

ارایه مدل ریاضی و ارزیابی تجربی سوپاپ کنترل جریان شامل جبران کننده فشار هیدرولیکی

پژمان نیک اندیش*، استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی جندی شاپور دزفول، دزفول، ایران، pn1356@gmail.com

چکیده

در این مقاله، ارایه‌ی مدل ریاضی سوپاپ کنترل جریان با جبران کننده‌ی فشار و ارزیابی تجربی آن در دستور کار قرار گرفت. انطباق مناسب نتایج تجربی با نتایج حاصل از حل روابط ریاضی در شرایط پابا، درستی روابط ریاضی حاکم بر سوپاپ کنترل جریان با جبران کننده‌ی فشار را تایید کرد. بررسی‌ها نشان داد که با افزایش سطح مقطع عبور جریان در تنگنای قابل تنظیم، جابه‌جایی اسپول جبران کننده‌ی فشار سوپاپ به منظور تثبیت اختلاف فشار روغن در دو سوی تنگنا، افزایش می‌یابد. همچنین تغییر اختلاف فشار روغن در دو سوی سوپاپ، تاثیری بر دبی روغن عبوری از آن ندارد. ارتباط میان کمیت‌های ورودی و خروجی سوپاپ‌های کنترل جریان دارای جبران کننده‌ی فشار به وسیله‌ی توابع تبدیل G_{esp} و G_{esx} تعیین گردید. بررسی‌ها نشان داد که در همه‌ی شرایط سوپاپ کنترل جریان با جبران کننده‌ی فشار پایدار است. پایداری دو تابع تبدیل G_{esp} و G_{esx} با افزایش اختلاف فشار روغن به ترتیب کاهش و افزایش یافت. همچنین افزایش جابه‌جایی عضو متحرک تنگنای قابل تنظیم، موجب کاهش پایداری تابع تبدیل G_{esp} و بهبود پایداری تابع تبدیل G_{esx} می‌گردد.

واژه‌های کلیدی: هیدرولیک، سوپاپ، کنترل جریان، مدل ریاضی، تابع تبدیل، پایداری.

Mathematical Modeling and Experimental Evaluation of Flow Control Valves Including Hydraulic Pressure Compensator

P. Nikandish

Department of Mechanical Engineering, Jundi Shapur University of Technology, Dezful, Iran

Abstract

In this paper, a mathematical model and experimental evaluation of flow control valve with pressure compensator is presented. Proper compatibility of the experimental results with the results of solving the mathematical equations, under steady state conditions, confirmed the validity of the mathematical relationships governing the flow control valve with the pressure compensator. Investigations showed that by increasing the cross-sectional area of the flow in the adjustable orifice, the displacement of the spool increased. Also, changing the oil pressure difference on both sides of the valve has no effect on the oil flow through it. The relationship between the inlet and outlet quantities of flow control valves with pressure compensator was determined by G_{esx} and G_{esp} transfer functions. Investigations showed that under all conditions the flow control valve with a pressure compensator is stable. The stability of two G_{esx} and G_{esp} transfer functions, with increasing oil pressure difference decreased and increased, respectively. Also, increasing the displacement of the adjustable orifice removable member, reduces the stability of the G_{esp} transfer function and improves the stability of the G_{esx} transfer function.

Keywords: Hydraulic, Valve, Flow control, Mathematical model, Transfer function, Stability.

۱- مقدمه

علاوه بر لزوم کنترل جهت حرکت و تغییر نیروی در دسترس عضو متحرک عملگر هیدرولیکی، کنترل و تغییر سرعت حرکت آن نیز (حرکت خطی و دورانی) در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی اهمیت فراوانی دارد [۱]. برای تغییر سرعت حرکت عضو متحرک یک عملگر هیدرولیک، تغییر حجم روغن ورودی یا خروجی از آن ضرورت دارد [۲]. به منظور کنترل و تغییر سرعت عملگر یا به عبارتی تغییر دبی روغن ارسالی به عملگر در یک مدار هیدرولیک، از سوپاپ‌های کنترل جریان استفاده می‌شود. سوپاپ‌های کنترل جریان با تغییر در سطح مقطع عبور جریان، امکان تغییر جریان روغن ورودی یا خروجی به عملگر را فراهم می‌کنند [۳]. با کاهش سطح مقطع عبور روغن در سوپاپ‌های کنترل جریان، فشار روغن در بالادست آن به‌گونه‌ای افزایش می‌یابد که موجب تغییر وضعیت سوپاپ فشارشکن می‌گردد [۴]. از این رو در صورت به‌کارگیری سوپاپ‌های کنترل جریان در مدار هیدرولیک، بخشی از روغن خروجی پمپ به مخزن ارسال می‌شود (بخش دیگر از طریق سوپاپ کنترل جریان به سوی عملگر هدایت می‌گردد). افزایش فشار روغن در مدار هیدرولیک به دلیل کاهش

