

ارزیابی تحلیلی عملکرد فیدبک فشار در کنترل عملگرهای هیدرولیکی به روش کلاسیک

تاریخ دریافت: ۱۴۰۱/۰۶/۲۰

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۲/۰۴/۱۴

سید علی ظهیری پور^۱

۱- استادیار دانشکده مهندسی برق و کامپیوتر، دانشگاه کاشان، کاشان، zahiripour@kashanu.ac.ir

چکیده

در این مقاله روشی تحلیلی برای تشخیص زمان نیاز به پسخور فشار در کنترل موقعیت پیستون عملگرهای هیدرولیکی و همچنین دستورالعملی برای طراحی سیستم کنترل این نوع عملگرها ارائه می‌شود. در این روش با در اختیار داشتن یک تابع تبدیل مناسب برای عملگر، اثر تغییر پارامترهای پسخور موقعیت و فشار بر محل قطب‌های سیستم حلقه بسته و در نتیجه پهنای باند و میرایی نسبی آن مورد بررسی قرار می‌گیرد. بر مبنای بررسی انجام شده، در وهله اول مواقع لزوم استفاده از پسخور فشار یا عدم نیاز به آن مشخص می‌شود و در وهله دوم دستورالعملی برای طراحی پسخور فشار در مواقع لزوم استفاده از آن، ارائه می‌شود. با ارائه این روش تحلیلی، اولاً در هزینه تهیه سنسورهای فشار، جانمایی و نصب آن‌ها صرفه جویی می‌شود و ثانیاً دستورالعمل مشخصی برای طراحی پسخور فشار در مواقع ضرورت استفاده از آن استخراج می‌شود. در انتها، با شبیه‌سازی سه عملگر نمونه در شرایط متفاوت، صحت روش تشخیص و طراحی ارائه شده در کنترل این نوع عملگرها مورد ارزیابی قرار می‌گیرد.

واژه‌های کلیدی: پسخور فشار، عملگر هیدرولیکی، میرایی نسبی، پهنای باند، مکان هندسی ریشه‌ها

Analytical evaluation of the pressure feedback performance in control of the hydraulic actuators by classical method

Seyed Ali Zahiripour¹

1 Assistant Professor, Electrical and Computer Engineering Department, University of Kashan, Kashan

Abstract

In this research,

In this article, an analytical method for detecting the need for pressure feedback is introduced in controlling the position of the hydraulic actuator's piston. The geometric location of the roots is used to do this. In this method, with the appropriate conversion function for the actuator, the effect of changing the position and pressure feedback parameters on the location of the close loop system poles and thus its bandwidth and relative damping is examined and based on it. First, the use of pressure feedback or no need for it is specified, and in the second, a guideline for designing pressure feedback is provided when necessary. By presenting this analytical method, it is first saved at the costs of preparing pressure sensors, locating and installing them, as well as pressure feedback parameters in unnecessary times, and secondly, a specified instruction for the design of the pressure feedback on times of use is extracted from it. Finally, by introducing and simulating three samples with dynamic characteristics and different conditions, the accuracy of the diagnosis and design method presented to control these types of operators is described.

Keywords: pressure feedback, hydraulic actuator, relative damping, bandwidth, geometric location of the roots

۱۶۳

سال ۱۲ - شماره ۲

پاییز و زمستان ۱۴۰۲

نشریه علمی

دانش و فناوری هوا فضا



عملگرهای هیدرولیکی نقش مهمی در صنایع مختلف مانند هوافضا، نظامی و وسایل نقلیه دارند و از آن‌ها برای به حرکت در آوردن یک بار که عمدتاً اینرسی است استفاده می‌شود. در مهندسی هوافضا گشتاور مورد نیاز برای کنترل وضعیت هواپیما، موشک، ماهواره و ... به وسیله عملگرهای هیدرولیک تأمین می‌شود. به طور معمول در کنترل موقعیت عملگرهای هیدرولیک، از موقعیت پیستون فیدبک گرفته می‌شود. در این سیستم کنترل، گاهی از پسخور فشار نیز استفاده شده است. موضوع استفاده از پسخور فشار در کنترل عملگرهای هیدرولیکی موضوع جدیدی نیست و مرجع [۱] یکی از پیشگامان این حوزه به شمار می‌رود. این موضوع، مورد توجه بسیاری از محققین بوده است و معمولاً برای بهبود عملکرد این نوع عملگرها استفاده از پسخور فشار گره‌گشا بوده است [۵-۱].

در مرجع [۱]، یکی از مهم‌ترین مواردی که باید در طراحی عملگرهای هیدرولیک مد نظر قرار گیرد، برقراری مصالحه‌ای بین میرایی بالا در برابر یک تغییر فشار یا ضربه ناگهانی و میزان توانی که برای رسیدن به سرعت‌های بالاتر باید در دسترس باشد، عنوان شده است. در این مرجع، اشاره شده که ممکن است طراحی عملگر هیدرولیک به گونه‌ای باشد که میرایی نسبی آن بسیار کم باشد و برای از بین بردن این مشکل، دو راهکار ارائه داده است. راه حل اولیه ایجاد اصطکاک بیشتر برای حرکت عملگر و یا ایجاد نشتی بیشتر است. راه حل دوم، فیدبک گرفتن از مشتقات مرتبه بالاتر موقعیت عنوان شده است. در این مرجع نشان داده شده است که استفاده از

پسخور سرعت، بهبودی در میرایی سیستم ایجاد نمی‌کند، ولی استفاده از پسخور شتاب، در افزایش میرایی مؤثر است. در مرجع [۱] و غالب مقالات مرتبط با پسخور فشار، از این‌گونه روش‌ها که به صورت نرم‌افزاری و در قالب اصلاح قانون کنترل، میرایی عملگر را افزایش می‌دهند به عنوان روش‌های فعال افزایش میرایی نام برده می‌شود. در مرجع [۲]، کاربرد پسخور فشار در تنظیم میرایی عملگرهای هیدرولیکی یک بیل مکانیکی مورد توجه قرار گرفته است. در این مرجع، برای افزایش میرایی سیستم، یک بار از پسخور نیرو و یک بار از پسخور فشار استفاده شده است. طبیعتاً سنسورهای فشار به جهت آن-که ارزان‌قیمت‌تر هستند، گزینه مناسب‌تری به شمار می‌روند. استفاده از پسخور نیرو، پیرو آن‌چه در مرجع [۱] گفته شد، مؤید این موضوع است که لزوماً نباید از پسخور فشار استفاده کرد؛ بلکه راه‌کار افزایش میرایی، استفاده از مشتقات زمانی مرتبه بالاتر موقعیت اعم از شتاب، فشار، نیرو و یا ترکیباتی از آن‌هاست. این متغیرها کمیت‌هایی مشابه با یکدیگر هستند. مرجع [۳]، ملاحظات و چگونگی استفاده عملی از پسخور فشار و فن‌آوری‌های مرتبط با میرایی فعال برای وسایل نقلیه را مورد بررسی قرار داده است. در مرجع [۴] که هدف آن مقایسه انواع کنترل‌کننده‌ها برای یک عملگر هیدرولیکی است، ابتدا با این پیش‌فرض که عملگر، میرایی ذاتی ضعیفی دارد از یک حلقه پسخور فشار استفاده کرده است. در همین‌جا اهمیت مبحث نیازسنجی پسخور فشار به صورت تحلیلی، مشخص می‌شود. در مرجع [۵]، به کاربرد پسخور فشار در ماشین‌های حفر معدن اشاره شده است. به دلیل آن‌که این ماشین‌ها در طول کار، در معرض ارتعاشات



سنگین قرار می‌گیرند برای افزایش میرایی عملگرهای هیدرولیک آن‌ها از پسخور فشار استفاده شده و نتایج شبیه‌سازی در آن مؤید بهبود میرایی و کاهش نوسانات عملگر در مواجهه با بارهای ناگهانی است. در مرجع [۶]، برای افزایش میرایی عملگر هیدرولیک راهکارهایی مثل استفاده از یک روزنه خروجی در شیر یا استفاده از یک سیستم فشار ثابت، ارائه شده است. روش‌هایی از این دست که با تغییر ساختار عملگر و به صورت سخت‌افزاری میرایی سیستم را افزایش می‌دهند به عنوان روش‌های غیرفعال افزایش میرایی نام برده می‌شوند [۷-۸]. این‌گونه روش‌ها موسوم به روش‌های اتلاف انرژی هستند و معایب زیادی از جمله کاهش بهره فرکانس پایین عملگر و افزایش میزان غیرخطیت سیستم ایجاد می‌کنند.

