



مدل سازی اثر شتاب خارجی بر شیر سروو الکتروهیدرولیک دو مرحله ای فلاپر - نازل

زهره خدایی¹، محمد زارعی نژاد^{2*}، سعید شیر ی قیداری³، کیوان باغستان⁴

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران

2- استادیار، پژوهشکده فن آوری های نو، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران

3- استادیار، مهندسی کامپیوتر و فن آوری اطلاعات، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران

4- دانشجوی دکترا، پژوهشکده فن آوری های نو، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران

* تهران، صندوق پستی 1591633311 mzare@aut.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 31 خرداد 1394

پذیرش: 25 مرداد 1394

ارائه در سایت: 08 مهر 1394

کلید واژگان:

شیر الکتروهیدرولیک

شیر فلاپر - نازل

شتاب خارجی

اصل دالامبر

چکیده

شیرهای الکتروهیدرولیک در کاربردهای مهندسی بسیار مورد استفاده قرار می گیرند. این شیرها به عنوان عضوی واسط، امکان استفاده از کنترل الکتریکی را برای سامانه های هیدرولیکی فراهم می آورند. این شیرها فرمان های الکتریکی را به فرمان های هیدرولیکی تبدیل می کنند. به دلیل عملکرد دقیق این شیرها، اغتشاش در اجزای شیر موجب اختلال در فرایند کنترل مجموعه می شود. شیرهای سروو الکتروهیدرولیک به وسیله شتاب محیطی بسیار تحت تأثیر قرار می گیرند. نمونه این اختلال در کاربردهای هوافضا دیده می شود. در یک شیر دومرحله ای فلاپر - نازل شتاب خارجی فشار سیال خروجی از نازل ها و همچنین موقعیت پایای فلاپر و اسپول را تحت تأثیر قرار می دهد. اثر شتاب بر معادلات دینامیک اجزای شیر به صورت یک نیروی مجازی خود را نشان می دهد. در نتیجه هنگامی که جریان الکتریکی اعمالی صفر است، اجزای شیر از وضعیت تعادل خود جابه جا شده و عملکرد نامطلوب شیر نتیجه می شود. در این پژوهش فشارهای تحریک اسپول به صورت غیر پایا مدل شده اند و اثر شتاب خارجی بر موقعیت اسپول و فلاپر در نظر گرفته شده است و در نهایت مدل به دست آمده با آزمون شیر سروو الکتروهیدرولیک در شتاب ثابت صحنه گذاری شده است.

Modeling the effects of the external acceleration on the two stage flapper-nozzle servo electrohydraulic valves

Zohreh Khodaei¹, Mohammad Zareinejad^{2*}, Saeed Shiry Ghidary³, Keivan Baghestan²

1- Mechanical Engineering Department, AmirKabir University of Technology, Tehran, Iran.

2- New Technologies Research Center, AmirKabir University of Technology, Tehran, Iran

3- The Computer and Information Technology Department, AmirKabir University of Technology, Tehran, Iran

* P.O.B. 1591633311, Tehran, Iran, mzare@aut.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 21 June 2015
Accepted 16 August 2015
Available Online 30 September 2015

Keywords:
Electrohydraulic Valve
Flapper- Nozzle Valve
D'Alembert Principle
External Acceleration

ABSTRACT

The electrohydraulic valves are commonly used in the engineering applications. These valves, as the medium elements, prepare the hydraulic systems for the electrical control applications. For the precise performance of these valves, disturbances in the valve elements dynamics will disturb the control process of the system. The electrohydraulic servo valves are greatly affected by the external acceleration, for instance in the aerospace applications. In a two stage flapper- nozzle electrohydraulic valve, the external acceleration changes the pressure of the fluid leaving the nozzles and affects the flapper and spool of the valve like a virtual force. Thus, when the applied current is zero, the acceleration diverts the spool of the valve from the equilibrium point, and unwanted performance in the valve occurs. In this study the pilot pressures of the spool are modeled in unsteady state condition. The effects of the acceleration on the flapper and the spool of the two stage electrohydraulic valve are investigated. At the end, the obtained model is verified by use of the experimental data.

1- مقدمه

سیستم های هیدرولیک به دلیل توان بالا با وجود حجم کم، در مقایسه با سیستم های الکتریکی، در کاربردهای مهندسی بسیار مورد توجه قرار می گیرند. از آنجا که سیال پرانرژی، وظیفه انتقال توان را در این مجموعه ها بر عهده دارد، علاوه بر انعطاف در انتقال توان، ذخیره سازی و بازیابی انرژی نیز به سادگی امکان پذیر است. مجموعه های الکتریکی در مقایسه با سامانه های هیدرولیکی سریع تر و ساده تر هستند و به کمک تجهیزات الکترونیکی مانند

ریزپردازنده ها و رایانه قابل کنترل هستند.

مجموعه های الکتروهیدرولیکی برای بهره گیری از مزایای هر دو سامانه هیدرولیکی و الکتریکی ایجاد شده اند، که شیرهای الکتروهیدرولیک به عنوان عضو واسط دو سامانه نقش ایفا می کنند. به وسیله اجزای الکتریکی تعبیه شده در این شیرها، فرمان های الکتریکی به خروجی هیدرولیکی تبدیل می شوند. به دلیل تفاوت ماهیت عوامل مؤثر بر اجزای الکتریکی و مکانیکی، اغتشاش های محیطی الکتریکی و مکانیکی، هر دو عملکرد شیر سروو

Please cite this article using:

Z. Khodaei, M. Zareinejad, S. Shiry Ghidary, K. Baghestan, Modeling the effects of the external acceleration on the two stage flapper- nozzle servo electrohydraulic valves, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 11, pp. 1-8, 2015 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

2- شرح دستگاه تولید شتاب جانب مرکز و مجموعه آزمون شتاب

وارد کردن شتاب بالا به شیر به سادگی امکان پذیر نیست، در صورتی که با ایجاد سرعت خطی متغیر حرکت شتاب دار تولید شود، طول مسیر حرکت شتاب دار بسیار طولانی خواهد شد. برای مثال برای داشتن شتابی به اندازه 10 برابر شتاب جاذبه زمین در مدت 60 ثانیه به میزی به طول 176580 متر نیاز است! پس برای اعمال شتاب به شیر روش های دیگری باید در نظر گرفته شود. روشی دیگری که برای ایجاد شتاب ثابت در نظر گرفته می شود، استفاده از شتاب جانب مرکز در حرکت دورانی است. در این حرکت شتاب وارد شده به جسم متناسب با طول بازوی دوران و مربع سرعت دورانی می باشد.

گرچه تولید شتاب به این روش ساده به نظر می رسد، ولی ایجاد حرکت دورانی در تعامل با سیستم الکترو هیدرولیک مورد آزمایش بزرگ ترین مشکل طراحی و ساخت مجموعه تولید شتاب محسوب می شود. روغن هیدرولیک و جریان الکتریسیته باید به روشی ایمن به میز دوار با سرعت بالا که شیر الکترو هیدرولیک بر روی آن نصب می شود انتقال یابد. در غیر این صورت در اثر چرخش میز سیم های انتقال الکتریسیته و خطوط انتقال سیال پرفشار بر هم تنیده شده و از هم گسیختگی مجموعه را به همراه خواهد داشت.

انتقال سیال هیدرولیک به روی میز دوار با وسیله به نام رابط دوار هیدرولیکی⁵ ممکن می شود. برای دستگاه تولید شتاب به رابط دوار هیدرولیکی با دو درگاه ورودی و خروجی احتیاج است. این عضو جریان هیدرولیک ثابت را به جریان هیدرولیک دوار تبدیل می کند. اتصالات الکتریکی نیز با قطعه ای به نام رابط لغزشی⁶ فراهم می شود. در این دستگاه از رابط لغزشی با پانزده اتصال دورانی استفاده شده است که امکان نصب حسگرهای مختلف را بر روی میز دوار فراهم می آورد. هم چنین برای راه اندازی شیر به جریان الکتریکی مناسب احتیاج است که این جریان الکتریکی نیز از طریق رابط لغزشی به شیر می رسد.

شکل 1 طرحواره مجموعه آزمون را نشان می دهد. شکل 2 جزئیات ساختمان دستگاه تولید شتاب را نشان می دهد. در شکل 3 چینش مدار هیدرولیکی مورد نیاز برای اجرای آزمون شتاب آمده است.

چرخش دستگاه تولید شتاب باعث وارد آمدن نیروی جانب مرکز به اجسام نصب شده بر روی آن می شود. به این ترتیب فاصله بیش تر از محور دوران به معنی شتاب اعمالی بیش تر است.

3- لزوم بررسی اثرات شتاب خارجی بر عملکرد شیر سروو الکترو هیدرولیک

به دلیل تنوع شیرهای سروو الکترو هیدرولیک، عملکرد و معادلات دینامیکی حاکم بر آنها نیز متعدد می باشد. در این مقاله، منظور از معادلات دینامیکی، معادلات منطبق بر شیر سروو الکترو هیدرولیک دو مرحله ای فلاپر - نازل می باشد. شکل 4 طرحواره این شیر را نشان می دهد.