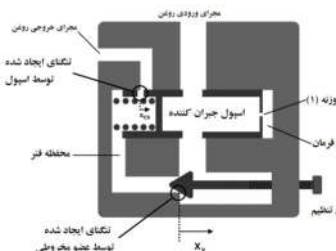
سطح مقطع عبور جریان، با افزایش دمای روغن در مدار همراه است [۲]. از این رو، در صورت به‌کارگیری سوپاپ‌های کنترل جریان در مدار هیدرولیک، بخشی از انرژی تولیدی توسط پمپ به انرژی گرمایی تبدیل می‌شود [۵]. سوپاپ‌های کنترل جریان به دو صورت بدون جبران کننده‌ی فشار و سوپاپ‌های کنترل جریان با جبران کننده‌ی فشار در یک مدار هیدرولیک به کار گرفته می‌شوند [۴]. دبی روغن عبوری از سوپاپ‌های کنترل جریان بدون جبران کننده‌ی فشار، به اختلاف فشار روغن در دو سوی سوپاپ بستگی دارد. از این رو، هر گونه تغییر در فشار روغن ورودی به سوپاپ کنترل جریان (تغییر دوران پمپ هیدرولیک، نشت روغن و...) یا خروجی از آن (تغییر بار وارد بر عملگر) موجب تغییر در سرعت خطی یا دورانی عملگرهای هیدرولیک می‌گردد [۶]. در بسیاری از کاربردها، بار وارد بر عضو متحرک عملگر هیدرولیک، نباید تاثیری بر سرعت حرکت آن داشته باشد [۲]. برای این منظور تثبیت اختلاف فشار روغن در دو سوی سوپاپ کنترل جریان ضرورت دارد. در سوپاپ‌های کنترل جریان با جبران کننده‌ی فشار، اختلاف فشار روغن در دو سوی تنگنای قابل تنظیم، مستقل از بار وارد بر عملگر و تحت شرایط مختلف همواره

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: pn1356@gmail.com

تاریخ دریافت: ۹۸/۰۷/۱۷

تاریخ پذیرش: ۹۹/۰۵/۰۶

برابر با مقدار ثابتی خواهد بود [۷]. ساختار داخلی سوپاپ کنترل جریان با جبران‌کننده‌ی فشار در شکل ۱ نشان داده شده است.



شکل ۱- ساختار درونی سوپاپ کنترل جریان با جبران‌کننده‌ی فشار هیدرولیکی

مطابق شکل ۱، سوپاپ‌های کنترل جریان با جبران‌کننده‌ی فشار، شامل تنگنای قابل تنظیم و اسپول تحت تأثیر نیروی فنر می‌باشند. سوپاپ‌های کنترل جریان دارای جبران‌کننده‌ی فشار، بر اساس موقعیت قرارگیری اسپول نسبت به تنگنا، به دو صورت تولید و عرضه می‌شوند [۱]. در سوپاپ کنترل جریان نشان داده شده در شکل ۱، اسپول در بالادست تنگنای قابل تنظیم قرار دارد. مطابق شکل ۱، دو محفظه‌ی فرمان پس از نصب اسپول در بدنه‌ی سوپاپ ایجاد می‌گردد. یکی از محفظه‌های فرمان به بالادست تنگنا و محفظه‌ی دیگری، به پایین‌دست تنگنا راه دارد. برای حفظ تعادل اسپول، یک فنر در محفظه‌ی فرمان (محفظه فنر) مرتبط با پایین‌دست تنگنای قابل تنظیم نصب می‌گردد.

پیترسون و همکاران در سال ۱۹۹۶، متغیرهای موثر بر رفتار دینامیکی سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی دارای سوپاپ کنترل جریان با جبران‌کننده‌ی فشار را مورد بررسی قرار دادند. بررسی‌های آنها نشان داد که ضریب فشار- جریان تنگنا و بسامد طبیعی جبران‌کننده‌ی فشار، تأثیر قابل توجهی بر روی ضریب فشار- جریان سوپاپ دارد. آنها دریافتند که با افزایش ضریب فشار- جریان تنگنا، ضریب فشار- جریان سوپاپ سامانه‌ی هیدرولیک کاهش می‌یابد. بررسی‌های آنها نشان داد که با افزایش میزان حرکت عضو متحرک سوپاپ کنترل جریان، ضریب فشار- جریان سوپاپ افزایش می‌یابد [۸]. مایتی و همکاران نیز در سال ۱۹۹۶، عملکرد سوپاپ کنترل جریان را با یک کنار گذر خروجی در پنج حالت مورد بررسی قرار دادند. نتایج بررسی‌های مایتی و همکاران به طراحی صحیح و انتخاب مناسب سوپاپ کنترل جریان در مدار هیدرولیک کمک کرد. در این پژوهش تأثیر نیروی جبران بر تعادل اسپول تأیید گردید [۹]. روان و همکاران در سال ۲۰۰۲، به روش عددی جریان عبوری از سوپاپ کنترل جریان را به صورت دوبعدی مورد ارزیابی قرار دادند [۱۰]. در پژوهشی دیگر، ژانگ و همکاران، در سال ۲۰۰۲، اصلاح عملکرد یک نمونه سوپاپ کنترل جریان دو مرحله‌ای الکترو هیدرولیکی را در دستور کار قرار دادند. آنها با تغییر در ساختار هندسی سوپاپ و فنر به کار رفته در آن، به عملکرد استاتیکی مورد انتظار در مدار هیدرولیکی دست یافتند [۱۱]. سوزوکی و اوراتا در سال ۲۰۱۴، یک نمونه سوپاپ کنترل جریان با جبران‌کننده‌ی فشار را برای کنترل حجم آب عبوری از یک لوله انتقال آب ارائه کردند. سوپاپ کنترل جریان مذکور شامل،