در مراجع بررسی شده مرتبط با میرایی فعال، علت بهبود میرایی از طریق پسخور فشار تشریح نشده و لذا روش تحلیلی معینی نیز برای تشخیص مواقع لزوم و یا عدم لزوم استفاده از پسخور فشار وجود ندارد. طبیعتاً اگر روشی تحلیلی برای تشخیص این موضوع ارائه شود صرفه‌جویی مناسبی در هزینه‌های مربوط به تهیه، جانمایی و نصب سنسورهای فشار انجام خواهد شد که یکی از اهداف این مقاله است. ضمن آن‌که در این مقاله به عنوان یک نوآوری دیگر، با بهره‌گیری از تحلیل انجام شده، دستورالعمل مشخص و هدفمندی نیز برای طراحی پسخور فشار در مواقع لزوم استفاده از آن ارائه خواهد شد.

بررسی پژوهش‌های مرتبط با حوزه فیدبک فشار، نشان می‌دهد که روش‌های میرایی فعال را می‌توان به دو دسته کلاسیک و مدرن تقسیم-

بندی کرد. اگرچه بعضی از پژوهش‌ها به معرفی تعدادی از روش‌های مدرن در این حوزه پرداخته و نتایج مطلوبی نیز به دست آورده‌اند [۹-۱۱]، در این مقاله به دلیل پیچیدگی این روش‌ها در قیاس با کنترل کلاسیک و همچنین کاربرد خاص روش‌های مدرن نسبت به عمومیت روش‌های کلاسیک، طراحی سیستم کنترل با بهره‌گیری از مدل تابع تبدیل و روش کلاسیک انجام گرفته است.

سامان‌دهی بخش‌های مختلف این مقاله به صورت زیر است:

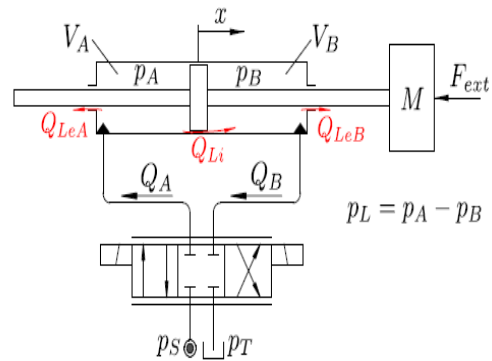
در بخش دوم این مقاله مدل تابع تبدیل عملگر هیدرولیک با سیلندر متقارن به همراه نمودار بلوکی آن معرفی می‌شود. در بخش سوم، چگونگی بررسی اثر پسخور موقعیت و فشار با استفاده از روش مکان هندسی تشریح شده و در بخش بعد، این اثرات روی عملکرد سیستم حلقه- بسته بررسی و تحلیل می‌شود. در بخش پنجم، دستورالعمل طراحی سیستم کنترل این نوع عملگرها با توجه به تحلیل‌های انجام شده در دو بخش قبل ارائه می‌شود و در بخش پایانی، از این دستورالعمل در کنترل چند نمونه عملگر با شرایط متفاوت استفاده می‌شود تا صحت آن مورد ارزیابی قرار گیرد.

۲. مدل تابع تبدیل عملگر هیدرولیک

مدل سازی رفتار دینامیکی عملگرهای هیدرولیکی در مراجع متعدد و معتبری [۱۲-۱۴] به طور کامل انجام گرفته است. تئوری این مقاله بر اساس یک سیستم سرووی استاندارد، شامل



یک شیر سروو، سیلندر متقارن و یک بار اینرسی ساده [۱۵]، مطابق شکل ۱ بیان می‌شود.



شکل ۱. عملگر سروو مورد نظر

دینامیک فشار در دو محفظه سیلندر با معادلات زیر قابل توصیف است:

$$\dot{p}_A = \frac{\beta}{V_A} (Q_A - A_A v - C_{Li} p_L - C_{Le} p_A) \quad (2)$$

$$\dot{p}_B = \frac{\beta}{V_B} (A_B v - Q_B + C_{Li} p_L - C_{Le} p_B) \quad (3)$$

$$p_L = p_A - p_B$$

که در آن β ضریب بالک مؤثر فشار در هر محفظه، v سرعت پیستون، A_i, V_i, Q_i و p_i به ترتیب حجم، سطح مقطع، دبی و فشار سیال محفظه i و C_{Li} و C_{Le} به ترتیب، ضریب نشتی داخلی و خارجی هستند و p_L فشار بار است. همچنین

$$q_L = \frac{Q_A + Q_B}{2} \quad (4)$$

که در آن q_L دبی بار است. با استفاده از رابطه مربوط به فشار بار و تقارن سیلندر یعنی $A_A = A_B$ ، دینامیک حرکت پیستون با استفاده از قانون نیوتن به صورت زیر قابل بیان است:

$$M\dot{v} = p_L A_A - Bv - F_{ext} \quad (5)$$

که در آن M جرم پیستون، B ضریب میرایی حرکت پیستون و F_{ext} برآیند هرگونه نیرو و اغتشاش خارجی، مانند نیروی بار است. از طرفی دبی بار به صورت خطی و تقریبی از رابطه زیر قابل بیان است:

$$q_L = K_q u - K_{qp} p_L \quad (6)$$

که در آن u جریان نرمالیزه شیر (ورودی کنترل) و K_q و K_{qp} مقادیر ثابت هستند.

تذکر: رابطه (۶) در واقع به صورت زیر است:

$$q_L = K_q x_v - K_{qp} p_L \quad (7)$$

که در آن x_v میزان بازشدگی نرمالیزه شیر سروو است. با توجه به دینامیک سریع شیر سروو می‌توان در تحلیل و طراحی از دینامیک شیر صرف نظر کرد. در این شرایط $x_v \approx u$ و لذا رابطه (۶) به صورت تقریبی، قابل قبول است [۱۶].

با بازنویسی معادلات دینامیکی مربوط به فشار سیال دو طرف سیلندر و همچنین حرکت پیستون در حوزه فرکانس خواهیم داشت:

$$p_A s = \frac{\beta}{V_A} (Q_A - A_A v - C_{Li} p_L - C_{Le} p_A) \quad (8)$$

$$p_B s = \frac{\beta}{V_B} (A_B v - Q_B + C_{Li} p_L - C_{Le} p_B) \quad (9)$$

$$p_L = \frac{4\beta}{V_S} (q_L - A_A v - C_L p_L) \quad (10)$$

$$M s v = p_L A_A - B v - F_{ext} \quad (11)$$

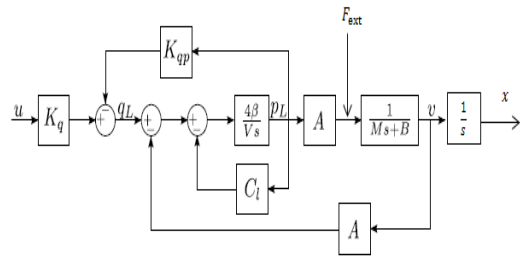
$$M s v = p_L A_A - B v - F_{ext} \quad (12)$$

که در آن

$$V = V_A + V_B, \quad C_L = \frac{C_{Li} + C_{Le}}{2} \quad (12)$$

معادلات (۷) تا (۱۱) در قالب یک نمودار بلوکی به صورت زیر قابل نمایش است.





