و بدنه شیر و یا خواص مغناطیسی سولنوئید، پدیده اشباع[10]، جابجایی صفر[11] اسپول و نیروی عکس العمل جریان سیال اشاره کرد. شیرهای سرو دو مرحله‌ای فرا انطباقی به عنوان یکی از عوامل اصلی پیچیدگی سیستم الکتروسروهیدرولیک مورد نظر به شمار می‌آیند که در آن‌ها معمولاً ترکیبی از دینامیک‌های غیرخطی هموار و ناهموار وجود دارند.

بدون ارائه یک مدل دینامیکی مناسب از شیر، مزایای سیستم‌های الکترو هیدرولیک ممکن است تحت الشعاع مسائل فوق قرار گیرد. در بسیاری از کاربردها، مدل‌های اجزای

[1] Ship Lock
[2] Singular perturbation
[3] Accumulator
[4] Pressure Transmitter

[5] Main (or Boost)
[6] Torque-Motor
[7] Flapper
[8] Overlapping
[9] Hysteresis
[10] Saturation
[11] Null shift

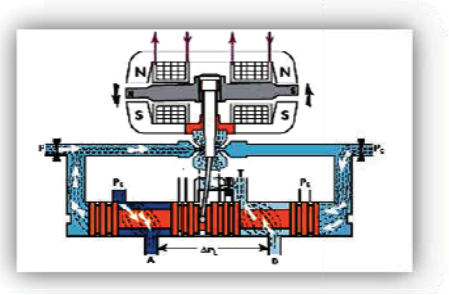
www.SID.ir

Archive of SID

هیدرولیک می‌توانند به صورت ساده و خطی فرض شوند، ولی در کاربردهای کنترل دقیق جابجایی، غیرخطی‌های مختلف مذکور نمی‌توانند صرف نظر گردند. علاوه بر این، تئوری کنترل خطی نمی‌تواند به میزان کافی از عهده عوامل غیرخطی چون ناحیه مرده یا هیسترزیس برآید. لحاظ نمودن این غیرخطی‌ها در مدل دینامیکی آن‌ها در عین افزایش پیچیدگی مسئله، دارای اهمیت بالایی در کنترل موقعیت دقیق آن‌ها می‌باشد.

۲-۱ - مدل سازی شیر سرو

شیر سرو نوع فلاپر- نازل شامل سه قسمت اصلی موتور گشتاور الکتریکی، تقویت کننده هیدرولیکی و مجموعه اسپول شیر می‌باشد. موتور گشتاور شامل یک آرمیچر متصل به یک مفصل بوش جدار نازک و در فاصله هوایی یک میدان مغناطیسی تولید شده توسط یک جفت آهنربای دائم معلق می‌باشد. وقتی جریان در دو سیم‌پیچ آرمیچر جریان می‌یابد، دو سر آرمیچر پلاریزه شده و به یکی از قطب‌های آهنربا جذب و توسط دیگری دفع می‌شوند. این پدیده باعث اعمال یک گشتاور روی مجموعه فلاپر می‌شود که موجب چرخش حول بوش ثابت شده و تعادل جریان هیدرولیک را از طریق یک جفت نازل متقابل برهم می‌زند. تغییر حاصله، اختلاف فشار بین دو انتهای اسپول را تغییر داده و موجب حرکت اسپول در داخل بوش می گردد.



شکل ۲: نمایش عملکرد شیر سرو به ازای ورودی الکتریکی

حرکت جانبی اسپول، انتهای ساچمه‌ای فنر فیدبک را به یک طرف هل می‌دهد و گشتاوری را روی مجموعه آرمیچر/ فلاپر ذخیره می‌سازد. وقتی گشتاور فیدبک روی فنر فلاپر با نیروهای مغناطیسی روی آرمیچر معادل می‌شود، سیستم به یک وضعیت تعادل می‌رسد، که در آن حال، آرمیچر و فلاپر در مرکز و موقعیت اسپول به صورت منحرف به یک طرف قرار دارند. جابجایی اسپول مسیرهای جریان بین درگاه‌های تغذیه ، تانک و دو درگاه کنترلی را باز می‌کند و اجازه ورود/ خروج روغن به/ از عملگر را می‌دهد.

۲-۱-۱- دینامیک موتور گشتاور

برای سادگی مشخصات الکتریکی موتورگشتاور شیر سرو می‌تواند به صورت یک مدار سری RL مدل و از آثار back-emf تولیدی توسط بار صرف نظر کرد. تابع تبدیل یک مدار سری RL را می‌توان با رابطه (۱) بیان کرد.

$$\frac{I(s)}{V(s)} = \frac{1}{sL_C + R_C} \qquad (۱)$$

که در آن L_c ضریب خودالقای سیم پیچ موتور و R_c مقاومت ترکیبی سیم پیچ موتور و مقاومت مسیر جریان تقویت کننده سرو می‌باشد. مقادیر ضریب خودالقایی و مقاومت برای ترکیب‌های سری و موازی سیم پیچ موتور توسط سازنده شیر ارائه می‌شوند. نیروی جانبی روی اسپول شیر با جریان موتور گشتاور متناسب بوده، اما دبی در درگاه‌های کنترلی به افت فشار بار وابسته است.