بر اساس مدل سازی هایی که تاکنون برای شیرهای سروو الکترو هیدرولیک فلاپر - نازل صورت گرفته است، تنها عامل تغییر در وضعیت خروجی شیر جریان الکتریکی اعمال شده به آن است. جریان الکتریکی ورودی موتور گشتاوری است که در این بخش از شیر به جابه جایی فلاپر تبدیل می شود [6]. (رابطه های 1 و 2)

$$T - f_{\theta} \frac{d\theta}{dt} - K_T \theta - T_P - T_F = J \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (1)$$

$$T = K_i i_e + K_{\theta} \theta \quad (2)$$

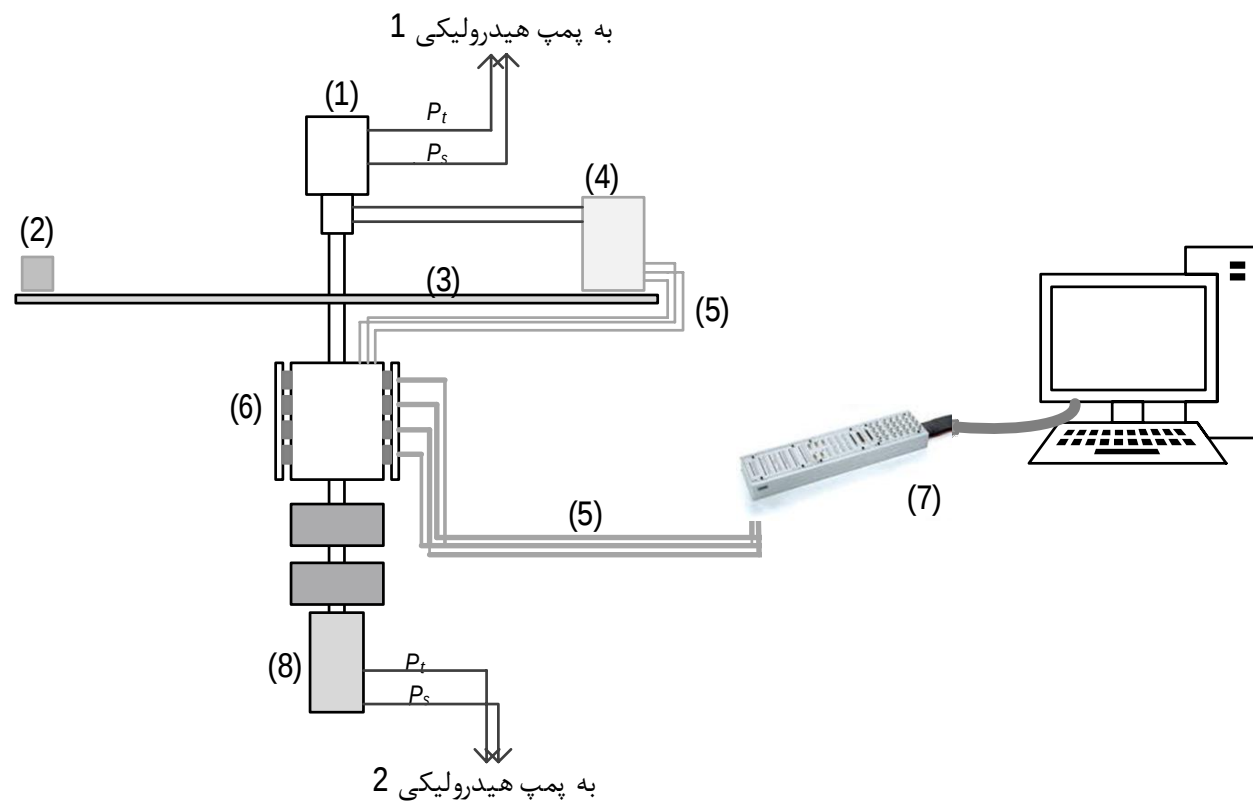
الکترو هیدرولیک را مختل می کنند. چرا که محرک های مکانیکی می توانند اجزای مکانیکی شیر را تغییر دهند، در حالی که بر فرمان های الکتریکی بی تأثیر هستند و برعکس. در این مقاله، اثرات شتاب خارجی بر عملکرد یک شیر سروو الکترو هیدرولیک دو مرحله ای فلاپر - نازل بررسی شده است و مدلی برای تخمین تغییر خروجی شیر در اثر شتاب خارجی ارائه شده است. شتاب خارجی فشار سیال هیدرولیک را بر اساس معادله برنولی تغییر می دهد. هم چنین دینامیک اجزای داخلی، تحت اثر نیروی مجازی ناشی از شتاب اعمالی به شیر تغییر خواهد کرد.

سامانه های الکترو هیدرولیکی که در ماهواره ها، هواپیماها و ... به کار می روند به طور مستقیم در مقابل شتاب جانب مرکز در مسیرهای منحنی قرار می گیرند. هم چنین شتاب پرتاب ماهواره برها برای رسیدن به ارتفاع مطلوب، بر اجزای داخلی این مجموعه ها اثر گذار است. این شتاب در بعضی از موشک ها به چندین برابر شتاب جاذبه زمین نیز می رسد. برای مثال به گزارش وبگاه ارتش کشور روسیه موشک بالستیک اسکندر¹ متعلق به این کشور، در حدود 60 m/s^2 شتاب می گیرد. [1] با افزایش سرعت پرتاب موشک ها و ماهواره برها شتاب وارد بر اجزای آنها افزایش می یابد. یافتن روشی برای تخمین اثرات شتاب بر عملکرد این مجموعه ها، و در نتیجه آن، یافتن راهکاری برای حذف اثرات نامطلوب شتاب خارجی بر مجموعه، نقش مهمی در بهبود عملکرد این سامانه ها دارد.

تاکنون پژوهش های بسیاری در زمینه مدل سازی سامانه های هیدرولیکی انجام شده است [2،3]. علاوه بر سامانه های هیدرولیکی، پژوهش های بسیاری نیز بر روی شیرهای سروو انجام شده است. مریت² [4] و والتر³ [5] رفتار دینامیکی شیرهای دو مرحله ای فلاپر - نازل را با خطی سازی معادلات حرکت فلاپر و اسپول حول نقطه تعادل آنها مدل کرده است. و شیرهای دو مرحله ای فلاپر - نازل [6،7] مورد توجه بوده اند، ولی اثر شتاب خارجی بر آنها بررسی نشده است. هی⁴ [8] اثر شتاب خارجی را بر روی فلاپر و اسپول در نظر گرفته است ولی اثر شتاب بر تغییر فشارهای تحریک اسپول در نظر گرفته نشده است. از آنجایی که کار هی بر مبنای مدل خطی شده از شیر فلاپر - نازل است، فشارهای تحریک همواره به اندازه مقدار تعادلی آن $P_s/2$ است و شتاب اثر خود را بر نیروی جت سیال بر روی فلاپر نشان می دهد. هم چنین به دلیل آن که سیال تراکم ناپذیر فرض شده است، اثر شتاب بر تغییر فشارهای تحریک دیده نشده است.

در این پژوهش، مدل شیر سروو الکترو هیدرولیک دو مرحله ای فلاپر - نازل بر اساس عملکرد اجزای شیر و ویژگی های فیزیکی مجموعه انجام شده است و از خطی سازی نیروهای غیر خطی پرهیز شده است. عوامل غیر خطی به طور عمده خود را دینامیک فشارهای تحریک نشان می دهند. هم چنین به دلیل اثر شتاب بر تغییر فشارهای تحریک شیر، تغییر فشارهای تحریک بر اساس تراکم پذیری سیال به مدل سازی افزوده شده است.

اثر شتاب خارجی بر هر یک از قسمت های شیر در نظر گرفته شده و مدل نهایی به کمک داده های آزمایشگاهی صحت گذاری شده است. برای صحت گذاری مدل شیر، دستگاه تولید شتاب جانب مرکز در پژوهشکده فن آوری های نو دانشگاه صنعتی امیرکبیر طراحی و ساخته شده است.