شکل ۲- نمودار بلوکی سروو سیستم استاندارد

با توجه به نمودار بلوکی فوق، تابع تبدیل این عملگر یعنی نسبت موقعیت پیستون به جریان کنترلی به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\frac{x}{u} = \frac{K\omega_n^2}{s(s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)} \quad (13)$$

که در آن x موقعیت پیستون و u جریان کنترلی شیر است و

$$K = \frac{K_q A}{BK_L + A^2} \quad (14)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{1}{MC} (BK_L + A^2)} \quad (15)$$

$$\zeta = \frac{CB + MK_L}{2\sqrt{CM(BK_L + A^2)}} \quad (16)$$

در روابط فوق

$$K_L = C_L + K_{qp}, \quad C = \frac{4V}{\beta} \quad (17)$$

$$A = A_A = A_B$$

۳. نحوه بررسی اثر پسخور موقعیت و فشار

با استفاده از روش مکان هندسی ریشه‌ها

در این بخش چگونگی بررسی اثر پسخور موقعیت و فشار با استفاده از روش مکان هندسی در دو حالت

الف) انجام آزمایش و اندازه‌گیری پارامتر B در

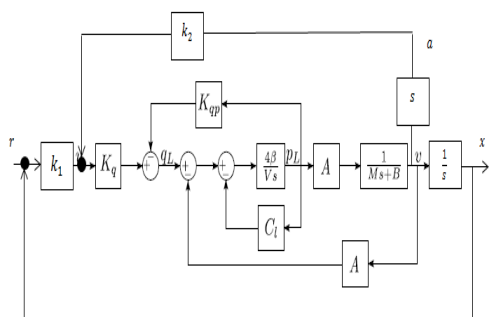
کنار پارامترهای A و M

ب) بدون اندازه‌گیری پارامتر B

تشریح می‌شود. لازم به توضیح است که علیرغم در اختیار داشتن مدل تابع تبدیل عملگر هیدرولیک که حاصل یک فرایند شناسایی تجربی است، ضریب میرایی حرکت پیستون یعنی B معمولاً در دسترس نیست. البته می‌توان آزمایش‌هایی را برای تعیین آن پیشنهاد داد [۱۷]. لذا در این مقاله یک بار با فرض انجام آزمایش و اندازه‌گیری آن و یک بار با فرض عدم اندازه‌گیری آن، روش طراحی سیستم کنترل پیشنهاد می‌شود.

تذکر: بدون از دست رفتن کلیت مسأله، برای سادگی بیان روابط، به جای پسخور فشار از پسخور شتاب استفاده می‌شود. برای درک بهتر این موضوع به شکل‌های (۳) و (۴) توجه نمایید.

همان‌طور که مشاهده می‌شود دو نمودار بلوکی شکل‌های (۳) و (۴) معادلند؛ به این معنا که تابع تبدیل سیستم حلقه‌بسته با پسخور شتاب، همان تابع تبدیل در حضور پسخور فشار است به شرط آن‌که فشار، پیش از فیدبک شدن، از فیلتر بالاگذری مطابق شکل (۴) عبور کرده باشد [۱۸]. بنابراین پسخور شتاب به سادگی قابل تبدیل به پسخور فشار است. لازم به ذکر است زمانی که سیستم در معرض اغتشاش خارجی قرار می‌گیرد، این دو نوع پسخور، اثرات متفاوتی روی خروجی به جای می‌گذارند که در مرجع [۱۹] به این موضوع پرداخته شده است.



شکل ۳- نمودار بلوکی عملگر هیدرولیک در حالت حلقه- بسته و حضور پسخور شتاب

اگر علاوه بر پسخور موقعیت، مطابق شکل (۳) از پسخور شتاب (فشار) نیز استفاده شود، ورودی کنترل عبارت است از:

$$\begin{aligned} u &= k_1 r - k_1 x - k_2 a \\ &= k_1 r - k_1 x - k_2 s^2 x \\ &= k_1 r - k_1 x \end{aligned} \quad (20)$$

$$-k_2 \frac{As}{Ms+B} p_L$$

که در آن a شتاب حرکت پیستون است.

با اعمال این ورودی به عملگر هیدرولیک و با استفاده از رابطه (۱۳) خواهیم داشت:

$$\begin{aligned} s(s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)x &= K\omega_n^2(k_1 r - k_1 x - k_2 s^2 x) \Rightarrow \\ \frac{x}{r} &= \frac{Kk_1\omega_n^2}{s(s^2 + \{2\zeta\omega_n + k_2\}s + \omega_n^2) + Kk_1\omega_n^2} \end{aligned} \quad (21)$$

در این شرایط، معادله مشخصه سیستم حلقه- بسته عبارت است از:

$$s(s^2 + \{2\zeta\omega_n + k_2\}s + \omega_n^2) + Kk_1\omega_n^2 = 0 \quad (22)$$

برای بررسی اثر تغییرات بهره k_1 از رابطه (۲۲) خواهیم داشت:

$$\begin{aligned} 1 &+ k_1 \frac{K\omega_n^2}{s(s^2 + \{2\zeta\omega_n + k_2\}s + \omega_n^2)} \\ &= 0 \end{aligned} \quad (23)$$

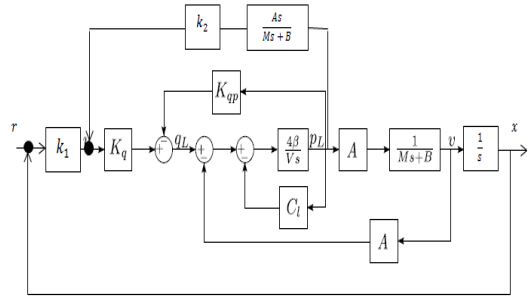
رابطه فوق به صورت زیر قابل بیان است:

$$1 + k_1 G_{v1} = 0 \quad (24)$$

$$\text{که در آن} \quad (25)$$

$$G_{v1} = \frac{K\omega_n^2}{s(s^2 + \{2\zeta\omega_n + k_2\}s + \omega_n^2)}$$

با انتخاب G_{v1} به عنوان تابع تبدیل حلقه مجازی و رسم مکان هندسی قطب‌های سیستم



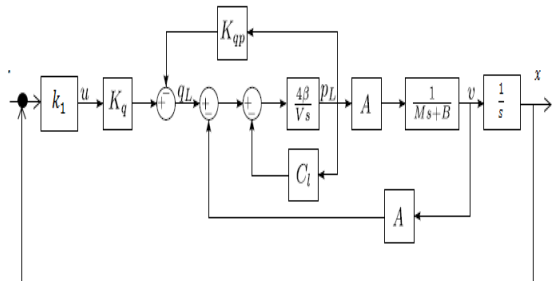
شکل ۴. نمودار بلوکی عملگر هیدرولیک در حالت حلقه- بسته و حضور پسخور فشار

الف) با فرض انجام آزمایش و اندازه‌گیری پارامتر B

اگر مطابق شکل (۵) در سیستم کنترل، صرفاً از پسخور موقعیت استفاده شود ورودی کنترل عبارت است از:

$$u = k_1 r - k_1 x \quad (18)$$

که در آن r ورودی مرجع و k_1 بهره پسخور خطای موقعیت پیستون است.