۲-۱-۲- دینامیک اسپول شیر

یک شیر سرو وسیله پیچیده‌ای است که یک پاسخ غیرخطی مرتبه بالا از خود به نمایش می‌گذارد. یافتن مدل ریاضی دقیق شیر نیازمند دانستن پارامترهای داخلی آن می‌باشد. در حقیقت پارامترهای زیادی از قبیل اندازه‌های نازل و روزنه، مقادیر ثابت فنرها، هندسه اسپول و غیره، که توسط سازنده برای تنظیم پاسخ شیر تعیین می‌شوند، معمولاً در اختیار مصرف‌کننده قرار نمی‌گیرند.

در عمل همه سیستم‌های فیزیکی برخی رفتارهای غیرخطی را از خود به نمایش می‌گذارند که این رفتارها می‌تواند از یک محدودیت فیزیکی حرکت و یا عواملی چون اصطکاک، هیسترزیس، سایش مکانیکی، یا لقی ناشی شوند. هنگام مدل‌سازی شیرهای سرو پیچیده، می‌توان با صرف نظر از هر گونه غیرخطی ذاتی و با اعمال یک تحلیل اغتشاش کوچک، دینامیک اسپول شیر را با یک مدل خطی تقریب زند [۱]. چنین مدل‌هایی غالباً بر مبنای معادلات دیفرانسیلی مرتبه اول و دوم شکل می‌گیرد و ضرایب آن، چنان انتخاب می‌شود که با پاسخ شیر حاصله از نمودارهای فرکانسی (که توسط سازنده داده می‌شود و یا به صورت تجربی به دست می‌آید) منطبق باشد. یک مدل ساده مرتبه اول یا دوم فقط یک تقریب برای رفتار واقعی ارائه می‌دهد. با وجود این، شیر سرو اولین عنصر دینامیکی در سیستم سروهیدرولیک نیست و معمولاً چنان انتخاب می‌شود که فرکانس طبیعی آن حداقل سه برابر بزرگ‌تر از فرکانس عملگر باشد. به این دلیل معمولاً فقط ضروری است تا پاسخ شیر به دقت در محدوده‌ای از فرکانس‌های نسبتاً کم مدل شود. لذا دینامیک اسپول شیر سرو می‌تواند طبق رابطه (۲) با یک تابع تبدیل مرتبه دو بدون کاهش جدی دقت تقریب زده شود.

$$\frac{A_v(s)}{I(s)} = \frac{K_v\omega_v^2}{s^2 + 2\zeta_v\omega_v s + \omega_v^2} \qquad (۲)$$

ورودی سیستم، جریان موتور گشتاور (I_v) بر اساس معادله (۱) و خروجی آن سطح بازشدگی دریچه کنترلی شیر (A_v) بوده، که معادل با حاصلضرب جابجایی اسپول (x_p) در پارامتر ثابت عرض دریچه شیر (w) می‌باشد. این تابع تبدیل می‌تواند با توجه به پارامتر جریان اشباع

www.SID.ir

Archive of SID

موجود در داده‌های سازنده شیر، نرمالیزه شود و خروجی مدل، سطح نرمالیزه شده بازشدگی شیر باشد.

۲-۱-۳- دینامیک سیال عبوری از روزنه‌های شیر

با فرض نشتی ناچیز، مرکز بحرانی بودن انطباق اسپول و تقارن روزنه‌ها، دبی کنترلی عبوری از روزنه‌های خروجی و ورودی شیر برابر و به صورت زیر می‌باشد [۱]:

$$Q_{C1} = Q_{C2} = C_d A_v \sqrt{\frac{P_S - P_L\, sign(A_v)}{\rho}} \qquad (۳)$$

که در آن P_L و P_S به ترتیب اختلاف فشار به خاطر وجود بار و فشار تغذیه از پمپ بوده و طبق رابطه (۴) با فشارهای کنترلی خروجی شیر P_{C1} و P_{C2} رابطه دارند.

$$\begin{aligned} P_L &= P_{C1} - P_{C2} \\ P_S &= P_{C1} + P_{C2} \end{aligned} \qquad (۴)$$

در معادله (۳) ، C_d ضریب تخلیه جریان و ρ چگالی سیال می‌باشند. تابع علامت در این معادله بیانگر تغییر در جهت دبی عبوری از شیر می‌باشد. در واقع وقتی عملگر در جهت مثبت می‌چرخد، P_L مثبت است، در حالی که در جهت منفی چرخش عملگر، P_L منفی می‌باشد. تابع علامت با مشکل مشتق ناپذیری مواجه است، به ویژه هنگامی که در کاربردهای دو جهتی مورد استفاده قرار می‌گیرد.

۲-۲- مدل‌سازی عملگر شامل شیر سرو و هیدروموتور

رابطه بین دبی کنترلی شیر و فشار محفظه عملگر حائز اهمیت می‌باشد. چون چسبندگی سیال با دما تغییر کند. در دینامیک عملگر بایستی اثر نشتی در نظر گرفته شود. تراکم پذیری روغن یک اثر فنری در محفظه‌های سیلندر ایجاد می‌کند که با جرم پیستون در تعامل است و منجر به یک پاسخ فرکانس پایین می‌شود. این عامل در همه سیستم‌های هیدرولیکی حضور داشته و در بیشتر حالات، پهنای باند قابل استفاده را محدود می‌سازد. این اثر می‌تواند با استفاده از معادله پیوستگی جریان از مکانیک سیالات مدل شود که دبی خالص ورودی به یک مخزن را به حجم و فشار سیال داخلی مربوط می‌سازد. در نهایت معادله تراکم‌پذیری را می‌توان با رابطه (۵) بیان کرد.

$$\frac{V_t}{2\beta}\dot{P}_L = C_d A_v \sqrt{\frac{P_S - P_L\, sign(A_v)}{\rho}} - D_m\dot{\theta} - C_L P_L \qquad (۵)$$

که در آن C_L ضریب نشتی بار، β مدول بالک سیال، θ موقعیت زاویه‌ای خروجی، V_t حجم کل سیال تحت فشار و D_m جابجایی حجمی عملگر می‌باشند.