شکل 1 طرحواره مجموعه آزمون شتاب: 1- رابط دوار هیدرولیکی 2-وزنه تعادل 3- خطوط انتقال سیال هیدرولیک 4- شیر الکترو هیدرولیک 5- خطوط انتقال اطلاعات حسگرها 6- رابط لغزشی 7- واسطه دی اسپیس 8- موتور محرک دستگاه

گشتاور ناشی از جت سیال T_P و گشتاور فنر پسخوراند T_F به ترتیب در روابط 3 و 4 شرح داده شده است.

$$T_P = \frac{\pi}{4} d_f^2 (P_{S2} - P_{S1}) L_f \quad (3)$$

$$T_F = K_s (L_s \theta - x_s) L_s \quad (4)$$

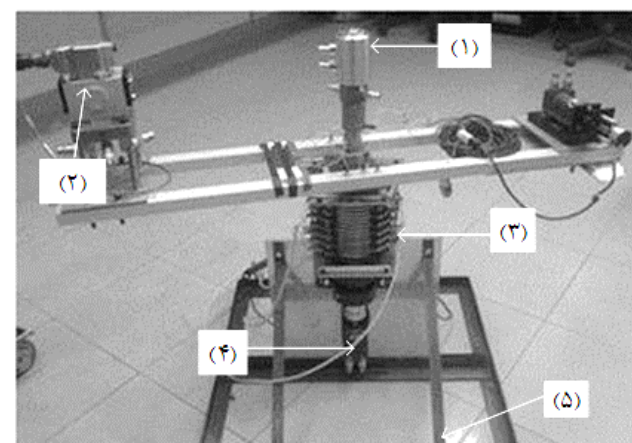
در صورتی که جریان الکتریکی وارده به شیر صفر باشد، گشتاور موتور گشتاوری نیز صفر بوده و تغییری در وضعیت فلاپر ایجاد نمی شود. گشتاورهای دیگر وارده به فلاپر نیز که با روابط (3) و (4) مشخص شده اند، نمی توانند جابه جایی قابل ملاحظه ای را در فلاپر ایجاد کنند. جمله $f_\theta d\theta/dt$ در رابطه (1)، بیان گر گشتاور اصطکاک تر روغن هیدرولیک بر روی فلاپر است. $K_T \theta$ گشتاور غلاف انعطاف پذیر را در معادله حرکت فلاپر وارد می کند. J ممان اینرسی قطبی اجزای دوار است که در معادله تعادل گشتاور جایگزین جرم در معادله تعادل نیرو است.

در شیر فلاپر - نازل، انحراف فلاپر از حالت عمودی باعث تغییر گشودگی مجرای عبور سیال در مقابل نازل ها می شود. وابسته به جهت انحراف فلاپر مجرای عبور سیال در یک سمت گشوده تر و در سمت دیگر تنگ تر خواهد شد. فاصله بین فلاپر و نازل ها بسیار کوچک است. (در حدود $30 \mu m$) در نتیجه با عبور سیال از نازل ها و تخلیه به منبع فشار آن افت می کند. در واقع ساختمان فلاپر در برابر نازل ها به گونه ای است که یک روزنه را در مسیر حرکت سیال ایجاد می کند که هندسه آن وابسته به زاویه فلاپر است. در نتیجه اگر از تراکم پذیری سیال صرف نظر شود و جریان سیال در محفظه تحریک پایا در نظر گرفته شود، [5] جابه جایی فلاپر بر نیروی سیال بر فلاپر اثرگذار است.

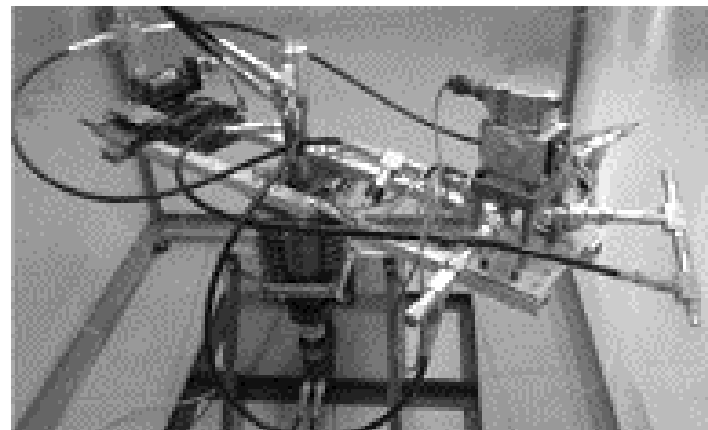
$$F_1 - F_2 = P_L A_N + 4\pi C_{df}^2 x_{f0}^2 P_L + 4\pi C_{df}^2 x_f^2 P_L - 8\pi C_{df}^2 x_{f0} P_s x_f \quad (5)$$

اگر جابه جایی فلاپر صفر باشد رابطه (5) برابر صفر می شود و نیروی وارد بر فلاپر و اسپول نیز صفر خواهد شد.

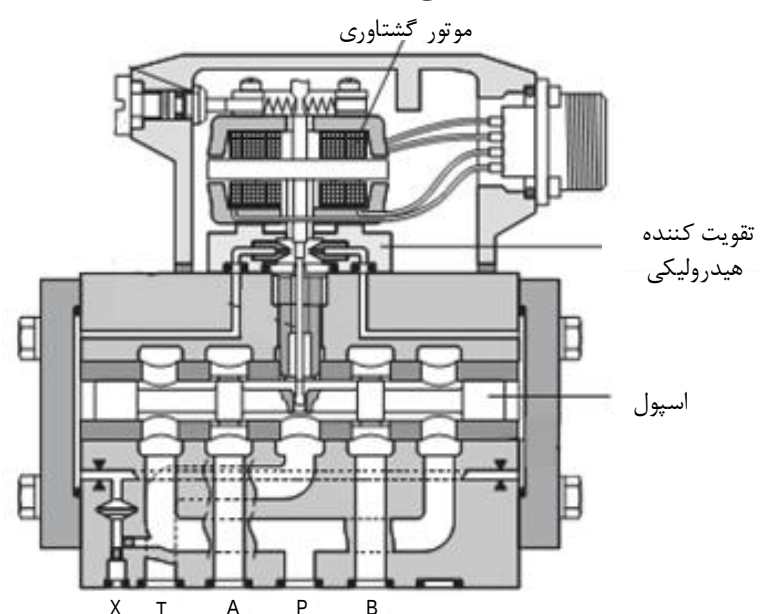
به این معنا که اگر جریان الکتریکی وارده به شیر صفر باشد، وضعیت جریان سیال خروجی از شیر و فشار درگاه های آن نباید دستخوش تغییر شوند. با این حال آزمون شیر سروو الکترو هیدرولیک فلاپر - نازل در شتاب نشان می دهد که تغییراتی در جریان خروجی شیر و فشار درگاه های شیر



شکل 2 اجزای دستگاه تولید شتاب: 1- رابط دوار هیدرولیکی 2- شیر الکترو هیدرولیک 3- رابط لغزشی 4- موتور محرک دستگاه 5- پایه نگهدارنده دستگاه



شکل 3 تجهیزات هیدرولیکی نصب شده بر روی دستگاه تولید شتاب



شکل 4 طرحواره یک شیر سروو فلاپر - نازل دومرحله ای [9]

گشتاوری تغییر می کند، در نتیجه فرمان الکتریکی به فشارهای تحریک اسپول تبدیل می شوند.

در یک مجموعه مکانیکی، شتاب خارجی اجزایی را که در راستای شتاب مقید نیستند، تحت تأثیر قرار می دهد. در نتیجه در شیر سروو الکتروهیدرولیک وقتی راستای شتاب با راستای جابه جایی فلاپر و اسپول یکسان است، مجموعه بیشترین تأثیر را از شتاب خارجی می گیرد. بنابراین بررسی ها برای این راستای شتاب صورت گرفته است. اثرات شتاب خارجی بر هر یک از اجزای ذکر شده در ادامه شرح داده خواهد شد.

4-1- اثر شتاب خارجی بر فلاپر و موتور گشتاوری

بخش دوار شیر الکتروهیدرولیک شامل موتور گشتاوری، فلاپر و فنر پس-خوراند می شود. وضعیت بخش دوار با توصیف زاویه فلاپر نسبت به موقعیت قائم مشخص می شود. (شکل 7) معادله دیفرانسیل توصیف حرکت فلاپر بر حسب نیروهای وارد بر آن به صورت رابطه (1) می باشد. جهت مثبت زاویه فلاپر و شتاب خارجی اعمالی در شکل 8 نمایش داده شده است. در این حالت شتاب خارجی به صورت نیروی مجازی در جهت مخالف شتاب خارجی به مرکز جرم اجزای دوار اعمال می شود. توجه به این نکته اهمیت دارد که از آن جایی که برای حرکت فلاپر معادله گشتاور نوشته شده است، شتاب خارجی باید به شکل شتاب زاویه ای در معادله قرار گیرد. در این حالت معادله دیفرانسیل فلاپر علاوه بر آن که از جریان الکتریکی وارده تأثیر می گیرد، از شتاب خارجی نیز اثر می گیرد. این معادله به وسیله رابطه (6) بیان شده است.