شکل ۵. نمودار بلوکی عملگر هیدرولیک در حضور پسخور موقعیت

با اعمال این ورودی به عملگر هیدرولیک و با استفاده از رابطه (۱۳) خواهیم داشت:

$$\begin{aligned} s(s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)x &= K\omega_n^2(k_1 r - k_1 x) \\ \Rightarrow \frac{x}{r} &= \frac{Kk_1\omega_n^2}{s(s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2) + Kk_1\omega_n^2} \end{aligned} \quad (19)$$

سیگنال کنترل با توجه به رابطه بین فشار و شتاب به صورت زیر قابل بازنویسی است:

$$u = k_1 r - k_1 x - k_2' \frac{Ms + B}{As} \frac{s}{\tau s + 1} a$$

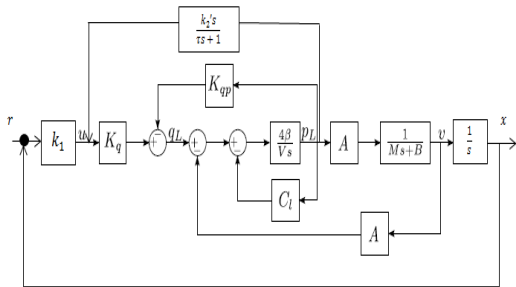
$$= k_1 r - k_1 x - k_2' \frac{Ms + B}{A} \frac{s^2}{\tau s + 1} x$$

با اعمال این ورودی به عملگر هیدرولیک، تابع تبدیل سیستم حلقه‌بسته با محاسباتی ساده به صورت زیر خواهد بود

$$\frac{x}{r} = AK\omega_n^2 k_1 (\tau s + 1) / I \quad (31)$$

که در آن

$$I = A\tau s^4 + (2A\tau\zeta\omega_n + A + k_2'M)s^3 + (A\tau\omega_n^2 + 2A\zeta\omega_n + k_2'B)s^2 + (A\omega_n^2 + AK\omega_n^2 k_1\tau)s + AK\omega_n^2 k_1 \quad (32)$$



شکل ۶. نمودار بلوکی عملگر هیدرولیک در حضور پسخور موقعیت و فشار در شرایط عدم اندازه‌گیری پارامتر B

در این شرایط، معادله مشخصه سیستم حلقه-بسته عبارت است از:

$$A\tau s^4 + (2A\tau\zeta\omega_n + A + k_2'M)s^3 + (A\tau\omega_n^2 + 2A\zeta\omega_n + k_2'B)s^2 + (A\omega_n^2 + AK\omega_n^2 k_1\tau)s + AK\omega_n^2 k_1 = 0 \quad (33)$$

حلقه‌بسته می‌توان اثر تغییرات بهره k_1 را با لحاظ کردن مقدار ثابتی برای k_2 روی عملکرد سیستم حلقه‌بسته به دست آورد.

به طریق مشابه، برای بررسی اثر تغییرات بهره k_2 ، از رابطه (۲۲) خواهیم داشت:

$$s^3 + 2\zeta\omega_n s^2 + \omega_n^2 s + k k_1 \omega_n^2 + k_2 s^2 = 0 \quad (26)$$

$$\Rightarrow 1 + k_2 \frac{s^2}{s^3 + 2\zeta\omega_n s^2 + \omega_n^2 s + k k_1 \omega_n^2} = 0$$

رابطه فوق به صورت زیر قابل بیان است:

$$1 + k_2 G_{v2} = 0 \quad (27)$$

که در آن

$$G_{v2} = \frac{s^2}{s^3 + 2\zeta\omega_n s^2 + \omega_n^2 s + k k_1 \omega_n^2} \quad (28)$$

با انتخاب G_{v2} به عنوان تابع تبدیل حلقه مجازی و رسم مکان هندسی، می‌توان اثر تغییرات بهره k_2 را با لحاظ کردن مقدار ثابتی برای k_1 روی عملکرد سیستم حلقه‌بسته به دست آورد.

ب) با فرض عدم اندازه‌گیری پارامتر B

در این حالت، با توجه به آنچه در رابطه (۲۰) مشاهده می‌شود ورودی کنترل می‌تواند به صورت کلی زیر انتخاب شود:

$$u = k_1 r - k_1 x - k_2' \frac{s}{\tau s + 1} p_L \quad (29)$$

که در آن $k_2' s / \tau s + 1$ فیلتر بالاگذری است که فشار از آن عبور می‌کند. k_2' یک مقدار ثابت و τ ثابت زمانی فیلتر است. در این حالت k_1 ، k_2' و τ هر سه پارامترهای طراحی هستند. شکل (۶)، نمودار بلوکی سیستم حلقه‌بسته را در این حالت نشان می‌دهد.



$$+(A\omega_n^2 + AK\omega_n^2 k_1 \tau)s + AK\omega_n^2 k_1$$

۴. تحلیل اثر پسخور موقعیت و فشار روی عملکرد سیستم حلقه بسته

در این بخش اثرات پسخور موقعیت و فشار روی عملکرد سیستم حلقه بسته در دو حالت مورد بررسی قرار می‌گیرد تا زمینه برای ارائه دستورالعمل طراحی سیستم کنترل فراهم شود.

حالت الف) با فرض انجام آزمایش و اندازه-گیری پارامتر B

یک عملگر هیدرولیکی را که پارامترهای آن در جدول ۱ آمده است، در نظر بگیرید.

جدول ۱. پارامترهای عملگر نمونه [۲۰]

$M = 2373 \text{ kg}$	$\beta = 7 \times 10^8 \text{ pa}$
$B = 6000 \text{ kg}$	$C_L = 4.9 \times 10^{-12} \text{ m}^4 \text{ s} / \text{kg}$
$A = 946 \text{ mm}^2$	$K_q = 30.1 \times 10^{-6} \text{ m}^3 / \text{s}$
$V = 0.33 \text{ l}$	$K_{qp} = 1.06 \times 10^{-16} \text{ m}^4 \text{ s} / \text{kg}$

برای این عملگر داریم:

$$K \cong 3, \quad \omega_n \cong 60, \quad \zeta \cong 0.1$$

در این حالت با فرض ثابت بودن k_2 و تغییر بهره k_1 مکان هندسی قطب‌های سیستم حلقه-بسته برای این عملگر در شکل (۷. الف) و عملگرهایی با ζ متفاوت در شکل (۷. ب و ج) رسم شده است.