برای ایجاد سیگنال کنترلی و همچنین الگوریتم شناسایی، مشتق معادله (۵) مورد نیاز است. اما مشتق‌گیری از تابع علامت هنگامیکه سطح بازشدگی دریچه کنترلی شیر (A_v) صفر باشد، غیر ممکن خواهد بود. در موارد زیادی حرکت در یک جهت در نظر گرفته می‌شود تا از مشکلات مشتق‌گیری اجتناب شود، که این خود یک نقص بزرگ در جامع‌بودن مدل دینامیکی حاصله تحمیل می‌کند. برای برطرف کردن این نقص می‌توان تابع علامت را با یک تابع سیگموئید به فرم معادله (۶) تقریب زد.

$$sigm(x) = \frac{1 - e^{-ax}}{1 + e^{-ax}} \qquad (۶)$$

که یک تابع مشتق پذیر پیوسته با خواص ارائه شده، با رابطه (۷) می‌باشد.

$$sigm(x) = \begin{cases} 1, & if\ ax \to \infty \\ 0, & if\ ax \to 0 \\ -1, & if\ ax \to -\infty \end{cases} \quad ; a > 0 \qquad (۷)$$

تخمین فوق موجب تضمین وجود جواب، تعمیم آن به کنترل سیستم‌های الکتروهیدرولیک با کاربردهای دو جهتی، و اجتناب از مشکلات مشتق‌پذیری می‌شود.

با استفاده از قانون دوم نیوتن، معادله حرکت عملگر دورانی هیدرولیکی، با فرض اصطکاک خشک ناچیز، طبق معادله (۸) می‌باشد.

$$D_m(P_{C1} - P_{C2}) = T_L + B_v\omega + J_m\frac{d\omega}{dt} \qquad (۸)$$

که در آن، T_L گشتاور بار، B_v ضریب میرایی ویسکوز، J_m مجموع ممان اینرسی بار و هیدروموتور و ω سرعت زاویه‌ای هیدروموتور می‌باشد.

با انتخاب متغیرهای حالت $x_1 = \theta$ ، $x_2 = \omega = \dot{\theta}$ و $x_3 = P_L$ مدل فضای حالت غیرخطی رسته سه را می‌توان با رابطه (۹) بیان کرد.

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = w_1 x_3 - w_2 x_2 - w_3 \\ \dot{x}_3 = p_1 A_v\sqrt{P_S - x_3 sigm(A_v)} - p_2 x_3 - p_3 x_2 \end{cases} \qquad (۹)$$

که در آن A_v از معادله (۲) به دست می‌آید. پارمترهای w_1، w_2، w_3، p_1، p_2 و p_3 نیز طبق معادله (۱۰) تعریف می‌شوند.

$$\begin{aligned} w_1 &= \frac{D_m}{J_m} & w_2 &= \frac{B_v}{J_m} \\ w_3 &= \frac{T_L}{J_m} & p_1 &= \frac{2\beta C_d}{V_t\sqrt{\rho}} \\ p_2 &= \frac{2\beta C_L}{V_t} & p_3 &= \frac{2\beta D_m}{V_t} \end{aligned} \qquad (۱۰)$$

در مدل دینامیکی ارائه شده با معادله ۲ برخی از دینامیک‌های کم اهمیت شیر نظیر پدیده اشباع، ناحیه مرده و خواص مغناطیسی سولنوئید در نظر گرفته نشده است. چرا که گنجاندن تمامی این دینامیک‌ها مدل نهایی را بسیار پیچیده خواهد کرد و شناسایی پارامترها و طراحی کنترلر برای چنین مدلی بسیار مشکل خواهد بود. لذا مدل ارائه شده به‌نوعی عدم‌قطعیت‌های ساختاری دارد. محیطی که عملگر در آن قرار دارد ممکن است در معرض یک اغتشاش مانند تغییر دمای ناگهانی قرار

www.SID.ir

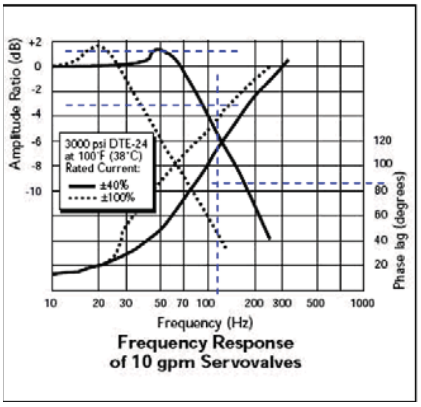
Archive of SID

بگیرد، که این می‌تواند سبب تغییر خواص روغن شود. اما چون شناسایی به صورت لحظه‌ای صورت می‌پذیرد، مدل ارائه شده در حضور اغتشاش نیز مناسب و کارگشا خواهد بود.