دو دریچه برای جلوگیری از بروز کاویتاسیون، یک حلقه برای جبران نیروی ناشی از جریان و یک مستهلک‌کننده برای پایداری حرکت سوپاپ بود. بررسی‌های آنها نشان داد که استفاده از حلقه‌ی جبران‌کننده نیرو، موجب کاهش نوسانات جریان آب خروجی از ۸ درصد به ۴ درصد می‌گردد [۱۲]. چانگ نیز در سال ۲۰۱۰، عملکرد دینامیکی یک سوپاپ کنترل جریان الکترو هیدرولیکی را به روش تجربی توسط مولد موج فشار مربعی مورد بررسی قرار دادند [۱۳]. کوه‌لین و همکاران در سال ۲۰۱۲، طرح جدیدی از یک سوپاپ کنترل جریان قابل تنظیم الکتریکی برای کنترل عملکرد یک ترمز انرژی‌زای الکترو هیدرولیکی ارائه نمودند [۱۴]. هوانگ و همکاران در سال ۲۰۱۷، طراحی و ساخت سوپاپ کنترل جریان تناسبی دو مرحله‌ای را در دستور کار قرار دادند. آنها برای تغییر سطح مقطع عبور جریان متناسب با اختلاف فشار روغن در دو سوی سوپاپ، از مجموعه‌ی دو حسگر فشار و یک کنترل‌کننده استفاده کردند. اندازه‌گیری اختلاف فشار روغن در دو سوی تنگنای ایجاد شده در سوپاپ، توسط دو حسگر فشار انجام می‌گرفت. در نهایت، سیگنال خروجی کنترل‌کننده نیز متناسب با بزرگی اختلاف فشار روغن برای جبران فشار و تأثیر بر دبی روغن خروجی ایجاد می‌گردید [۱۵]. در سال ۲۰۱۷، شنگ و هوانگ، عملکرد یک سوپاپ کنترل جریان شامل واحد فرمان الکتریکی را مورد بررسی قرار دادند. بخش اصلی سوپاپ مورد مطالعه آنها شامل یک سوپاپ تقویت‌کننده‌ی جریان و واحد فرمان شامل یک سوپاپ کنترل جهت الکترو هیدرولیکی بود. بررسی‌های آنها نشان داد که افزایش متوسط افت فشار روغن علاوه بر افزایش دبی روغن خروجی از سوپاپ، موجب افزایش نوسانات جریان روغن خروجی از سوپاپ می‌گردد [۱۶]. وانگ و همکاران نیز در سال ۲۰۱۸، طراحی کنترل‌کننده برای بهبود عملکرد سوپاپ کنترل جریان تناسبی شامل پس‌خور داخلی جریان-جابجایی را در دستور کار قرار دادند. آنها با طراحی و به‌کارگیری کنترل‌کننده‌ی PID فازی به مشخصه‌های استاتیکی و دینامیکی قابل قبولی برای سوپاپ کنترل جریان تناسبی دست یافتند [۱۷]. در این مقاله، پس از تدوین روابط ریاضی حاکم بر سوپاپ کنترل جریان دارای جبران‌کننده‌ی فشار هیدرولیکی (نصب جبران‌کننده در پایین‌دست تنگنای قابل ارتباط میان کمیت‌های ورودی (جابه‌جایی عضو متحرک تنگنای قابل تنظیم و اختلاف فشار روغن در دو سوی سوپاپ کنترل جریان) و کمیت خروجی (دبی روغن عبوری از سوپاپ و ارسالی به عملگر هیدرولیک) در فضای لاپلاس تعیین می‌شود. همچنین، روند تغییرات متغیرهای حالت و ارزیابی تجربی روابط ریاضی حاکم بر سوپاپ کنترل جریان دارای جبران‌کننده‌ی فشار در شرایط پایا، بررسی می‌شود. در پایان ضمن بررسی پایداری سوپاپ کنترل جریان، تأثیر متغیرهای قابل تغییر بر پایداری نسبی و پاسخ زمانی آن در دستور کار قرار می‌گیرد.