شکل ۷ نشان می‌دهد که به طور کلی، افزایش k_1 تا یک مقدار مشخص، سرعت پاسخ یا همان پهنای باند سیستم حلقه‌بسته را افزایش می‌دهد. اما افزایش بیش از اندازه آن، ضمن کاهش پهنای باند، میرایی نسبی یا پایداری نسبی سیستم حلقه‌بسته را کاهش می‌دهد.

$$+(A\omega_n^2 + AK\omega_n^2 k_1 \tau)s + AK\omega_n^2 k_1 = 0$$

برای بررسی اثر تغییرات ثابت زمانی فیلتر بالاگذر، رابطه (۳۳) را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$1 + \tau Z = 0 \quad (34)$$

که در آن:

$$Z = \frac{As^3 + 2A\zeta\omega_n s^2 + A\omega_n^2 s + AK\omega_n^2 k}{z_1} \quad (35)$$

و

$$z_1 = (A + k_2' M)s^3 + (2A\zeta\omega_n + k_2' B)s^2 + A\omega_n^2 s + AK\omega_n^2 k_1 \quad (36)$$

(۳۶)

رابطه (۳۳)، به صورت زیر نیز قابل بیان است:

$$k_2' \{Ms^3 + Bs^2\} + A\tau s^4 + (2A\tau\zeta\omega_n + A)s^3 + (A\tau\omega_n^2 + 2A\zeta\omega_n)s^2 + (A\omega_n^2 + AK\omega_n^2 k_1 \tau)s + AK\omega_n^2 k_1 = 0 \quad (37)$$

برای بررسی اثر تغییرات بهره فیلتر بالاگذر، رابطه (۳۷) را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$1 + k_2' Z' = 0 \quad (38)$$

$$K \cong 3, \quad \omega_n \cong 60, \quad \zeta \cong 0.1$$

که در آن

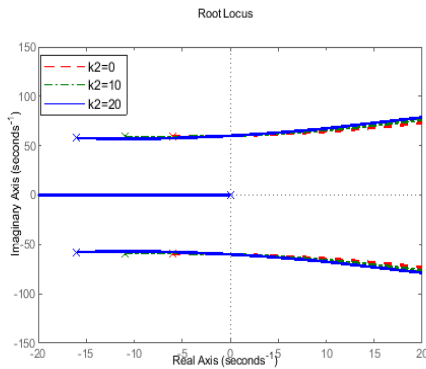
$$Z' = \frac{Ms^3 + Bs^2}{z'_1} \quad (39)$$

و

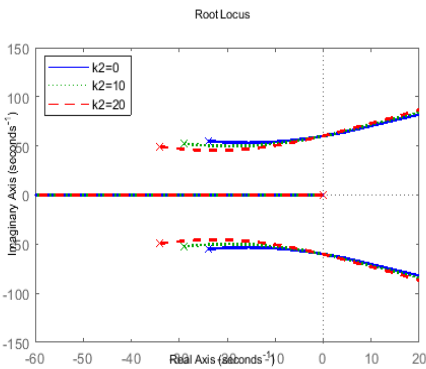
$$z'_1 = A\tau s^4 + (2A\tau\zeta\omega_n + A)s^3 + (A\tau\omega_n^2 + 2A\zeta\omega_n)s^2 \quad (40)$$



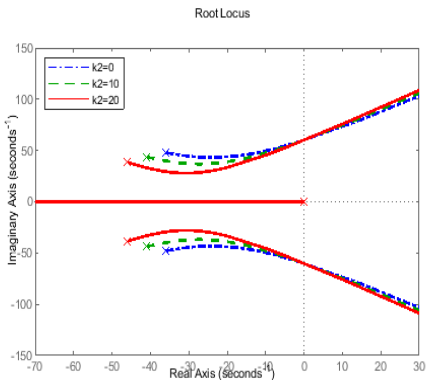
خواهد بود. همچنین این شکل نشان می‌دهد که برای $\frac{1}{\omega_n} < \tau < \frac{5}{\omega_n}$ افزایش مقدار k'_2 تا یک حد مشخص، باعث بهبود پهنای باند و میرایی نسبی سیستم حلقه‌بسته می‌گردد.



الف) $\zeta = 0.1$



ب) $\zeta = 0.4$



ج) $\zeta = 0.6$

شکل ۷. اثر تغییر بهره k_1 روی محل قطب‌های سیستم حلقه‌بسته در حالت‌های الف) $\zeta = 0.1$ ، ب) $\zeta = 0.4$ و ج) $\zeta = 0.6$

به طریق مشابه، با فرض ثابت بودن k_1 و تغییر بهره k_2 ، مکان هندسی قطب‌های سیستم حلقه‌بسته برای این عملگر در شکل (۸.الف) و عملگرهایی با ζ متفاوت در شکل (۸.ب و ج) رسم شده است.

با توجه به شکل ۸، نتایج زیر قابل حصول است:

۱- به طور کلی، افزایش k_2 تا یک مقدار مشخص، موجب افزایش میرایی نسبی و در نتیجه بهبود حاشیه پایداری (پایداری نسبی) سیستم حلقه‌بسته می‌گردد. (شکل ۸.الف و ب)

۲- افزایش k_1 حداکثر میرایی نسبی و حداکثر پهنای باند قابل حصول برای سیستم حلقه‌بسته را (از طریق افزایش k_2) کاهش می‌دهد. (شکل ۸.الف و ب)

۳- به طور کلی افزایش ζ نقش k_2 را در بهبود میرایی نسبی کم‌رنگ می‌کند. به بیان دیگر برای k_2 بزرگ، وجود بهره k_2 بهبود چندانی در میرایی نسبی ایجاد نمی‌کند. (شکل ۸.ج)

حالت ب) با فرض عدم اندازه‌گیری پارامتر B برای بررسی اثر بهره و ثابت زمانی فیلتر بالاگذر فرض کنید مشخصات دینامیکی عملگر با استفاده از پارامترهای جدول ۱ محاسبه شده و بهره پسخور موقعیت به صورت زیر باشد:

$$k_1 = 4$$

در این حالت، با فرض ثابت بودن τ و تغییر بهره k'_2 مکان‌های هندسی شکل ۹ برای قطب‌های سیستم حلقه‌بسته حاصل شده است که برای $\tau = \frac{1}{\omega_n}$ ، $\tau = \frac{2}{\omega_n}$ ، $\tau = \frac{2.5}{\omega_n}$ و $\tau = \frac{5}{\omega_n}$ به ترتیب با رنگ‌های آبی، قرمز، سبز و بنفش رسم شده‌اند. همان‌طور که این شکل نشان می‌دهد برای $\tau \leq \frac{1}{\omega_n}$ و همچنین برای $\tau \geq \frac{5}{\omega_n}$ مستقل از مقدار k'_2 سیستم حلقه‌بسته کند



۵. دستوالعمل طراحی سیستم کنترل برای عملگر هیدرولیک

با توجه به نتایج تحلیلی بخش قبل، می‌توان دستوالعمل زیر را برای طراحی سیستم کنترل این دسته از عملگرها ارائه کرد.

الف- برای عملگرهای با میرایی نسبتی کمتر از ۰,۵ و اندازه‌گیری پارامتر B با آزمایش گام اول: مقدار k_1 به نحوی انتخاب می‌شود که ماکزیمم میرایی یا پهنای باند دسترس‌پذیر از طریق تغییر k_2 ماکزیمم باشد. برای انجام این کار، k_1 از مقداری نزدیک صفر افزایش می‌یابد و برای هر k_1 مکان‌هندسی قطب‌های سیستم در آن ماکزیمم میرایی و پهنای باند دسترس‌پذیر از طریق تغییر k_2 ماکزیمم است شکل مورد نظر بوده و k_1 مربوط به آن شکل، k_1 مناسب است. می‌دانیم که انتخاب خیلی کوچک و یا خیلی بزرگ برای k_1 باعث می‌شود که مستقل از مقدار k_2 سیستم حلقه‌بسته بسیار کند باشد.

گام دوم: در شکل مورد نظر گام قبل، مقدار k_2 که حداکثر سرعت یا میرایی نسبتی را در اختیار قرار می‌دهد با توجه به مکان هندسی تعیین می‌شود.