۳- الگوریتم شناسایی سیستم

در این پژوهش برای شناسایی پارمترهای سیستم از دو روش استفاده شده است. برخی پارامترها از کتاب‌های مرجع مربوطه و یا اطلاعات موجود در دفترچه راهنما سازنده به دست می‌آیند. با این وجود برای تعیین برخی از پارامترهای سیستم نیاز به تامین تجهیزات تست لازم، انجام آزمایشات تجربی و نیز بهره‌گیری از الگوریتم‌های مناسب شناسایی در کنار آن‌ها می‌باشد.

به منظور شناسایی پارامترهای تابع تبدیل (۲) می‌توان از روش پاسخ فرکانسی استفاده کرد. نمودار پاسخ فرکانسی شیر از دفترچه راهنما سازنده مطابق شکل (۳) می‌باشد.



شکل ۳: منحنی پاسخ فرکانسی شیر سرو مورد نظر

در این خصوص می‌توان مقادیر مناسب برای فرکانس طبیعی و نسبت میرایی را از این منحنی تعیین نمود. فرکانس طبیعی (ω_v) با دقت نسبتاً خوبی می‌تواند از 3dB- یا نقطه فاز ۹۰ درجه از منحنی ۴۰٪ خوانده شود. ملاحظه می‌شود که این مقدار تقریباً 85 Hz می‌باشد. برای یک سیستم مرتبه دوم تحت میرا[1]، نسبت میرایی (ζ_V) را می‌توان از رابطه (۱۱) با تخمین مقدار پیک منحنی نسبت دامنه (M_v) محاسبه کرد.

$$M_V = \frac{1}{2\zeta_V\sqrt{1-\zeta_V^2}} \qquad (۱۱)$$

بر اساس شکل (۳)، تخمینی از مقدار پیک بر مبنای منحنی پاسخ ۴۰٪ حدود 1.5dB می‌باشد که با یک نسبت دامنه پیک (M_v) حدود ۱/۱۸۹ متناظر است (1.5dB = 20 log 1.189). با استفاده از فرآیند تکرار، نسبت میرایی از معادله (۲) در حدود ۰/۴۸ به دست می‌آید.

به منظور شناسایی پارامترهای (۱۰) لازم است الگوریتم مناسبی اتخاذ گردد. همانطور که در مقدمه اشاره شد برخی از پارامترهای سیستم با گذشت زمان همواره در حال تغییر می‌باشند. لذا برای شناسایی مقادیر لحظه‌ای این پارامترها از روش تخمین حداقل مربعات زمان-پیوسته خطا استفاده شده است. این الگوریتم، خصوصاً در مواردی که سیستم نسبت به پارامترها خطی باشد، حجم محاسبات لازم جهت شناسایی را کاهش داده و شناسایی با سرعت بالایی صورت می‌پذیرد. پارامترهایی که باید شناسایی شوند فقط در معادلات دوم و سوم مجموعه معادلات (۹) قرار دارند. این معادلات طبق رابطه (۱۲) دوباره بازنویسی شده‌اند.

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = w_1 x_3 - w_2 x_2 - w_3 \\ \dot{x}_3 = p_1 A_v\sqrt{P_S - x_3 sigm(A_v)} - p_2 x_3 - p_3 x_2 \end{cases} \qquad (۱۲)$$

با فرض عدم وجود بار خارجی ($w_3 = 0$)، معادلات (۱۲) را می‌توان به فرم ماتریسی (۱۳) بازنویسی کرد.

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} x_3 & -x_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A_v\sqrt{P_S - x_3 sigm(A_v)} & -x_3 & -x_2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} w_1 \\ w_2 \\ p_1 \\ p_2 \\ p_3 \end{pmatrix} \qquad (۱۳)$$

همانطور که معادلات (۱۳) نشان می‌دهند، سیستم نسبت به پارامترها خطی می‌باشد، پس می‌توان از روش تخمین حداقل مربعات زمان-پیوسته استفاده کرد. با فرض:

$$y(t) = \begin{Bmatrix} \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{Bmatrix}$$

$$\varphi(t)^T = \begin{bmatrix} x_3 & -x_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A_v\sqrt{P_S - x_3 sigm(A_v)} & -x_3 & -x_2 \end{bmatrix}$$

$$\theta(t) = \begin{pmatrix} w_1 \\ w_2 \\ p_1 \\ p_2 \\ p_3 \end{pmatrix} \qquad (۱۴)$$

می‌توان نوشت:

$$y(t) = \varphi(t)^T \theta \qquad (۱۵)$$

معادله (۱۵) فرم کلاسیک یک سیستم با ساختار خطی نسبت به پارامترها می‌باشد. در این رابطه، $y(t)$ بردار متغیرهای مشاهده شده، $\varphi(t)$ ماتریس بازگشتی متغیرها و $\theta(t)$ بردار پارامترهای نامعلوم می‌باشد. اکنون تابع معیاری که باید کمینه شود، $V(\theta)$ و ماتریس $R(t)$ به‌ترتیب با روابط (۱۶) و (۱۷) تعریف می‌شوند[۱۶].

$$V(\theta) = \int_0^t e^{\alpha(s-t)}\left[y(s) - \varphi(s)^T\theta\right]^2 ds \quad ; \quad 0 < \alpha < 1 \qquad (۱۶)$$