۲- روش انجام پژوهش

۲-۱- روابط ریاضی حاکم بر سوپاپ کنترل جریان

در این بخش، ارایه‌ی مدل ریاضی سوپاپ کنترل جریان دارای جبران‌کننده‌ی فشار (نصب اسپول جبران‌کننده در پایین‌دست تنگنا)

داده شده در شکل ۱، به کمک رابطه‌ی غیر خطی زیر تعیین می‌شود:

$$Q_{CS} = C_{dcs} A_{CS} (x_{CS}) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_V - P_A)} \quad (۶)$$

ضریب تخلیه، برای تنگنای ایجاد شده توسط اسپول جبران کننده (C_{dcs}) نیز می‌باید به صورت تجربی تعیین گردد. مقطع عبور جریان در تنگنای شامل عضو متحرک اسپولی به شکل قطاعی از دایره می‌باشد. رابطه‌ی زیر برای محاسبه‌ی سطح مقطع عبور جریان در تنگنای شامل عضو متحرک اسپولی به دست می‌آید:

$$A_{CS} = \frac{\pi r_{cs}^2}{2} + r_{cs}^2 \sin^{-1} \left(\frac{x_{CS}}{r_{cs}} - 1 \right) + (x_{CS} - r_{cs}) \sqrt{x_{CS} (2r_{cs} - x_{CS})} \quad (۷)$$

به منظور دستیابی به تابع تبدیل سوپاپ کنترل جریان دارای جبران کننده‌ی فشار، خطی‌سازی رابطه‌ی غیر خطی (۶) به کمک بسط تیلور ضرورت دارد:

$$\Delta Q_{CS} = K_{qcs} \Delta x_{CS} + K_{ccs} (\Delta P_V - \Delta P_A) \quad (۸)$$

بر اساس بسط تیلور، ضرایب رابطه‌ی خطی (۸) شامل بهره‌ی جریان (K_{qcs})، و ضریب فشار-جریان (K_{ccs}) تنگنای ایجاد شده توسط اسپول جبران کننده به شرح زیر تعیین می‌شوند:

$$K_{qcs} = \left. \frac{\partial Q_{CS}}{\partial x_{CS}} \right|_0 \quad (۹)$$

$$= A_{CS} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \cdot \left. \frac{\partial C_{dcs}}{\partial x_{CS}} \right|_0 + C_{dcs} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \cdot \left. \frac{\partial A_{CS}}{\partial x_{CS}} \right|_0$$

$$K_{ccs} = \left. \frac{\partial Q_{CS}}{\partial \Delta P} \right|_0 = A_{CS} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \cdot \left. \frac{\partial C_{dcs}}{\partial \Delta P} \right|_0 + \frac{C_{dcs} A_{CS}}{\sqrt{2\rho \Delta P}} \left. \frac{\partial A_{CS}}{\partial \Delta P} \right|_0 \quad (۱۰)$$

- معادله‌ی پیوستگی جریان در محفظه‌ی فرمان اسپول جبران کننده‌ی فشار: مطابق شکل ۲، به منظور جابه‌جایی اسپول در جهت کاهش سطح مقطع عبور جریان در تنگنای ایجاد شده توسط اسپول، بخشی از روغن خروجی پمپ از طریق تنگنای ثابت، به محفظه‌ی فرمان ارسال می‌شود. بدین ترتیب معادله‌ی پیوستگی جریان برای محفظه‌ی فرمان به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\dot{P}_0 = \frac{\beta}{V_0} [Q_0 + A_0 \dot{x}_{CS}] \quad (۱۱)$$

مطابق شکل ۱، حجم محفظه‌ی فرمان (V_0) در سوپاپ کنترل جریان بستگی به موقعیت اسپول (x_{CS}) دارد. از این رو حجم محفظه‌ی فرمان به کمک رابطه‌ی زیر به دست می‌آید:

$$V_0 = V_0|_{x_{CS}=0} - A_0 x_{CS} \quad (۱۲)$$

همچنین دبی روغن عبوری از تنگنای ثابت اسپول جبران کننده بر حسب مقاومت هیدرولیکی آن (R_0)، به صورت زیر تعیین می‌شود:

$$Q_0 = \frac{P_p - P_0}{R_0} \quad (۱۳)$$

مقاومت هیدرولیکی یک تنگنای ثابت به هندسه‌ی تنگنا و لزجت روغن وابسته است. بدین ترتیب مقاومت در برابر جریان روغن در تنگنای ثابت به کمک رابطه‌ی زیر به دست می‌آید [۵]:

$$R_0 = \frac{128\mu L_0}{\pi D_0^4} \quad (۱۴)$$

رابطه‌ی (۱۱)، پس از جای‌گذاری رابطه‌ی (۱۳)، به صورت زیر بازنویسی می‌گردد:

$$\frac{V_0}{\beta} \dot{P}_0 = \frac{P_p - P_0}{R_0} + A_0 \dot{x}_{CS} \quad (۱۵)$$