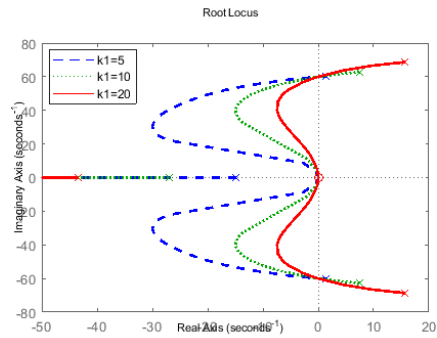
گام سوم: با استفاده از k_1 و k_2 به دست آمده، ورودی کنترل به صورت

$$u = k_1 r - k_1 x - k_2 \frac{P_L A s}{M s + B}$$

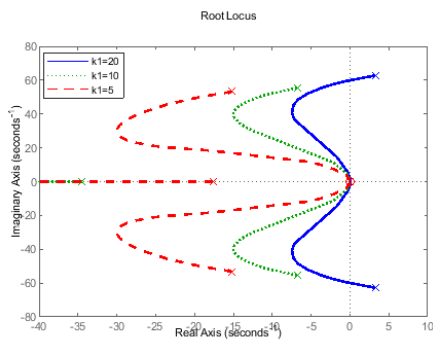
خواهد بود.

ب) برای عملگرهای با میرایی نسبتی کمتر از ۰,۵ و عدم اندازه‌گیری پارامتر B گام اول: مطابق گام اول قسمت (الف) گام دوم: ثابت زمانی فیلتر بالاگذر پسخور فشار به صورت زیر انتخاب می‌شود:

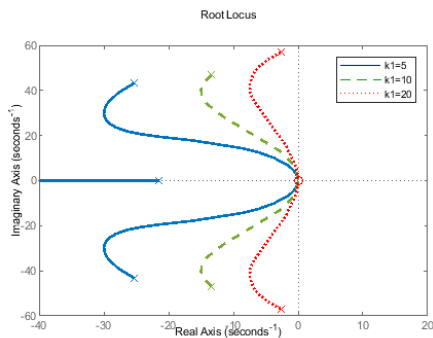
$$\frac{1}{\omega_n} < \tau < \frac{5}{\omega_n}$$



الف) $\zeta = 0.1$

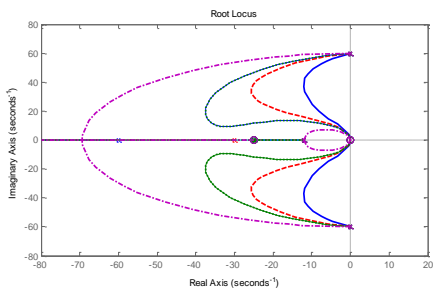


ب) $\zeta = 0.4$



ج) $\zeta = 0.6$

شکل ۸. اثر تغییر بهره k_2 روی محل قطب‌های سیستم حلقه بسته در حالت‌های (الف) $\zeta = 0.1$ ، (ب) $\zeta = 0.4$ و (ج) $\zeta = 0.6$



شکل ۹. اثر تغییر بهره k_2'

نظر کمک قابل ملاحظه‌ای به بهبود عملکرد سیستم حلقه‌بسته نخواهد کرد.

گام سوم: با استفاده از بهره‌های انتخابی، ورودی کنترل به صورت

$$u = k_1 r - k_1 x$$

خواهد بود.

۶. نتایج شبیه‌سازی

در این بخش با ذکر سه نمونه متفاوت، دستوالعمل طراحی ارائه شده در بخش قبل به کار گرفته می‌شود تا عملکرد سیستم حلقه‌بسته مورد ارزیابی قرار گیرد.

نمونه اول: عملگر هیدرولیکی را که پارامترهای آن در جدول ۲ آمده است، در نظر بگیرید.

جدول ۲. پارامترهای عملگر نمونه

$M = 2373 \text{ kg}$	$\beta = 7 \times 10^8 \text{ pa}$
$B = 6000 \text{ N s / m}$	$C_L = 2 \times 10^{-11} \text{ m}^4 \text{ s / kg}$
$A = 946 \text{ mm}^2$	$K_q = 12 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \text{ / s}$
$V = 0.33 \text{ l}$	$K_{qp} = 4 \times 10^{-16} \text{ m}^4 \text{ s / kg}$

فرض بر این است که مقدار B با انجام آزمایش در اختیار ماست. در مورد این عملگرهدف، طراحی کنترل‌کننده‌ای است که پهنای باند مناسبی را با بیش‌ترین میرایی نسبی فراهم کند. با توجه به آن که نسبت میرایی این عملگر کوچک است ($\zeta < 0.5$) به صورت زیر عمل می‌کنیم: گام اول: k_1 با شروع از صفر تا حدی بزرگ می‌شود که از آن به بعد امکان رسیدن به میرایی نسبی بیشتر توأم با پهنای باند قابل قبول، از طریق افزایش k_2 وجود نداشته باشد. در مورد این مثال به ازای $k_1 = 4$ این اتفاق می‌افتد.

گام سوم: با استفاده از τ انتخاب شده در گام قبل، بهره این فیلتر بالاگذر به حدی افزایش داده می‌شود که حداکثر میرایی یا پهنای قابل دسترسی محقق شود. در این شرایط، مقدار بهره، همان مقدار مناسب برای k_2' است. توضیح اینکه مطابق تحلیل‌های انجام شده در بخش قبل در صورت افزایش این بهره از حد مشخصی، میرایی نسبی یا پهنای باند سیستم حلقه‌بسته شروع به افت می‌کند.

تذکر: در صورتی که با τ انتخاب شده از گام دوم، افزایش بهره فیلتر بهبودی در میرایی و پهنای باند ایجاد نکند، لازم است مقدار مجاز کوچکتری برای τ انتخاب شده و گام سوم مجدداً تکرار شود.

گام چهارم: با استفاده از k_1 و k_2' و τ به دست آمده، ورودی کنترل به صورت

$$u = k_1 r - k_1 x - k_2' \frac{P_L s}{\tau s + 1}$$

خواهد بود.

ج- برای عملگرهای با میرایی نسبی بیش‌تر از

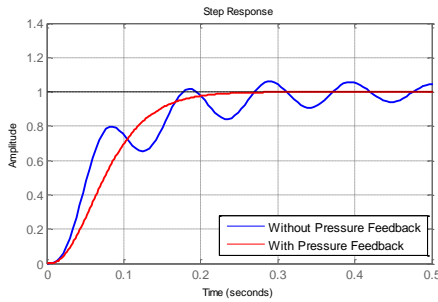
۰.۵،

$$K \cong 3, \quad \omega_n \cong 60, \quad \zeta \cong 0.15$$

گام اول: مقدار k_1 تا رسیدن به حداکثر سرعت توأم با پایداری نسبی قابل قبول، افزایش می‌یابد. توضیح اینکه، افزایش k_1 تا حد مشخصی باعث بهبود سرعت می‌گردد و از آن حد به بعد ضمن کندی، باعث کاهش میرایی نسبی سیستم حلقه‌بسته می‌شود.

گام دوم: بهره k_2 صفر انتخاب می‌شود. توضیح اینکه به دلیل بزرگ بودن ζ وجود پسخور فشار بهبود قابل ملاحظه‌ای در میرایی یا سرعت سیستم حلقه‌بسته ایجاد نمی‌کند. به بیان دیگر در این حالت پسخور فشار احتیاجی نخواهد بود و تهیه و نصب سنسورهای فشار روی محصول مورد





شکل ۱۲. مقایسه پاسخ پله عملگر دارای $\zeta = 0.15$ در حالت حلقه بسته با حضور و بدون حضور پسخور فشار

همان طور که مشاهده می شود بدون پسخور فشار، سیستم حلقه بسته پایداری نسبی مطلوبی نخواهد داشت. وجود این نوسانات در جابجایی پیستون این نوع عملگرها مطلوب نبوده و لذا استفاده از پسخور فشار ضروری است. این موضوع، مؤید صحت دستورالعمل طراحی ارائه شده در بخش قبل است که نیاز به پسخور فشار را پیش از طراحی، پیش بینی کرده بود.