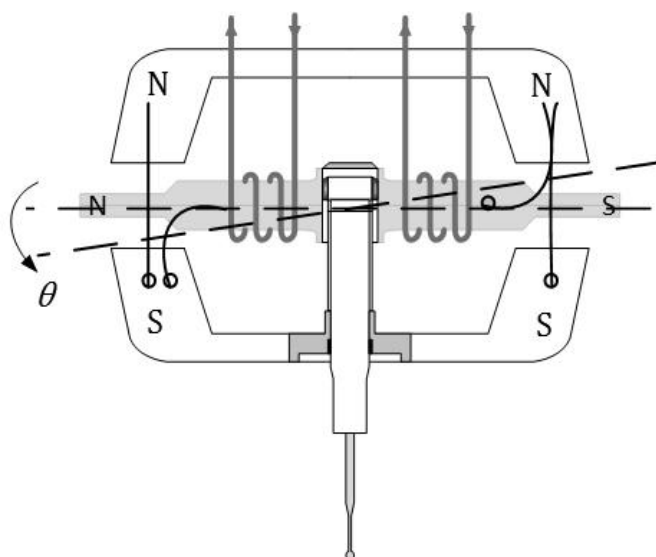
$$T - f_{\theta} \frac{d\theta}{dt} - K_T \theta - T_P - T_F - J \frac{a}{L_G} = J \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (6)$$

4-2- اثر شتاب خارجی بر دینامیک اسپول

شتاب خارجی که بر اسپول اعمال می شود یک نیروی مضاعفی را بر معادله دینامیک حرکت اسپول اضافه می کند که بر اساس اصل دالامبر (اصل نیروی مجازی) می باشد. در نتیجه این نیروی مجازی، معادله دیفرانسیل حرکت اسپول به صورت رابطه (7) تغییر می کند.

$$A_s(P_{p2} - P_{p1}) = m_s \frac{d^2x_s}{dt^2} + f_s \frac{dx_s}{dt} + F_j + F_s + m_s a \quad (7)$$

جمله $A_s(P_{p2} - P_{p1})$ در رابطه (7) بیان کننده نیروی وارد بر اسپول به وسیله فشارهای تحریک اسپول است. نیروی F_j نیروی وارد شده به اسپول در اثر تغییر تکانه سیال هنگام عبور از شیر است [10] و نیروی F_s در رابطه (7) نیروی اعمالی از طرف فنر پسخوراند بر اسپول است.



شکل 7 بخش دوار شیر الکتروهیدرولیک

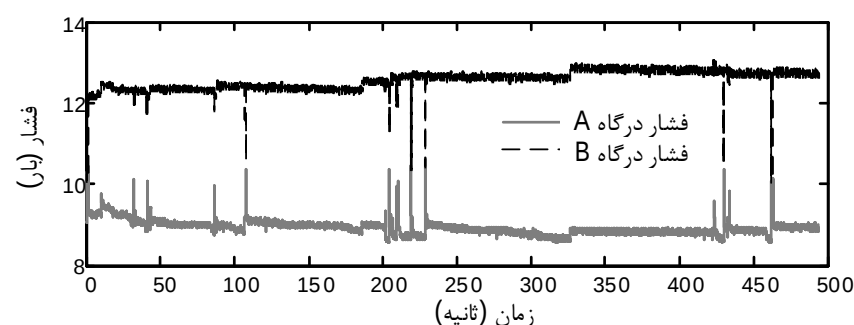
وابسته به شتاب رخ می دهد. این آزمون نشان می دهد که علاوه بر آن که جریان الکتریکی وارده به شیر به عنوان منشاء تغییر وضعیت شیر در نظر گرفته می شود، اثر عوامل محیطی مانند شتاب خارجی نیز باید مورد بررسی قرار گیرد.

شکل های 5 و 6 تغییر فشار درگاه های شیر را در برابر شتاب خارجی برای دو آزمون مختلف نشان می دهند.

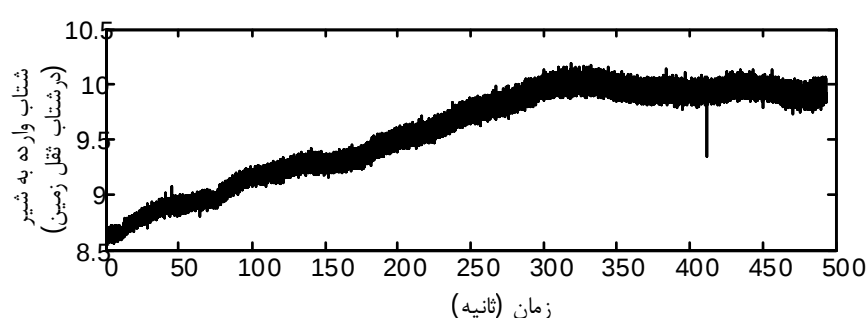
در نمودار شکل 5 همزمان با افزایش شتاب شیر، اختلاف فشار بین دو درگاه آن نیز افزایش یافته است. در نمودار شکل 6 با کاهش شتاب شیر از 10g به 7g، اختلاف فشار دو درگاه شیر از مقدار تقریبی 4bar به 1bar می رسد. اختلاف فشار ایجاد شده در دو درگاه شیر می تواند موجب انحراف عملکرد هیدرولیکی شود و موقعیت نامطلوبی را از نظر کنترل مجموعه به وجود آورد. بنابراین شناسایی و مدل سازی رفتار شیر سروو الکتروهیدرولیک در حضور شتاب خارجی اهمیت دارد.

4- اثرات شتاب خارجی بر معادلات دینامیکی شیر

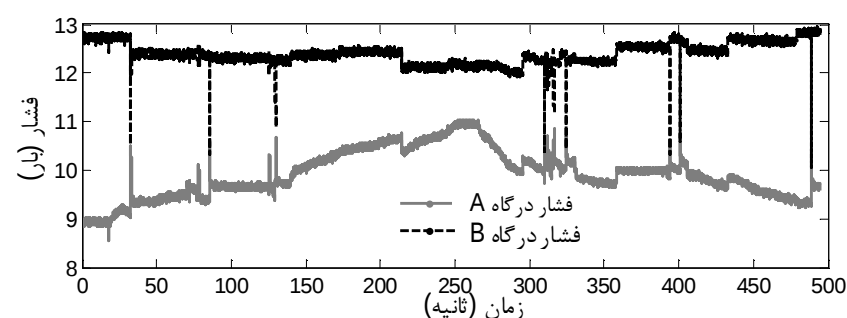
موتور گشتاوری، فرمان های الکتریکی را به حرکت مکانیکی تبدیل می کند. فاصله بین فلاپر و نازل در تقویت کننده هیدرولیکی با حرکت موتور



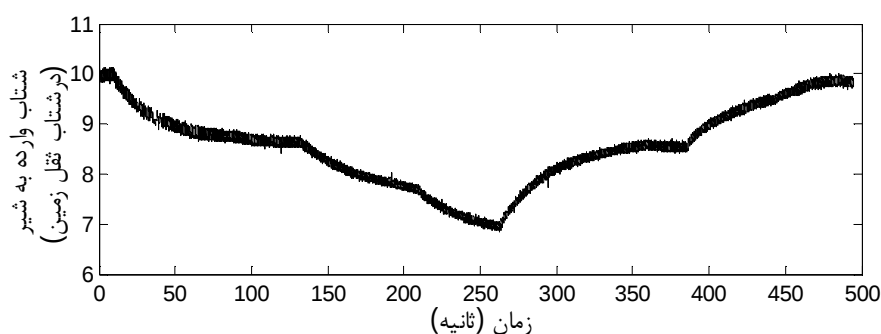
شکل 5- الف تغییر فشار درگاه های شیر در برابر شتاب خارجی



شکل 5- ب شتاب خارجی اعمال شده به شیر



شکل 6- الف تغییر فشار درگاه های شیر در برابر شتاب خارجی



شکل 6- ب شتاب خارجی اعمال شده به شیر

در اختیار دارد را محاسبه می کند. حرکت اسپول باعث کاهش این حجم در سمت مقابل اسپول و افزایش آن در سمت موافق حرکت اسپول شود. جریان سیال ورودی به محفظه تحریک از طریق روزنه تحریک وارد محفظه می شود و با عبارت $C\sqrt{P_s - P_{p1}}$ و $C\sqrt{P_s - P_{p2}}$ در دو سمت اسپول محاسبه می شود. بسته به جهت حرکت اسپول به جریان سیال ورودی مقداری روغن افزوده شده و یا از آن کم می شود. چون در حالت پایای حرکت اسپول، سرعت حرکت آن صفر می شود، عبارت $A_s dx_s/dt$ تغییر فشار تحریک اسپول را برای هر دو حالت پایا و غیر پایای شیر محاسبه می کند. پس از آن سیال هیدرولیک با گذر از مجرای نازل تحت تأثیر شتاب قرار می گیرد و از روزنه فلاپر - نازل به منبع تخلیه می شود. در صورتی که حجم سیال ورودی به محفظه بیش تر از حجم سیال خروجی از آن باشد، روغن متراکم شده و فشار آن افزایش می یابد و بر عکس.

مجموعه معادلات دیفرانسیل توصیف کننده رفتار هر جزء، عملکرد کلی شیر الکتروهیدرولیک را در حضور شتاب خارجی مشخص می کنند. مدل به دست آمده به کمک نرم افزار سیمولینک 2010 شبیه سازی و نتایج آن با داده های تجربی مقایسه شده است. به منظور شبیه سازی عملکرد شیر الکتروهیدرولیک، مقدار پارامترهای مؤثر در عملکرد شیر، به کمک روش های مختلف شناسایی به دست آمده و در شبیه سازی مدل ارائه شده به کار گرفته شده اند.