از سمت چپ رابطه‌ی (۱۵)، به دلیل حجم بسیار کم محفظه‌ی فرمان و مقدار بالای مدول بالک روغن، صرف‌نظر می‌شود. بدین ترتیب

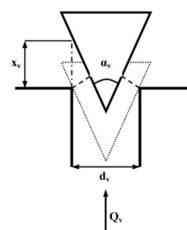
در دستور کار قرار دارد. برای این منظور، روابط ریاضی حاکم بر هر جزء از سوپاپ کنترل جریان دارای جبران کننده ارایه می‌گردد. پس از خطی‌سازی روابط غیرخطی، برای دستیابی به ارتباط بین کمیت‌های ورودی و خروجی سوپاپ کنترل جریان، تابع تبدیل متناظر با هر جزء آن تدوین می‌گردد.

- دبی روغن عبوری از تنگنای قابل تنظیم سوپاپ کنترل جریان با جبران کننده‌ی فشار: مطابق شکل ۲، دبی روغن عبوری از تنگنای قابل تنظیم سوپاپ کنترل جریان، به کمک رابطه‌ی زیر به دست می‌آید:

$$Q_V = C_{dv} A_V (x_V) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - P_V)} \quad (۱)$$

تنگنای قابل تنظیم در سوپاپ کنترل جریان نشان داده شده در شکل ۱، شامل یک عضو متحرک مخروطی می‌باشد. از این رو ضریب تخلیه (C_{dv}) در رابطه‌ی (۱)، می‌باید برای تنگنای شامل عضو متحرک مخروطی و به صورت تجربی تعیین گردد. بر اساس هندسه‌ی تنگنای نشان داده شده در شکل ۲، رابطه‌ی زیر برای محاسبه‌ی سطح مقطع عبور جریان در تنگنای دارای عضو مخروطی به دست می‌آید:

$$A_V = \pi x_V \sin\left(\frac{\alpha_V}{2}\right) \left[d_V - x_V \sin\left(\frac{\alpha_V}{2}\right) \cos\left(\frac{\alpha_V}{2}\right) \right] \quad (۲)$$



شکل ۲- مقطع عبور جریان در تنگنای با عضو متحرک مخروطی

خطی‌سازی رابطه‌ی دبی روغن عبوری از تنگنای قابل تنظیم، بر اساس بسط تیلور، به صورت زیر انجام می‌گیرد:

$$\Delta Q_V = K_{qv} \Delta x_V + K_{cv} (\Delta P_p - \Delta P_V) \quad (۳)$$

بر اساس بسط تیلور، ضرایب رابطه‌ی خطی (۳) شامل بهره‌ی جریان (K_{qv}) و ضریب فشار-جریان (K_{cv})، تنگنای قابل تنظیم به شرح زیر تعیین می‌شوند:

$$K_{qv} = \left. \frac{\partial Q_V}{\partial x_V} \right|_0 \quad (۴)$$

$$= A_V \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \cdot \left. \frac{\partial C_{dv}}{\partial x_V} \right|_0 + C_{dv} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \cdot \left. \frac{\partial A_V}{\partial x_V} \right|_0$$

$$K_{cv} = \left. \frac{\partial Q_V}{\partial \Delta P} \right|_0 = A_V \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \cdot \left. \frac{\partial C_{dv}}{\partial \Delta P} \right|_0 + \frac{C_{dv} A_V}{\sqrt{2\rho \Delta P}} \left. \frac{\partial A_V}{\partial \Delta P} \right|_0 \quad (۵)$$

- دبی روغن عبوری از تنگنای ایجاد شده توسط اسپول در سوپاپ کنترل جریان (Q_{CS}): مطابق شکل ۲، اسپول در سوپاپ کنترل جریان دارای جبران کننده وظیفه‌ی تثبیت اختلاف فشار روغن در بالادست و پایین دست تنگنای قابل تنظیم را بر عهده دارد. حرکت اسپول در برابر یک مجرای ثابت، تنگنای با سطح متغیر به وجود می‌آورد. سطح مقطع عبور جریان در تنگنای ایجاد شده توسط اسپول (A_{CS})، متناسب با جابه‌جایی اسپول (x_{CS})، تغییر می‌کند. دبی روغن عبوری از تنگنای ایجاد شده توسط اسپول (Q_{CS}) در سوپاپ نشان