نمونه دوم: عملگر هیدرولیکی مشابه نمونه اول را در نظر بگیرید. ولی در این حالت، فرض کنید که پارامتر ضریب میرایی حرکت پیستون اندازه گیری نشده است.

هدف، طراحی کنترل کننده ای است که پهنای باند مناسبی را با بیشترین میرایی نسبی فراهم کند. با توجه به آن که نسبت میرایی کوچک است ($\zeta < 0.5$) به صورت زیر عمل می کنیم:

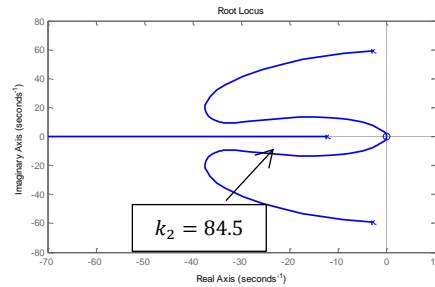
گام اول: k_1 با شروع از صفر تا حدی بزرگ می شود که از آن به بعد امکان رسیدن به پهنای باند و میرایی نسبی بیشتر، از طریق افزایش k_2 وجود نداشته باشد. در مورد این مثال به ازای $k_1 = 4$ این اتفاق می افتد.

گام دوم: ثابت زمانی فیلتر بالاگذر از رابطه

$$\frac{1}{\omega_n} \cong 0.016 < \tau < \frac{5}{\omega_n} \cong 0.083$$

به صورت $\tau = 0.03$ انتخاب می شود.

گام دوم: با رسم مکان هندسی قطب های سیستم حلقه بسته به ازای $k_1 = 4$ بر حسب تغییرات k_2 شکل زیر حاصل می شود.

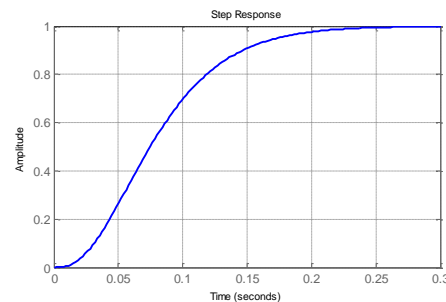


شکل ۱۰- مکان هندسی قطب های سیستم حلقه بسته به ازای $k_1 = 4$ و تغییر بهره k_2

مشاهده می شود که به ازای $k_2 = 84.5$ پهنای باند مناسب توأم با بیشترین میرایی نسبی (کمترین نوسانات در پاسخ) حاصل می شود. بنابراین ورودی کنترل عبارت خواهد بود از:

$$u = 4r - 4x - 84.5 \frac{946 \times 10^{-6} s}{2373s + 6000} p_L$$

با اعمال این ورودی کنترل به عملگر هیدرولیکی، پاسخ پله سیستم حلقه بسته به صورت شکل زیر به دست می آید.



شکل ۱۱. پاسخ پله عملگر دارای $\zeta = 0.15$ در حالت حلقه بسته با حضور پسخور فشار

اگر از پسخور فشار استفاده نگردد، خواهیم داشت:

$$u = 4e = 4r - 4x$$

در این صورت پاسخ پله سیستم حلقه بسته در مقایسه با حالت قبل به صورت شکل زیر است.



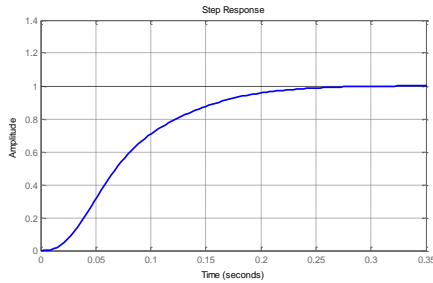
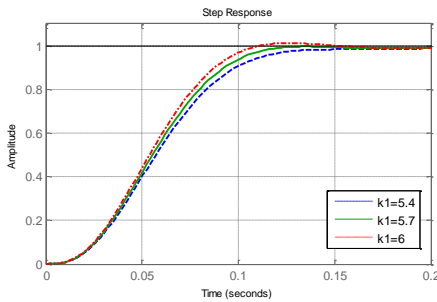
گام سوم: با استفاده از τ انتخاب شده در گام قبل، بهره این فیلتر بالاگذر به حدی افزایش داده می‌شود که حداکثر میرایی توأم با سرعت قابل قبول محقق شود. در مورد این عملگر به ازای $k'_2 = 1.43 \times 10^{-5}$ این اتفاق می‌افتد. بنابراین ورودی کنترل عبارت خواهد بود از:

$$u = 4r - 4x - 1.43 \times 10^{-5} \frac{P_L s}{0.03s + 1}$$

پاسخ پله سیستم حلقه‌بسته در شکل زیر رسم شده است.

هدف، طراحی کنترل‌کننده‌ای است که حداکثر سرعت ممکن را با بیش‌ترین میرایی نسبی فراهم کند. با توجه به آن‌که نسبت میرایی بزرگ است ($\zeta > 0.5$)، طبق تحلیل انجام شده، وجود پسخور فشار، بهبود چندانی در عملکرد نخواهد داشت. لذا مقدار k_1 تا رسیدن به سرعت مناسب توأم با کمترین فراجاهش، افزایش می‌یابد. این عدد با توجه به پاسخ‌های رسم شده در شکل زیر، می‌تواند به صورت $k_1 = 5.7$ انتخاب گردد.

بنابراین ورودی کنترل عبارت است از:

$$u = 5.7r - 5.7x$$


شکل ۱۴- مقایسه پاسخ پله عملگر دارای $\zeta = 0.65$ در حالت حلقه‌بسته بدون پسخور فشار به ازای k_1 های مختلف

شکل ۱۳. پاسخ پله عملگر دارای $\zeta = 0.15$ با حضور پسخور فشار و نامعلوم بودن پارامتر B

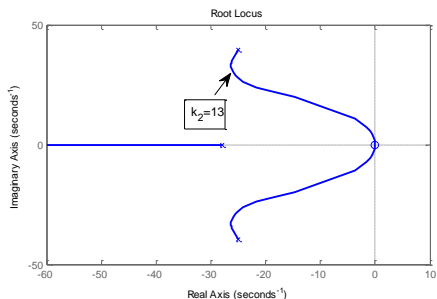
شکل فوق مؤید صحت دستورالعمل طراحی ارائه شده در بخش قبل است.

نمونه سوم: عملگر هیدرولیکی را که پارامترهای آن در جدول ۳ آمده است، در نظر بگیرید.

جدول ۳. پارامترهای عملگر نمونه

M $= 2373 \text{ kg}$	$\beta = 7 \times 10^8 \text{ pa}$
B $= 6000 \text{ kg}$	C_L $= 4.9$ $\times 10^{-11} \text{ m}^4 \text{ s/kg}$
A $= 946 \text{ mm}^2$	K_q $= 30.1 \times 10^{-5} \text{ m}^3 / \text{s}$
$V = 0.33 \text{ l}$	K_{qp} $= 1.06$ $\times 10^{-15} \text{ m}^4 \text{ s/kg}$

اگر در این حالت از پسخور فشار استفاده شود، مقدار مناسب برای $k_1 = 5.7$ بوده و با توجه به شکل زیر، مقدار مناسب برای $k_2 = 13$ خواهد بود.