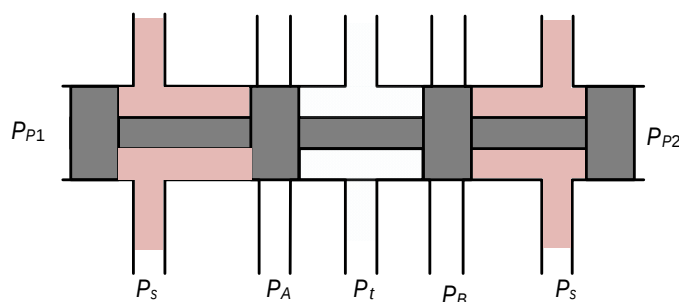
برای کم کردن اثر خطای شناسایی شیر، اطلاعات اخذ شده از حسگرها، مانند شتاب وارد بر شیر و فشارهای منبع و تغذیه، به عنوان ورودی به سامانه شبیه سازی وارد شده تا عملکرد مدل ارائه شده به صورت مستقل از عوامل خارجی بررسی شود و جابه جایی اسپول به عنوان خروجی شیر در نظر گرفته شده است.

اسپول کاملاً توسط بدنه شیر پوشیده شده است و امکان استفاده از حسگرهای موقعیت برای ثبت مقدار جابه جایی آن وجود ندارد. در این پژوهش، روشی برای اندازه گیری موقعیت اسپول به کمک حسگرهای فشار شیر طراحی شده است. وقتی درگاه های شیر هستند، سیال تغذیه ورودی به شیر لازم است برای رسیدن به درگاه منبع شیر، از مجرایی که به وسیله لقی بین اسپول و بدنه شیر ایجاد می شود، عبور کند. با معلوم بودن مقدار لقی و فشار درگاه های A و B شیر و اصل پایستگی حجم سیال می توان مقدار جابه جایی اسپول را محاسبه کرد. (روابط 11 و 12)

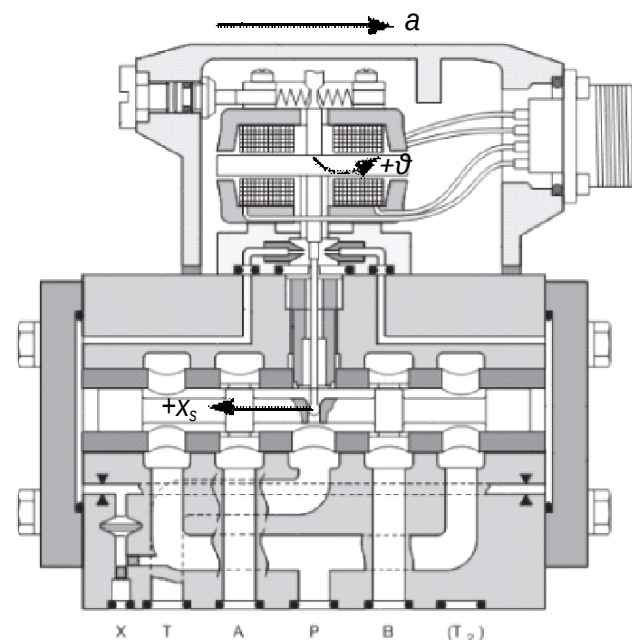
$$\begin{cases} w \cdot x_s \cdot \sqrt{P_s - P_B} = Cr_{Bt} \cdot \sqrt{P_B - P_T} \\ w \cdot x_s \cdot \sqrt{P_A - P_T} = Cr_{Ap} \cdot \sqrt{P_s - P_A} \end{cases}, P_A < P_B \quad (11)$$

$$\begin{cases} w \cdot x_s \cdot \sqrt{P_B - P_T} = Cr_{Bp} \cdot \sqrt{P_s - P_B} \\ w \cdot x_s \cdot \sqrt{P_s - P_A} = Cr_{At} \cdot \sqrt{P_A - P_T} \end{cases}, P_A > P_B \quad (12)$$

دو رابطه (11) و (12)، نحوه محاسبه جابه جایی اسپول را به کمک فشار درگاه های شیر بیان می کند. در این روابط Cr_{Bt} و Cr_{At} به ترتیب لقی اسپول از درگاه A و B تا درگاه منبع و Cr_{Bp} و Cr_{Ap} لقی اسپول از درگاه های A و B تا درگاه تغذیه هستند.



شکل 10 فشارهای تحریک در دو سمت اسپول



شکل 8 جهت جابه جایی پیش فرض فلاپر و اسپول

3-4- اثر شتاب خارجی بر فشارهای تحریک اسپول و نیروی جت سیال

شکل 9 یک تقویت کننده هیدرولیکی فلاپر - نازل را نشان می دهد. با توجه به ساختار شیر، فشارهای تحریک اسپول در اثر عبور سیال از دو روزنه متوالی ایجاد می شود. تغییر حجم سیال در عبور از این دو روزنه اساس تغییر فشار تحریک اسپول است. علاوه بر تغییر فشار تحریک به دلیل تغییر حجم سیال در محفظه تحریک، حرکت سیال در مجراهای هم راستا با شتاب خارجی، نیز باعث تغییر فشار سیال بر مبنای رابطه برنولی (8) می شود.

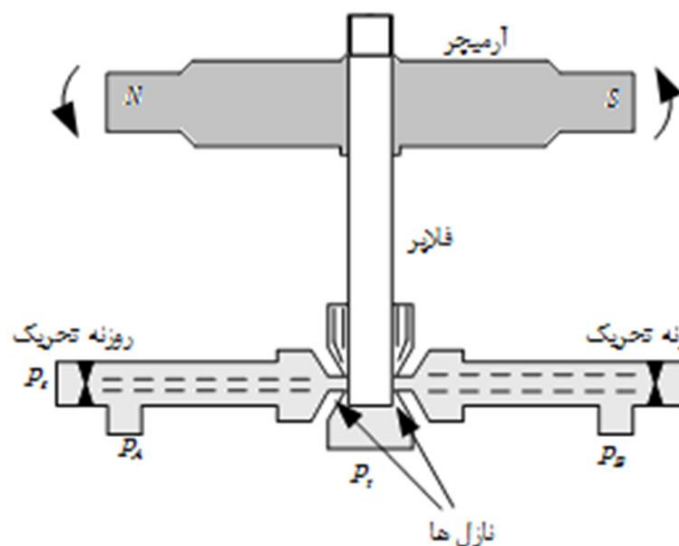
$$P_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 + \rho z_1 a = P_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 + \rho z_2 a \quad (8)$$

رابطه برنولی در حقیقت معادله تعادل انرژی است که مجموع انرژی سیال در هر نقطه از یک سامانه پایستار ثابت است. فشار و شتاب سیال انرژی پتانسیل آن هستند و سرعت جریان سیال انرژی جنبشی ذرات سیال را بیان می کند. با در نظر گرفتن عوامل مؤثر در تغییر فشارهای تحریک اسپول، معادله دیفرانسیل تغییر فشارهای تحریک برای دو سمت مقابل و موافق حرکت اسپول به صورت روابط (9) و (10) بیان می شود. (شکل 10)

$$\frac{dP_{p1}}{dt} = \frac{\beta}{iV - A_s x_s} \left(C\sqrt{P_s - P_{p1}} + A_s \frac{dx_s}{dt} - K(x_i - x_f) \right) \times \sqrt{P_{p1} - \rho a l_n - P_T} \quad (9)$$

$$\frac{dP_{p2}}{dt} = \frac{\beta}{iV + A_s x_s} \left(C\sqrt{P_s - P_{p2}} - A_s \frac{dx_s}{dt} - K(x_i + x_f) \right) \times \sqrt{P_{p2} + \rho a l_n - P_T} \quad (10)$$

تغییر فشارهای تحریک اسپول با فرض تراکم پذیری سیال هیدرولیک نوشته شده است. دو عبارت $iV + A_s x_s$ و $iV - A_s x_s$ حجمی که سیال تحریک