[1] under- damped

www.SID.ir

Archive of SID

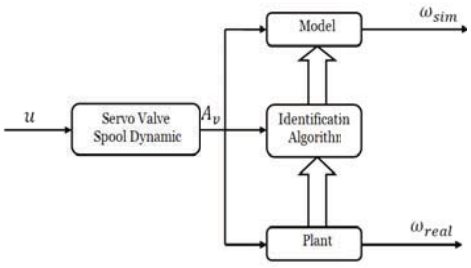
$$R(t)=\left(\int_0^t e^{\alpha(s-t)}\varphi(s)^T\varphi(s)ds\right) \qquad (۱۷)$$

در رابطه (۱۶)، α ضریب فراموشی می‌باشد. تابع $V(\theta)$ در واقع بیان‌کننده نوعی وزن‌گذاری متغیر با زمان در داده‌هاست که آخرین داده (در زمان t) دارای وزن واحد و داده زمان s دارای وزن $e^{(s-t)}$ می‌باشد.

با تعریف $P(t)=R(t)^{-1}$ و با فرض وارون پذیر بودن ماتریس $R(t)$، تخمینی که معادله (۱۶) را کمینه می‌کند، باید معادلات (۱۸) را ارضاء کند[۱۶].

$$\begin{aligned}\frac{d\hat{\theta}(t)}{dt}&=P(t)\varphi(t)e(t)\\ e(t)&=y(t)-\varphi(t)^T\hat{\theta}(t)\\ \frac{dP(t)}{dt}&=\alpha P(t)-P(t)\varphi(t)\varphi(t)^T P(t)\end{aligned} \qquad (۱۸)$$

با انتخاب یک مقدار اولیه مثبت با دترمینان مخالف صفر برای ماتریس $P(t)$ و با توجه به معادله (۱۷) می‌توان اطمینان حاصل کرد که ماتریس $R(t)$ همواره وارون‌پذیر خواهد بود. اکنون با استفاده از معادلات (۱۸) می‌توان پارامترهای نامعلوم سیستم را در هر لحظه شناسایی کرد و به معادلات حاکم بر سیستم به طور کامل دست یافت. طرح کلی الگوریتم شناسایی و مدل ارائه شده از سیستم در شکل(۴) ارائه شده است.

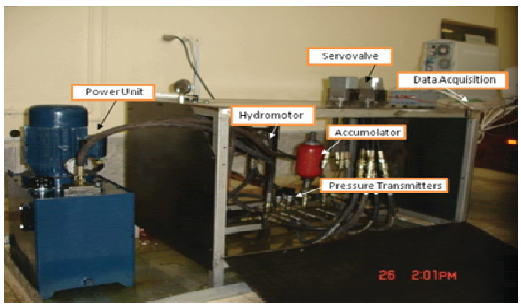


شکل ۴: بخش‌های مختلف شبیه‌سازی و شناسایی پارامترهای سیستم

همانطور که مشاهده می‌شود الگوریتم شناسایی با استفاده از مقادیر فشار و سرعت اندازه‌گیری شده سیستم اصلی و سطح بازشدگی شیر، پارامترها را شناسایی می‌کند. پس از تعیین مدل غیرخطی ارائه شده با معادلات (۱۲) تشکیل می‌شود. در شکل (۴)، w_{real} و w_{sim} به ترتیب بیانگر سرعت زاویه‌ای سیستم واقعی و سرعت حاصل ا ز مدل ارائه شده می‌باشند.

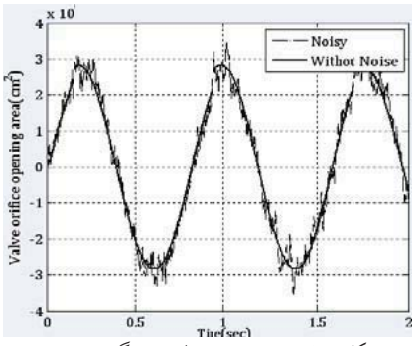
۴- پیاده سازی الگوریتم شناسایی

شکل (۵) نمای کلی سیستم آزمایشگاهی مورد استفاده به همراه معرفی بخش‌های مختلف آن را مطابق با سیستم نشان داده شده در شکل (۱) نشان می‌دهد.



شکل ۵: چیدمان تجهیزات تست سیستم سروهیدرولیک

با کمک الگوریتم ارائه شده در قسمت ۳، شناسایی لحظه‌ای پارامترهای سیستم بر اساس روش تخمین حداقل مربعات زمان- پیوسته خطا با تریس[1] ثابت صورت می‌پذیرد. برای اینکه عملیات شناسایی سیستم به درستی انجام بگیرد باید سیگنال ورودی شامل فرکانس‌های لازم برای تحریک دینامیک سیستم باشد. برای این منظور می‌توان از سیگنال چیرپ[2] که شامل یک محدوده فرکانسی است، استفاده نمود. روش دیگر استفاده از مجموع چند سیگنال متناوب (مثلاً سینوسی) با فرکانس‌های مختلف می‌باشد. روشی که در این پژوهش مورد استفاده قرار گرفته است، ترکیب یک سیگنال سینوسی با یک نویز سفید گوسی می‌باشد. ورودی سینوسی با فرکانس (۸ rad/s) و دامنه (۰/۱ volt) با یک نویز سفید با واریانس (۰/۰۰۲) می‌باشد. برای اطمینان از نتیجه محاسبات، زمان نمونه‌برداری در حین شناسایی به میزان یک میلی ثانیه در نظر گرفته شده است. شدت نویز ورودی به قدری انتخاب‌شده که اثر آن در حالت‌های سیستم کاملا مشهود و تاثیرگذار باشد. شکل ۶ تاثیر نویز بر میزان سطح بازشدگی روزنه شیر را نشان می‌دهد.