شکل ۱۵. مکان هندسی قطب‌های سیستم حلقه‌بسته به ازای $k_1 = 5.7$ و تغییرات k_2

بنابراین ورودی کنترل عبارت خواهد بود از:

در مورد این عملگر داریم:

$$K \cong 3, \quad \omega_n \cong 60, \quad \zeta \cong 0.65$$



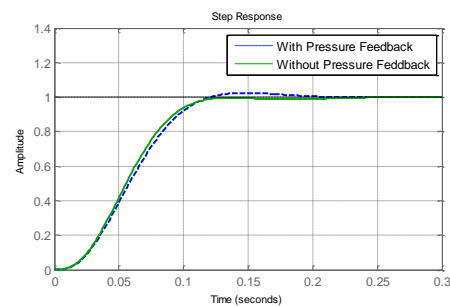
هیدرولیکی، نقش پسخور فشار را در بهبود کارایی سیستم حلقه‌بسته کاهش می‌دهد. با توجه به نتایج به دست آمده، اگر عملگر مورد نظر دارای میرایی کمتر از ۰,۵ باشد استفاده از پسخور فشار توجیه داشته و از دستورالعمل ارائه شده در مقاله می‌توان جهت طراحی بهره‌های پسخور موقعیت و فشار استفاده کرد. در حالت دیگر، اگر عملگر میرایی بالاتر از ۰,۵ داشته باشد مطابق تحلیل-های ارائه شده وجود یا عدم وجود پسخور فشار تفاوت چندانی در عملکرد سیستم حلقه‌بسته ایجاد نمی‌کند و آگاهی به این موضوع از منظر عملی بسیار مهم است؛ چرا که هزینه‌های مرتبط با تهیه سنسورهای فشار، جانمایی و نصب آن‌ها و همچنین طراحی بهره پسخور فشار نیز از بین می‌رود.

۸. مآخذ

- [1] Bell, R., Penington, A. "Active Compensation of Lightly Damped Electrohydraulic Cylinder Drives Using Derivative Signals", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 184, No. 1, pp.83-98, 1969.
- [2] Krus, P., Palmberg, J.O., "Damping of mobile systems in machines with high inertia loads", Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power, Vol. 1, No. 1, pp. 63-70, 1989.
- [3] Rahmfeld, R., Lvantysynova, M "An Overview about Active Oscillation Damping of Mobile Machine Structure", International Journal of Fluid Power, Vol. 5, No. 2, pp. 5-24, 2004.
- [4] Andersen, T.O., Hansen, M.R., Pedersen, H.C., Conrad, F., "Comparison of Linear Controllers for A Hydraulic Servo System", Proceedings of the 6th JFPS

$$u = 5.7r - 5.7x - 13 \frac{946 \times 10^{-6}s}{2373s + 6000} p_L$$

پاسخ پله سیستم حلقه‌بسته در کنار پاسخ سیستم حلقه‌بسته بدون پسخور فشار در شکل زیر رسم شده است.



شکل ۱۶. مقایسه پاسخ پله عملگر دارای $\zeta = 0.65$ در حالت حلقه‌بسته با حضور و بدون حضور پسخور فشار

همان‌طور که مشاهده می‌شود پسخور فشار تأثیر چندانی در بهبود عملکرد پاسخ ندارد و لذا نیازی به هزینه‌های اضافه برای تهیه، جانمایی و نصب سنسورهای فشار در کنترل این عملگر نیست. این موضوع، مؤید صحت دستورالعمل طراحی ارائه شده در بخش قبل است که عدم نیاز به پسخور فشار را پیش از طراحی، پیش‌بینی کرده بود.

۷. نتیجه‌گیری

در این مقاله با استفاده از روش کلاسیک مکان هندسی ریشه‌ها راهکاری تحلیلی برای تشخیص مواقع نیاز به پسخور فشار و همچنین دستورالعملی جهت طراحی سیستم کنترل عملگرهای هیدرولیکی ارائه شده است. تحلیل‌های انجام شده در این مقاله نشان می‌دهد که به طور کلی افزایش میرایی عملگر

- [13] Jelali, M., Kroll, M., "Hydraulic Servo-Systems—Modelling, Identification and Control (Advances in Industrial Control). Germany: Springer, Verlag, 2003.
- [14] Merritt, H.E., "Hydraulic Control Systems", 1st ed. Hoboken, NJ, USA: Wiley, 1967.
- [15] Hagen, D., Padovani, D., Choux, M., "A Comparison Study of a Novel Self-Contained Electro-Hydraulic Cylinder versus a Conventional Valve-Controlled Actuator"—Part 1: Motion Control, Actuators, Vol. 8, No. 4, 2019.
- [16] Toufighi, M.H., Najafi, F., Sadati, S.H., Jafari, A.A., "Assessment and Precision Analysis of Nonlinear and Simplified Models for Spool Flow Control Valves with Various Lapping Geometries", AEROSPACE MECHANICS JOURNAL, Vol. 10, No.1, pp. 33-44, 2014. (In Persian)
- [17] Tofighi M H, Sazegar H, Najafi F, Sadati S H, " " Journal of Control, Vol.3, No.4, pp.1-10, 2010. (In Persian)
- [18] Padovani, D., "Adding Active Damping to Energy-Efficient Electro-Hydraulic Systems for Robotic Manipulators-Comparing Pressure and Acceleration Feedback", 5th International Conference on Robotics and Automation Engineering (ICRAE), Singapore, 2020.
- [19] Cheng, M., Luo, S., Zhang, j., Xu, B., Ding, R., "Comparison of acceleration control and pressure feedback for active damping improvement of hydraulic manipulators", IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM), Hong Kong, China, 2019.
- [20] Pedersen, H.C., Andersen, T.O., "Pressure Feedback in Fluid Power Systems—Active Damping Explained and Exemplified," IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 26, No. 1, pp. 102-113, 2018.
- International Symposium on Fluid Power, Tsukuba, November 7-10, 2005.
- [5] ZaeV, E., Rath, G., Kargl, H. "Energy Efficient Active Vibration Damping", The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP2013, , Linköping, Sweden, June 3-5, 2013.
- [6] Axin, M., Krus, P., "Design Rules for High Damping in Mobile Hydraulic Systems", The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP2013, Linköping, Sweden, June 3-5, 2013.
- [7] Axin, M., Palmberg, J.O., Krus, P., "Optimized damping in cylinder drives using the meter-out orifice: Design and experimental verification," in Proc. 8th IFK Int. Fluid Power Conf. Dresden, Fluid Power Drives, Vol. 1. pp. 579–591, 2012.
- [8] Axin, M., "Mobile Working Hydraulic System Dynamics", Linköping, Sweden, Linköping Univ. Electronic Press, 2015.
- [9] Cristofori, D., Vacca, A., Ariyur, K., "A novel pressure-feedback based adaptive control method to damp instabilities in hydraulic machines," SAE Int. J. Commercial Vehicles, Vol. 5, No. 2, pp. 586–596, 2012.
- [10] Bianchi, R., Vacca, A., Ritelli, G.F., Ruggeri, M., "A frequency based control methodology for the reduction of payload oscillations in hydraulic load handling machines," in Proc. ASME/Bath 2051 Symp. Fluid Power Motion Control (FPMC2051), Chicago, IL, USA, 2015.
- [11] Ritelli, G.F., Vacca, A., "A general auto-tuning method for active vibration damping of mobile hydraulic machines," in Proc. 8th FPNI PhD Symp. Fluid Power, Lappeenranta, Finland, 2014.
- [12] Watton, J., "Fundamentals of Fluid Power Control. Cambridge", U.K.: Cambridge Univ. Press, 2009.