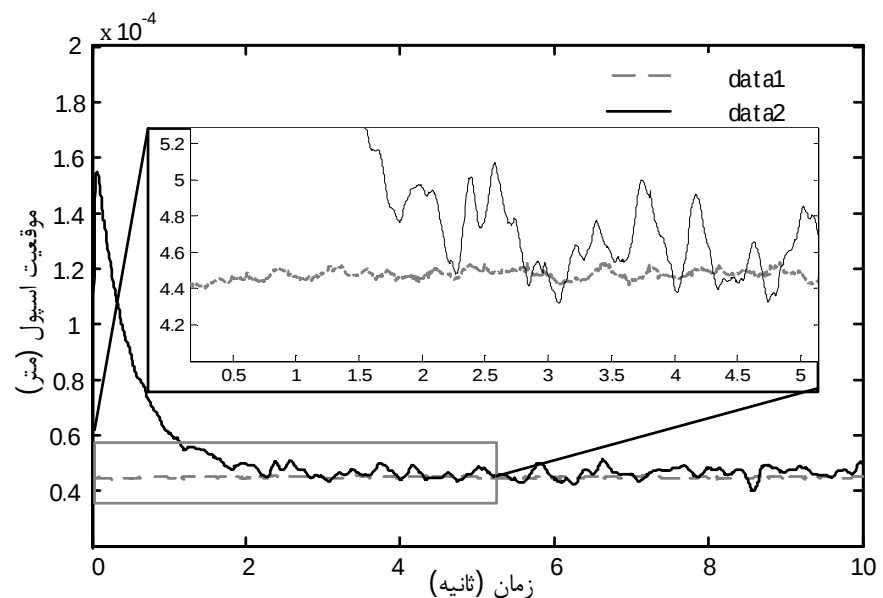


شکل 9 تقویت کننده هیدرولیکی فلاپر - نازل

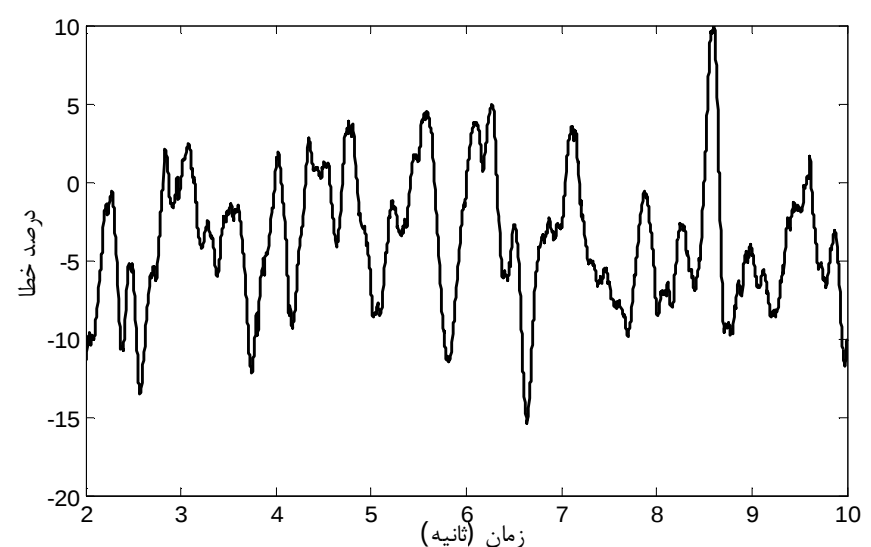
5- صحه گذاری مدل شیر با داده های تجربی

آزمون شیر الکتروهیدرولیک به کمک دستگاه تولید شتاب، برای شتاب های مختلف اعمال شده به شیر انجام گرفته است. مدل به دست آمده برای شیر، توصیف نسبتاً دقیقی را از رفتار شیر ارائه می دهد. در ادامه خروجی شبیه سازی مدل در کنار خروجی آزمون شیر برای شتاب های مختلف اعمال شده به سیستم رسم شده است. شکل 11 صحه گذاری مدل را در شتاب $g=88/29 \frac{m}{s^2}$ نشان می دهد.

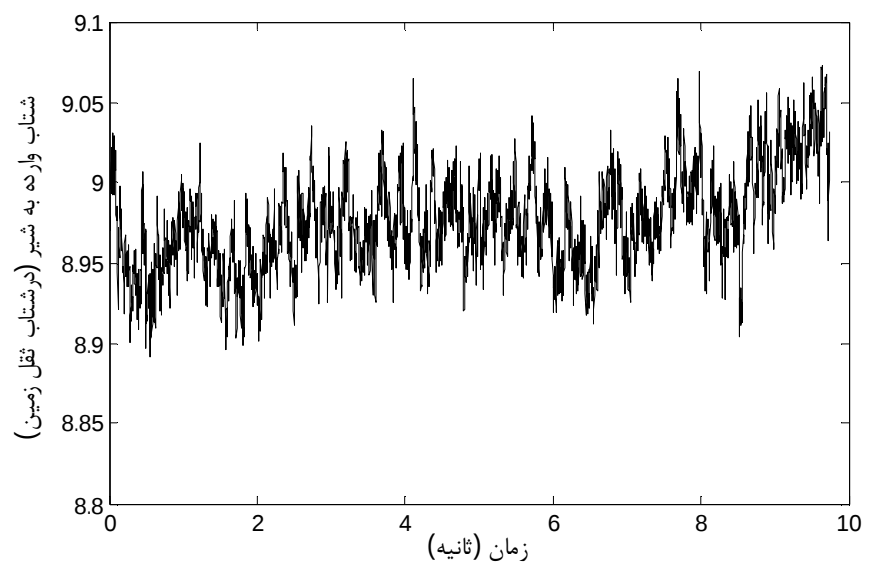
به دلیل آن که خروجی شیر در آزمون از ناحیه گذرا عبور کرده است و به وضعیت پایا رسیده است، ثانیه های اول شبیه سازی با داده اخذ شده از آزمون تفاوت دارد و این بخش ها در شبیه سازی معرف رفتار گذرای شیر در حضور شتاب هستند.



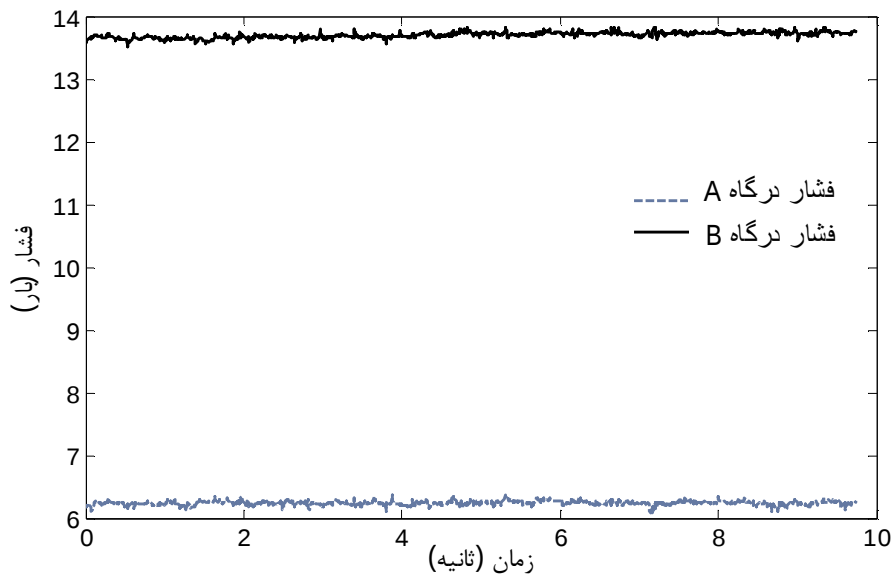
شکل 11- الف جابه جایی اسپول در دو حالت آزمون و شبیه سازی-شتاب وارده 9 برابر جاذبه زمین



شکل 11- ب درصد خطای تعیین موقعیت اسپول شتاب وارده 9 برابر جاذبه زمین



شکل 11- ج شتاب وارده به شیر



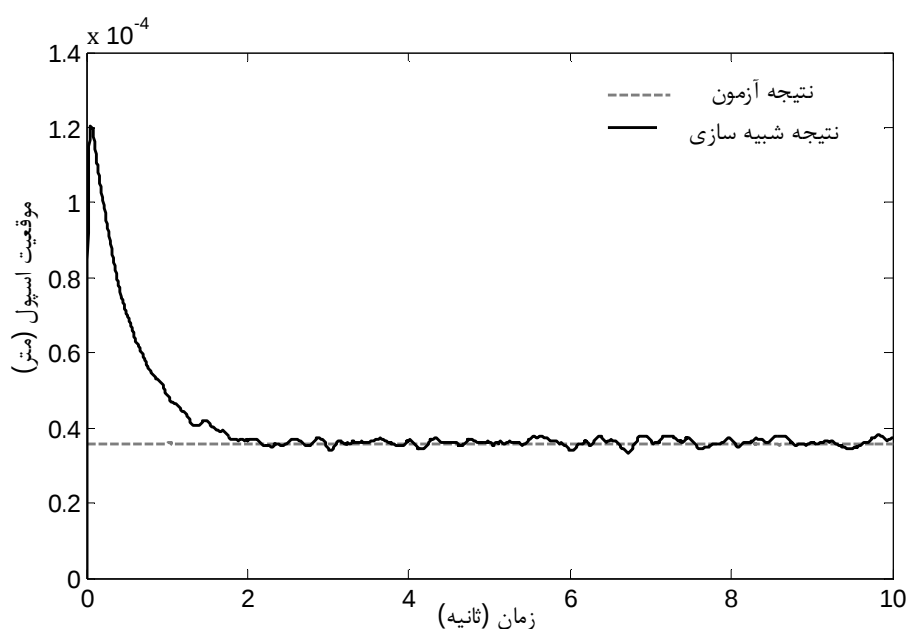
شکل 11- د اختلاف در فشار درگاه های شیر - شتاب وارده 9 برابر جاذبه زمین

بخش بزرگنمایی شکل 11- الف نشان می دهد که جابه جایی اسپول در دو حالت شبیه سازی و حاصل از آزمون دارای اغتشاش هستند. به دلیل آن که اطلاعات به دست آمده از حسگرها وارد روند شبیه سازی می شوند، اغتشاشی که بر اطلاعات حسگری اثر گذاشته است در روند محاسبه عددی موقعیت اسپول تقویت شده و با مقدار بیش تری در خروجی شبیه سازی ظاهر می شود.