شکل ۶: تاثیر نویز بر میزان سطح بازشدگی روزنه شیر

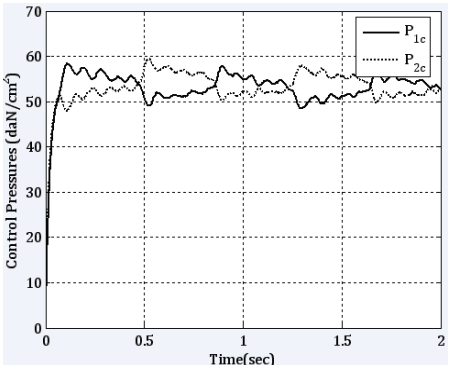
سنسورهای بکارگرفته شده در سیستم مورد نظر شامل دو سنسور فشار جهت اندازگیری فشار دو سر هیدروموتور و یک انکودر برای اندازگیری موقعیت زاویه‌ای هیدروموتور می‌باشد.کمیت‌های x_2 ، $\dot{x}_2$

[1] Trace
[2] Chirp

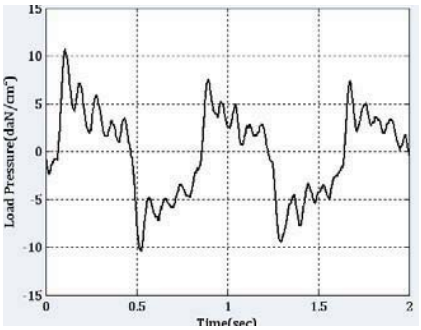
www.SID.ir

Archive of SID

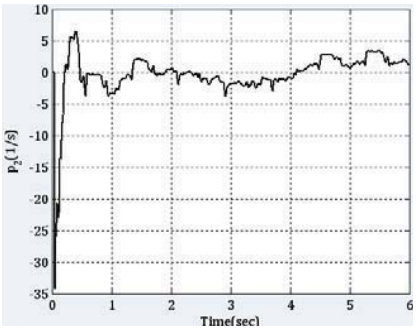
، $\dot{x}_3$ و با مشتقگیری و فیلترکردن سیگنال‌های اندازگیری شده توسط سنسورها محاسبه می‌شوند. با توجه به اینکه داده‌های حاصله از سنسورها، بویژه سنسورهای فشار همواره نویزی می‌باشند، بایستی از فیلترهای مناسب برای حذف یا کاهش نویزها استفاده کرد. در این خصوص نیاز به انتخاب نوع، رسته و سایر جزئیات فیلتر می‌باشد که این امر با سعی و خطا صورت پذیرفته است. نکته مهم در انتخاب مشخصات فیلتر آن است که فیلتر طراحی‌شده باید بتواند اثر نویزهای حاصل از محیط را تقریباً حذف نماید، لیکن نبایستی اثر نویز سیگنال ورودی را کاملا خنثی سازد و مانع از انجام درست عملیات شناسایی سیستم گردد. فیلتر بکار گرفته شده یک فیلتر باتروورث[1] پایین‌گذر درجه ۱ با فرکانس قطع ۵۰rad/s می‌باشد. در شکل‌های (۷) و (۸) به ترتیب نمودارهای فشارهای کنترلی دو طرف عملگر و فشار بار پس از بکارگیری فیلتر نشان داده شده است.



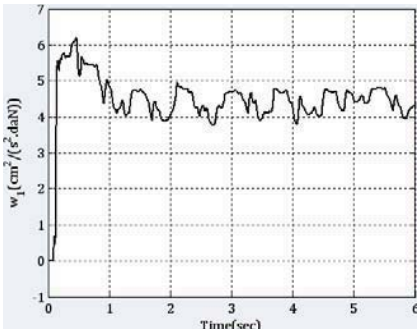
شکل ۷: فشارهای کنترلی در دو طرف هیدروموتور



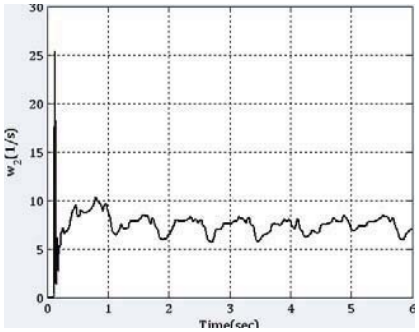
شکل ۸: فشار بار



نتایج شناسایی پارامترهای معادلات (۱۳) در شکل‌های (۹) تا (۱۳) نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود در همه موارد زمان شناسایی بسیار کم و در حدود ۱ ثانیه می‌باشد. این زمان به عنوان نمونه در مرجع [۶] حدود ۱۵ ثانیه گزارش شده است. با توجه به اینکه زمان شناسایی نشان داده شده در شکل‌های (۹) تا (۱۳)کوتاه می‌باشد (۶ ثانیه)، تغییرات خواص سیال مانند مدول بالک و چسبندگی روغن چندان قابل ملاحظه نبوده، لذا پارامترهای نشان داده شده در شکل‌ها نسبت به زمان، تقریبا ثابت هستند.