رابطه‌ی (۱۵) به شرح زیر ساده می‌شود:

$$P_0 = P_p + A_0 \dot{x}_{cs} R_0 \quad (16)$$

- معادله‌ی حرکت اسپول در سوپاپ کنترل جریان دارای جبران‌کننده‌ی فشار: اسپول در سوپاپ کنترل جریان نشان داده شده در شکل ۱، تحت تاثیر فشار روغن در مجرای خروجی پمپ هیدرولیک، فشار روغن در مجرای ورودی عملگر و همچنین نیروی فنر حرکت می‌کند. بخشی از روغن ارسالی به مجرای ورودی سوپاپ کنترل جریان از طریق تنگنای ثابت به محفظه‌ی فرمان اسپول هدایت می‌شود. اعمال فشار روغن بر سطح موثر اسپول در محفظه‌ی فرمان، موجب حرکت آن بر خلاف نیروی فنر و کاهش سطح مقطع عبور جریان در تنگنای ایجاد شده توسط اسپول می‌گردد. از سوی دیگر، اسپول تحت تاثیر نیروی فنر و فشار روغن در مجرای خروجی تنگنای قابل تنظیم (فشار روغن در محفظه‌ی فنر) قرار دارد. بدین ترتیب مجموع نیروی حاصل از اعمال فشار روغن بر سطح موثر اسپول در محفظه‌ی فنر و نیروی فنر، امکان کاهش سطح مقطع عبور جریان در تنگنای ایجاد شده توسط اسپول را فراهم می‌کنند. بیشینه جابه‌جایی اسپول (x_{csmax}) در سوپاپ کنترل جریان شامل جبران‌کننده، توسط قیدهای مکانیکی محدود می‌شود. مطابق شکل ۱، معادله‌ی حرکت اسپول، به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$P_v A_0 + F_x + F_{sp} - B_{cs} \dot{x}_{cs} - P_0 A_0 = M_{cs} \ddot{x}_{cs} \quad (17)$$

نیروی فنر وارد بر اسپول جبران‌کننده (F_{sp}) بر اساس مبدا نشان داده شده در شکل ۱، از رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود:

$$F_{sp} = F_{sp0} - K_{sp} x_{cs} \quad (18)$$

در صورت بازنویسی رابطه‌ی بقای اندازه حرکت سیال برای حجم کنترل در محفظه‌ی فنر سوپاپ کنترل جریان، نیروی وارد بر سطح موثر اسپول در اثر جریان سیال به شرح زیر تعیین می‌گردد:

$$F_x = -K_{fq} x_{cs} - K_{fcc} (P_v - P_A) - \rho L K_{qcs} \dot{x}_{cs} - \rho L K_{ccs} (\dot{P}_v - \dot{P}_A) \quad (19)$$

بهره‌ی نیرو- جریان (K_{fq}) و ضریب نیروی جریان- فشار (K_{fcc}) تنگنای ایجاد شده توسط اسپول در سوپاپ کنترل جریان دارای جبران‌کننده بر اساس بسط تیلور به شرح زیر تعیین می‌شوند:

$$K_{fq} = 2(P_v - P_A) C_{dcs}^2 \cos \theta \left. \frac{\partial A_{cs}}{\partial x_{cs}} \right|_0 \quad (20)$$

$$K_{fcc} = 2A_{cs} C_{dcs}^2 \cos \theta |_0 \quad (21)$$

با جای‌گذاری روابط (۱۹)، (۲۰) و (۲۱) در رابطه‌ی (۱۷)، معادله حرکت اسپول به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$M_{ex} \ddot{x}_{cs} + \bar{B}_{cs} \dot{x}_{cs} + \bar{K}_{cs} x_{cs} = P_v (A_{cs} - K_{fcc}) - P_p A_{cs} + P_A K_{fcc} \quad (22)$$

$$\bar{B}_{cs} = B_{cs} + \rho L K_{qcs} + A_{cs}^2 R_0 \quad (23)$$

$$\bar{K}_{cs} = K_{cs} + K_{fq} \quad (24)$$

- معادله‌ی پیوستگی در محفظه‌ی فنر اسپول جبران‌کننده‌ی فشار: مطابق شکل ۱، محفظه‌ی فنر، در حد فاصل تنگنای قابل تنظیم و تنگنای ایجاد شده توسط اسپول جبران‌کننده قرار دارد. از این رو معادله‌ی پیوستگی در محفظه‌ی فنر سوپاپ کنترل جریان به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\dot{P}_v = \frac{\beta}{V_{cs}} [Q_v - Q_{cs} - A_{cs} \dot{x}_{cs}] \quad (25)$$

مطابق شکل ۱، حجم محفظه‌ی فنر (V_{cs}) در سوپاپ کنترل جریان دارای جبران‌کننده به موقعیت اسپول بستگی دارد. از این رو