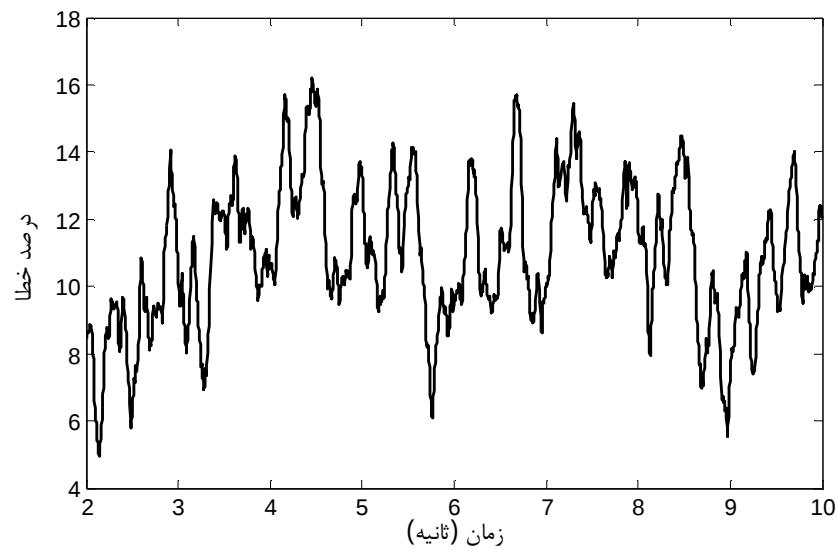
شکل 12 رفتار شیر را در آزمون و شبیه سازی در شتاب $g=7$ نشان می دهد. هم چنین رفتار شیر در آزمون عملی و شبیه سازی در شتاب $g=6$ در شکل 13 نمایش داده شده است.

با وجود آن که در آزمون شتاب جابه جایی اسپول بسیار ناچیز است، با این حال اختلاف فشار ایجاد شده بین دو درگاه آن قابل ملاحظه است. به این ترتیب که برای شتاب $g=10$ بیش از 20 bar اختلاف فشار ثبت شده است. این میزان اختلاف فشار برای آزمون شتاب $g=6$ به مقدار 3 bar می رسد.

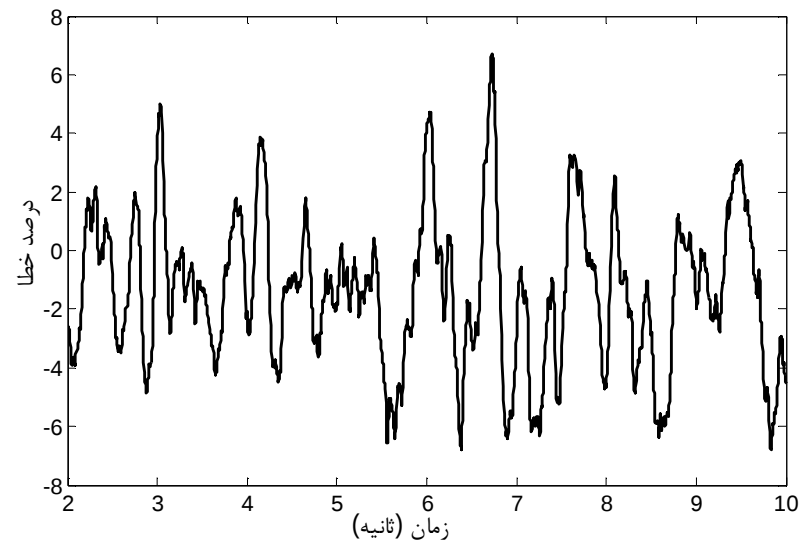
مقدار اثر شتاب خارجی بر اختلاف فشار درگاه های شیر قطعاً به ساختار هندسی شیر سروو، لقی ها و نواحی مرده آن بستگی دارد. اختلاف فشار زیاد ایجاد شده در شتاب $g=10$ به دلیل آن است که درگاه های شیر تحت این شتاب در آستانه گشودگی قرار دارند و فشار درگاه B به فشار تغذیه و فشار درگاه A به فشار منبع میل کرده اند.



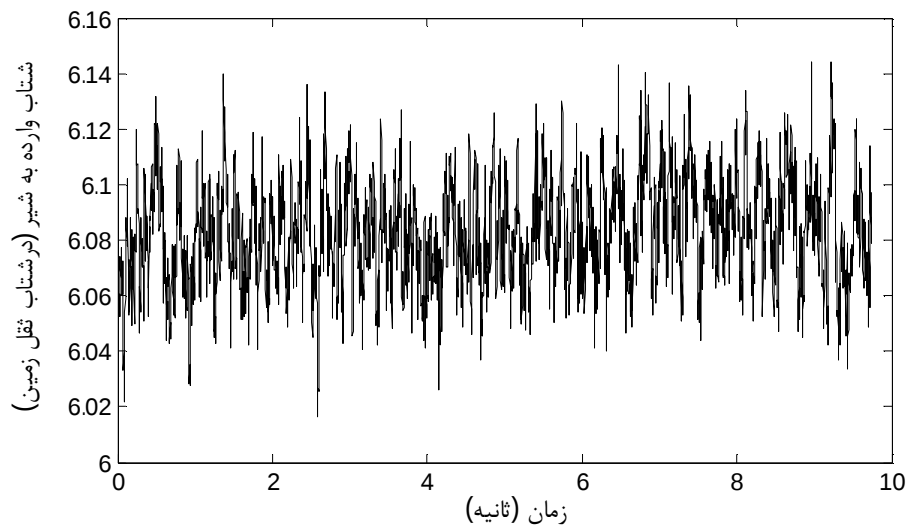
شکل 12- الف جابه جایی اسپول در دو حالت آزمون و شبیه سازی-شتاب وارده 7 برابر جاذبه زمین



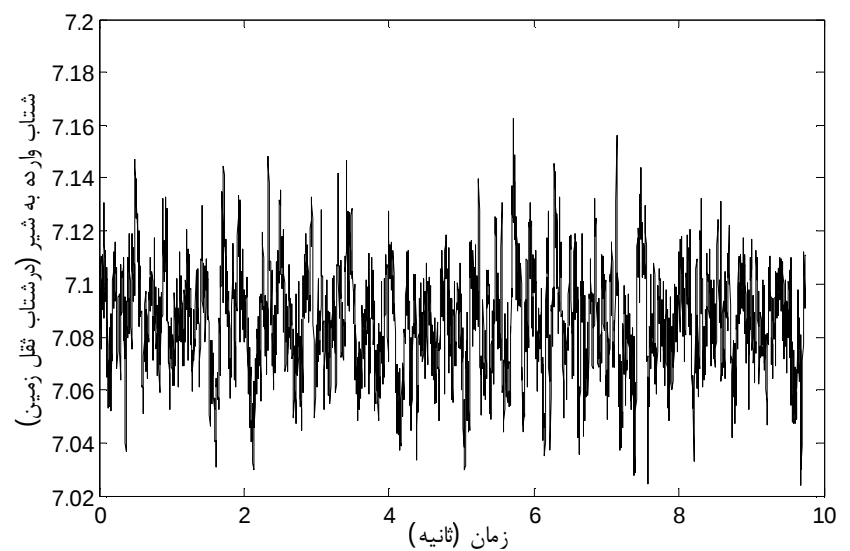
شکل 13- ب درصد خطای تعیین موقعیت اسپول-شتاب وارده 6 برابر جاذبه زمین



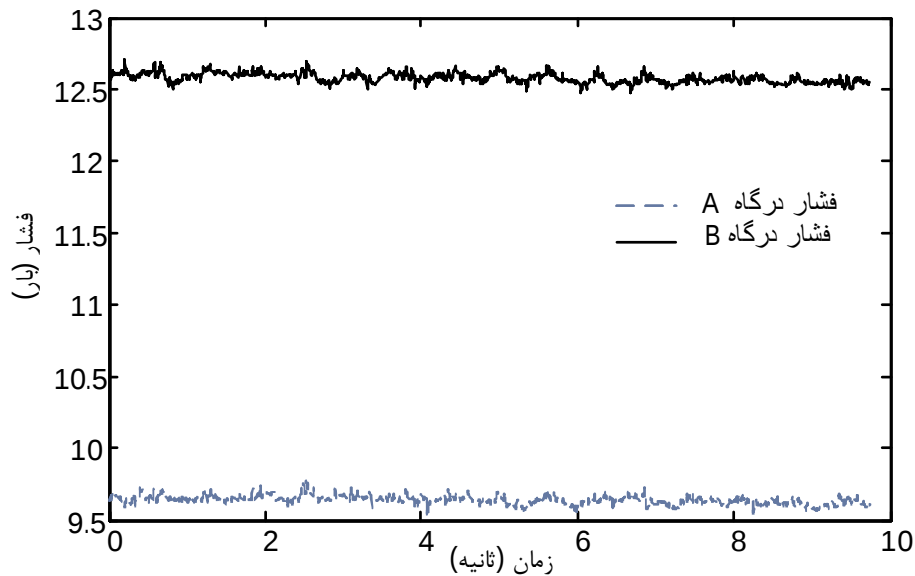
شکل 12- ب درصد خطای تعیین موقعیت اسپول -شتاب وارده 7 برابر جاذبه زمین