شکل ۹: نمودار شناسایی پارامتر w_1 بر حسب زمان

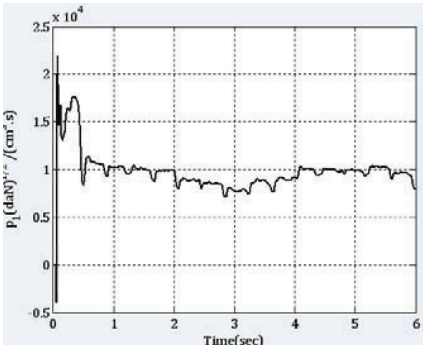


شکل ۱۰: نمودار شناسایی پارامتر w_2 بر حسب زمان

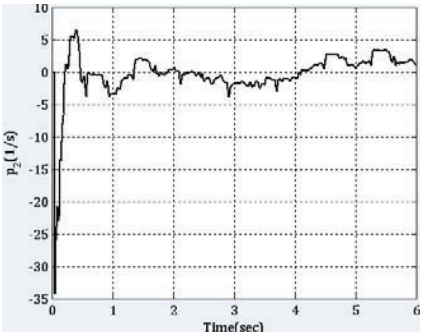
[1] Butterworth

www.SID.ir

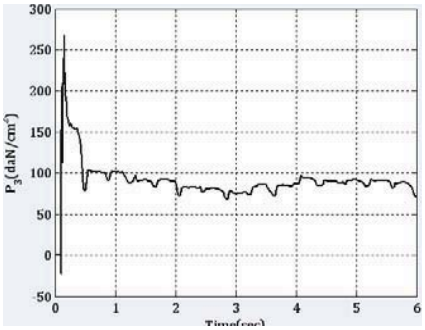
Archive of SID



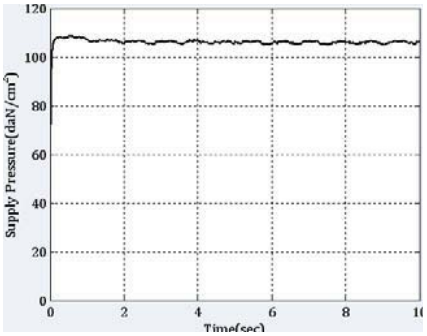
شکل ۱۱: نمودار شناسایی پارامتر p_1 بر حسب زمان



شکل ۱۲: نمودار شناسایی پارامتر p_2 بر حسب زمان



شکل ۱۳: نمودار شناسایی پارامتر p_3 بر حسب زمان



شکل ۱۴: فشار تغذیه p_s

با توجه به اینکه در این سیستم انباره بکار رفته است، انتظار می‌رود که فشار تغذیه در حین کارکرد سیستم تقریبا ثابت باشد. شکل (۱۴) این مطلب را تأیید می‌کند. با میانگین گرفتن از مقادیر پارامترهای حاصله در محدوده ۱ تا ۶ ثانیه نتایج زیر به دست می‌آیند:

$$w_1 = 4.2\ cm^2/(s^2.\ daN) \qquad w_2 = 7.1/s$$
$$p_1 = 9212.7\ (daN)^{1/2}/(cm^3.\ s) \qquad p_2 = 0.4/s$$
$$p_3 = 84.7\ daN/cm^2$$

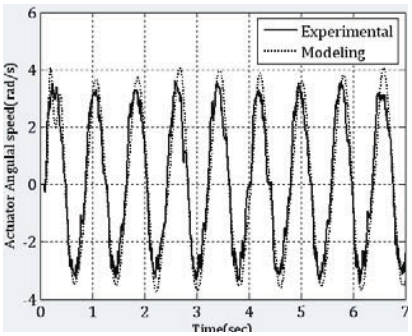
با استفاده از روابط (۱۱)، پارامترهای فیزیکی سیستم را می‌توان به دست آورد. در صورتی که پارامتر جابجایی حجمی عملگر هیدرولیکی را بر اساس داده‌های دفترچه راهنما آن برابر با $D_m = 6.5\ cm^3/rad$ و پارامترهای خواص فیزیکی روغن را برای روغن هیدرولیک استاندارد به صورت زیر در نظر بگیریم:

$$\rho = 8.7 * 10^{-7}\ daN.s^2/m^4$$
$$\beta = 1.1 * 10^4\ daN/cm^2$$

سایر پارامترهای روابط (۱۱) به شرح زیر به دست می آیند:

$$V_t = 1.69 * 10^3\ cm^3$$
$$C_d = 0.66$$
$$J_m = 1.55\ daN.s^2.cm$$
$$B_v = 11\ daN.s.cm$$
$$C_L = 0.03$$

با توجه با اینکه مقادیر حاصله اخیر در محدوده متعارف خود قرار دارند، می‌توان گفت که شناسایی مجموعه پارامترها به طور کلی با دقت مطلوبی صورت گرفته است. در شکل ۱۵ نمودار سرعت سیستم واقعی و سرعت حاصل از مدل‌سازی و شناسایی پارامترها نشان داده شده است. با دقت در شکل (۱۵) می‌توان گفت که مدل دینامیکی و الگوریتم شناسایی ارائه شده به طور کلی می‌تواند به نحو قابل قبولی رفتار سیستم را علیرغم وجود عدم قطعیت‌های ساختاری و اغتشاش بیان کند.