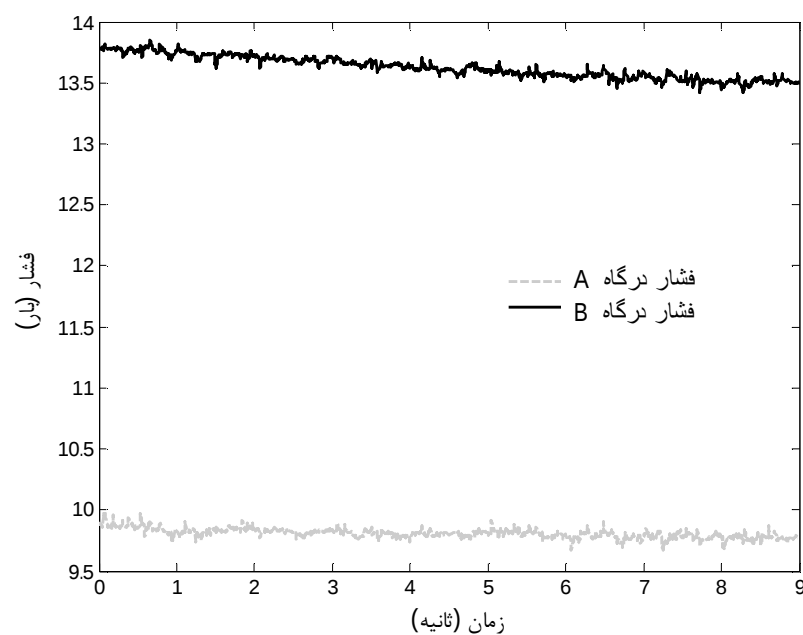
شکل 13- ج شتاب وارده به شیر



شکل 12- ج شتاب وارده به شیر



شکل 13- د اختلاف در فشار درگاه های شیر-شتاب وارده 6 برابر جاذبه زمین



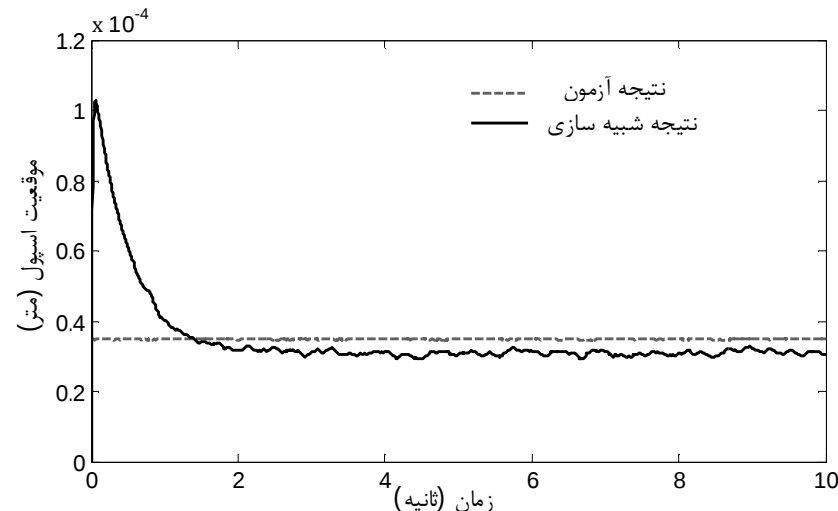
شکل 12- د اختلاف در فشار درگاه های شیر-شتاب وارده 7 برابر جاذبه زمین

6- نتیجه گیری

در این پژوهش مدل جدیدی برای توصیف رفتار شیر الکتروهیدرولیک در حضور شتاب ارائه شده است. پژوهش های گذشته برای مدل سازی شیرهای الکتروهیدرولیک [6,7] با صرف نظر از اثر شتاب خارجی انجام شده اند.

نمودارهای ارائه شده در بخش صحنه گذاری که رفتار شیر در دو حالت شبیه سازی و آزمون شتاب را نشان می دهند، بیان می کنند که مدل دینامیکی غیرخطی مبتنی بر رفتار اجزای شیر به خوبی عملکرد شیر را در شتاب توصیف می کند. این در حالی است که در پژوهش های پیشین [8] علاوه بر صرف نظر از تراکم پذیری سیال، مدل خطی برای توصیف رفتار شیر در شتاب ارائه شده است. مدل غیر خطی به خوبی نحوه تأثیر شتاب را بر هر یک از بخش های شیر، مشخص می کند.

به دلیل رسیدن شیر به حالت پایای خود در آزمون شتاب، در ثانیه های اولیه، شبیه سازی توصیف مناسبی از رفتار شیر را ارائه نمی دهد.



شکل 13- الف جابه جایی اسپول در دو حالت آزمون و شبیه سازی-شتاب وارده 6 برابر جاذبه زمین

بهبود شرایط هندسی شیر می تواند در بی اثر نمودن شتاب خارجی، مؤثر باشد.
به دلیل بالا رفتن اختلاف فشار بین درگاه های شیر، شتاب خارجی می تواند باعث تحریک ناخواسته عملگر هیدرولیکی شود. به همین دلیل لازم است رفتار شیر در حضور شتاب خارجی کنترل شود.

7- فهرست علائم

A_s	مساحت اسپول (m^2)
C	بهره فشار - جریان روزنه تحریک ($m^3/Pa^{1/2}$)
Cr_{Ap}	لقی اسپول از درگاه A تا تغذیه
Cr_{At}	لقی اسپول از درگاه A تا منبع
Cr_{Bp}	لقی اسپول از درگاه B تا تغذیه
Cr_{Bt}	لقی اسپول از درگاه B تا منبع
iV	حجم اولیه سیال محفظه تحریک (m^3)
J	ممان اینرسی قطبی موتور گشتاوری ($N.m.s^2$)
K	ضریب هندسی فلاپر - نازل ($m^2/Pa^{1/2}$)
K_T	سختی غلاف انعطاف پذیر (N/m)
K_s	سختی فنر پسخوراند (N/m)
L_f	طول فلاپر (m)
L_s	طول فنر فلاپر و فنر پسخوراند (m)
P_a	فشار درگاه A شیر (Pa)
P_b	فشار درگاه B شیر (Pa)
P_{p1}	فشار تحریک مقابل اسپول (Pa)
P_{p2}	فشار تحریک موافق اسپول (Pa)
P_s	فشار تغذیه شیر (Pa)
P_{s1}	فشار سکون جت سیال موافق فلاپر (Pa)
P_{s2}	فشار سکون جت سیال مقابل فلاپر (Pa)
P_T	فشار منبع شیر (Pa)
T	گشتاور موتور گشتاوری ($N.m$)
T_F	گشتاور فنر پسخوراند ($N.m$)
T_P	گشتاور جت سیال ($N.m$)
a	شتاب خارجی (m/s^2)

 d_f f_s f_θ l_n m_s w x_f x_i x_s

علائم یونانی

 β ρ θ

8- تقدیر و تشکر

نویسنده اول تشکر خود را از مسئول آزمایشگاه رباتیک پژوهشکده فن آوری - های نو، به دلیل همکاری سازنده ایشان در انجام آزمون شتاب شیر، اعلام می دارد.

9- مراجع

- [1] *Military Russia* 10 June 2015; , <http://militaryrussia.ru/blog/index-0-1.html>
- [2] K., Ziaei and N. Sepehri, Modeling and identification of electrohydraulic servos. *Mechatronics*, Vol. 10, No. 7, pp. 761-77, 2000.
- [3] W., Kemmetmüller, S. Müller, and A. Kugi, Mathematical modeling and nonlinear controller design for a novel electrohydraulic power-steering system. *Mechatronics*, IEEE/ASME Transactions on, Vol. 12, No. 1, pp. 85-9, 2007.
- [4] H.E., Merritt, *Hydraulic control systems*. 1967: John Wiley & Sons.
- [5] R.B., Walters, *Hydraulic and electric-hydraulic control systems*. Springer. 2000.
- [6] M.G., Rabie, *Fluid power engineering*. McGraw-Hill New York. 2009.
- [7] S.J., Lin, and A. Akers, A Dynamic Model of the Flapper-Nozzle Component of an Electrohydraulic Servovalve. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 111, No. 1, pp. 105-109. 1989.
- [8] Y.B., He, P.S.K. Chua, and G.H. Lim, Performance Analysis of a Two-Stage Electrohydraulic Servovalve in Centrifugal Force Field. *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 125, No. 1, pp. 166-170. 2003
- [9] Moog, *Servo Control Valves, in D631*; Accessed 10 June 2015; <http://www.moog.com/products/servo-valves-servo-proportional-valves/>
- [10] B.R., Munson, D.F. Young, and T.H. Okiishi, *Fundamentals of fluid mechanics*.: New York. 1990.