شکل ۱۵: نمودار سرعت سیستم واقعی و سرعت حاصل از مدل‌سازی و شناسایی پارامترها

۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله ابتدا یک مدل دینامیکی غیر خطی از سیستم سروهیدرولیک دورانی مورد نظر برای شیر سرو شامل موتور گشتاور،

www.SID.ir

Archive of SID

اسپول شیر، سیال عبوری از روزنه‌های شیر و هیدروموتور ارائه شده است. سپس پارامترهای ثابت شیر با استفاده از منحنی پاسخ فرکانسی ارائه شده توسط شرکت سازنده استخراج شده است. جهت شناسایی مقادیر لحظه‌ای پارامترهای متغیر با زمان سیستم، الگوریتم شناسایی تخمین حداقل مربعات زمان- پیوسته بکار گرفته شده است. همانطور که نتایج تجربی ارائه شده در بخش قبل نشان می‌دهد، زمان شناسایی پارامترها بسیار کوتاه و در حد یک ثانیه می‌باشد. با توجه به اینکه مقادیر V_t، C_d، C_L، B_v و J_m حاصله از پارامترهای شناسایی شده در محدوده متعارف خود قرار دارند، بعلاوه سرعت حاصله از مدل‌سازی و شناسایی با سرعت واقعی سیستم همخوانی بسیار خوبی دارد می‌توان گفت که مجموعه عملیات مدل‌سازی و شناسایی به طور کلی نسبتا خوب صورت پذیرفته است. در نهایت کارایی این مدل‌سازی و شناسایی صورت پذیرفته با مقایسه سرعت هیدروموتور حاصله از مدل و نیز سرعت واقعی اندازه‌گیری شده با اعمال ورودی یکسان به خوبی به اثبات رسیده است.

۶-تقدیر و تشکر

در اینجا لازم است از مسئولین محترم آزمایشگاه‌های عملگرها و واقعیت مجازی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی که در انجام این پژوهش مساعدت فراوانی داشته‌اند تقدیر و تشکر به عمل آید.

مراجع

[1] Merritt, H. E., *Hydraulic Control Systems*, John Wiley, 1967.

[2] Toufighi, M. H., Sadati, S. H., Dec. 2008, "Assessment and Analysis for the Role of Fluid Properties-Specially Bulk Modulus-on Control of Strategic Cruise Systems", *Second Cruise Systems Conference,* Iran, Tehran, In Persian,.

[3] Lim, T. J., 1997, "Pole placement control of an electro-hydraulic servo motor", *Int. Conf. Power Electron. Drive Syst.* .

[4] Chen H.-M., Renn J.-C., and Su J.-P., 2005, "Sliding mode control with varying boundary layers for an electro-hydraulic position servo system", *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, 26, 117–123.

[5] Hahn H., Piepenbrink A., and Leimbach K.-D., Aug. 1994, "Input/output linearization control of an electro servo-hydraulic actuator", *3rd IEEE Conf. Control Appl.,* Glasgow, U.K. .

[6] Kaddissi C., Kenn´e J-P. and Saad M. February 2007, "dentification and Real-Time Control of an Electrohydraulic Servo System Based on Nonlinear Backstepping" *IEEE/ASME Transactions On Mechatronics*.

[7] Karimi M., Najafi F., Sadati H. & Saadat M., 2007, "Application of a flexible structure artificial neural network on a servo-hydraulic rotary actuator", *Springer, Int J Adv Manuf Technol*. .

[8] Ayalew, B., July 2007, "Robustness to Friction Estimation for Nonlinear Position Control of an Electrohydraulic Actuator", *American Control Conference,* 100-105, New York.

[9] Jelali M., Schwarz H., October 1995, "Nonlinear Identification of Hydraulic Servo-Drive Systems", *IEEE Control Systems*.

[10] Bilodeau, G., Papadopoulo, E., 1997, "Development of a hydraulic manipulator servo actuator model: simulation and experimental validation", *IEEE International Conference on Robotics and Automation*.

[11] La Hera P. M., Mettin U., Westerberg S. and Shiriaev A. S., 2009, "Modeling and Control of Hydraulic Rotary Actuators used in Forestry", *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Japan.

[12] Tan H-S., Bradshaw T., June 1997, "MODEL Identification of an automotive hydraulic active suspention system", *American Control Conference*, New Mexico.

[13] Rajamani R., Hedrick J. K., MARCH 1995, "Adaptive Observers for Active Automotive Suspensions: Theory and Experiment", *IEEE Transaction on control systems technology*.

[14] Zhenghua G. Zhiyong D., 2008, "Intelligent Identification on Hydraulic Parameters of Ship Lock Based Generalized Genetic Algorithms", *International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation.*

[15] Acuna-Bravo W., Canuto E., Malan S., Colombo D., Forestello M. and Morselli R., 2009, "Fine and simplified dynamic modelling of complex hydraulic systems", *American Control Conference*, USA.

[16] Astrom K. J. and Wittenmark B., *Adaptive Control*, Reading, MA: Addison-Wesley, 1989.

www.SID.ir