حجم محفظه‌ی فرمان به کمک رابطه‌ی زیر تعیین می‌شود:

$$V_{cs} = V_{cs}|_{x_{cs}=0} + A_{cs} \dot{x}_{cs} \quad (26)$$

به دلیل حجم بسیار کم محفظه‌ی فنر و مقدار بالای مدول بالک روغن، از سمت چپ رابطه‌ی (۲۵) صرف‌نظر می‌شود. بدین ترتیب بازنویسی رابطه‌ی (۲۵) به صورت زیر انجام می‌گیرد:

$$Q_v - Q_{cs} - A_{cs} \dot{x}_{cs} = 0 \quad (27)$$

رابطه‌ی (۲۷)، با جای‌گذاری دبی روغن عبوری از تنگنای قابل تنظیم (رابطه‌ی ۳) و دبی روغن عبوری از تنگنای ایجاد شده توسط اسپول جبران‌کننده (رابطه‌ی ۸)، به صورت زیر بازنویسی می‌گردد:

$$A_{cs} \Delta \dot{x}_{cs} + K_{qcs} \Delta x_{cs} + (K_{cv} + K_{ccs}) \Delta P_v - K_{qv} \Delta x_v - K_{cv} \Delta P_p + K_{ccs} \Delta P_A = 0 \quad (28)$$

۲-۲- حل معادلات ریاضی حاکم در شرایط پایا

در بخش ۲-۱، معادلات ریاضی حاکم بر سوپاپ کنترل جریان با جبران‌کننده‌ی فشار، شامل معادله‌ی پیوستگی جریان برای محفظه‌ی فرمان (رابطه‌ی ۱۱)، معادله‌ی حرکت اسپول (رابطه‌ی ۲۲) و معادله‌ی پیوستگی جریان در محفظه‌ی فنر (رابطه‌ی ۲۵) بودند. بر این اساس، متغیرهای حالت سوپاپ کنترل جریان با جبران‌کننده‌ی فشار، شامل جابه‌جایی اسپول، فشار روغن خروجی پمپ، فشار روغن مجرای ورودی عملگر هیدرولیک می‌باشند. بدین ترتیب روابط ریاضی حاکم بر سوپاپ کنترل در شرایط پایا به شرح زیر بازنویسی می‌شوند:

- معادله‌ی حرکت اسپول جبران‌کننده در شرایط پایا:

$$(K_{cs} + K_{fq}) x_{cs0} = [F_{sp}|_{x_{cs}=0} - (P_0 - P_v) A_0] - K_{fcc} (P_{v0} - P_{A0}) \quad (29)$$

- معادله‌ی پیوستگی جریان در محفظه‌ی فرمان در شرایط پایا:

$$P_p = P_0 \quad (30)$$

- معادله‌ی پیوستگی جریان در محفظه‌ی فنر در شرایط پایا:

$$Q_v = Q_{cs} \quad (31)$$

برای تعیین متغیرهای حالت سوپاپ کنترل جریان در شرایط پایا، حل هم‌زمان روابط (۲۹)، (۳۰) و (۳۱) ضرورت دارد. برای تعیین فشار روغن در محفظه‌ی فنر سوپاپ کنترل جریان (P_v)، روابط (۱) و (۶) در رابطه‌ی (۳۱) جای‌گذاری می‌شود:

$$C_{dv} A_v (x_v) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - P_v)} = C_{dcs} A_{cs} (x_{cs}) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_v - P_A)} \quad (32)$$

با حل رابطه‌ی فوق، فشار روغن در محفظه‌ی فنر (P_v) به صورت زیر به دست می‌آید:

$$P_v = \frac{\bar{C}_d \bar{A} P_p + P_A}{1 + \bar{C}_d \bar{A}} \quad (33)$$

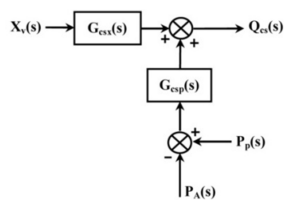
$$\bar{C}_d = \frac{C_{dv}^2}{C_{dcs}^2} \quad (34)$$

$$\bar{A} = \frac{A_v^2 (x_v)}{A_{cs}^2 (x_{cs})} \quad (35)$$

با جای‌گذاری روابط (۱) و (۳۳) در رابطه‌ی (۳۱)، دبی روغن عبوری از تنگنای قابل تنظیم و تنگنای ایجاد شده توسط اسپول جبران‌کننده به دست می‌آید:

$$Q_v = Q_{cs} = \frac{C_{dv} A_v (x_v)}{\sqrt{1 + \bar{C}_d \bar{A}}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - P_A)} \quad (36)$$

همچنین با جای‌گذاری رابطه‌ی (۳۳) در رابطه‌ی (۲۹)، اختلاف فشار روغن در دو سوی سوپاپ کنترل جریان شامل جبران‌کننده‌ی فشار تعیین می‌گردد:



شکل ۳- نمودار روندنمای متناظر با سوپاپ کنترل جریان با جبران کننده‌ی فشار

۲-۴- ارزیابی تجربی سوپاپ کنترل جریان با جبران کننده‌ی فشار

برای ارزیابی تجربی روابط ریاضی حاکم بر سوپاپ کنترل جریان با جبران کننده‌ی فشار، طراحی و ساخت مدار هیدرولیک نشان داده شده در شکل ۴، انجام گرفت. در این مدار، از سوپاپ کنترل جریان با جبران کننده‌ی فشار مدل QDE3-14 استفاده شد (شکل ۵). در این سوپاپ، اسپول جبران کننده در بالادست تنگنای قابل تنظیم تناسبی قرار دارد. بدین ترتیب، تغییر سطح مقطع عبور جریان در تنگنای قابل تنظیم سوپاپ نشان داده شده در شکل ۵ متناسب با بزرگی جریان برق ارسالی به سولنوئید تناسبی خواهد بود. جریان برق لازم برای تحریک سولنوئید تناسبی توسط کنترل کننده تامین می‌گردد. روغن مورد نیاز مدار هیدرولیک نشان داده شده در شکل ۴، توسط پمپ جابه‌جایی ثابت دنده خارجی مدل PFG2-4X تامین می‌شود. مطابق شکل ۴، از سوپاپ کنترل جهت چهار دهانه‌ی سه وضعیته برای هدایت روغن خروجی پمپ به مدار هیدرولیک و همچنین ارسال روغن با کمینه فشار به مخزن استفاده شده است. فشار روغن در مجرای ورودی سوپاپ کنترل جریان شامل جبران کننده‌ی فشار توسط سوپاپ کنترل فشار تناسبی تنظیم می‌شود. برای تعیین ضریب تخلیه در تنگنای قابل تنظیم و تنگنای ایجاد شده توسط جبران کننده، دبی روغن عبوری از سوپاپ نیز به وسیله‌ی حسگر دبی مدل SCFT-060 اندازه‌گیری می‌شود. در ضمن، از حسگرهای مدل SCPT-60 برای اندازه‌گیری فشار و دمای روغن در بخش‌های مختلف مدار هیدرولیک استفاده می‌شود. برای ارزیابی متغیرهای حالت سوپاپ کنترل جریان دارای جبران کننده‌ی فشار در شرایط پایا (نقاط کار در شرایط پایا)، با اعمال بار مشخص به عضو متحرک موتور هیدرولیک توسط واحد بارگذاری و به کمک سوپاپ فشار شکن تناسبی، اختلاف فشار روغن در دو سوی سوپاپ در سطح ثابتی نگه‌داشته می‌شود. سپس با تغییر سطح مقطع عبور جریان در تنگنای قابل تنظیم توسط کنترل کننده، ثبت و اندازه‌گیری فشار روغن در محفظه‌ی فرمان سوپاپ کنترل جریان و دبی روغن عبوری از آن انجام می‌گیرد.

$$P_p - P_A = \frac{1 + \bar{C}_d \bar{A}}{K_{fcc} \bar{C}_d \bar{A} + A_0} [F_{sp}|_{x_{cs}=0} - K_{cs} x_{cs}] \quad (37)$$

از این رو، در صورت جابه‌جایی اسپول جبران کننده‌ی فشار به اندازه‌ی x_{csmax} ، اختلاف فشار روغن در دو سوی سوپاپ کنترل جریان به کمک رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود:

$$\Delta P_{crit} = [F_{sp}|_{x_{cs}=0} - K_{cs} x_{cs}] \frac{1 + \bar{C}_d \bar{A}}{K_{fcc} \bar{C}_d \bar{A} + A_0} |_{x_{csmax}} \quad (38)$$

بدین ترتیب سوپاپ کنترل جریان دارای جبران کننده‌ی فشار دارای دو وضعیت کاری خواهد بود. در نهایت، پس از بازنویسی روابط (۲۹) تا (۳۸) در بخش شبیه‌سازی نرم‌افزار مطلب، متغیرهای حالت سوپاپ کنترل جریان با جبران کننده‌ی فشار بر حسب متغیرهای مستقل (اختلاف فشار روغن و جابجایی عضو متحرک سوپاپ کنترل جریان) بدست می‌آیند.

۲-۳- تابع تبدیل سوپاپ کنترل جریان با جبران کننده

در این بخش به منظور دست‌یابی به تابع تبدیل سوپاپ کنترل جریان دارای جبران کننده، بازنویسی روابط (۸)، (۲۲) و (۲۸) در فضای لاپلاس به شرح زیر در دستور کار قرار می‌گیرد:

$$Q_{cs}(s) = K_{qcs} X_{cs}(s) + K_{ccs} [P_v(s) - P_A(s)] \quad (39)$$

$$(M_{cs} s^2 + \bar{B}_{cs} s + \bar{K}_{cs}) X_{cs}(s) + (A_{cs} - K_{fcc}) P_v(s) = -A_{cs} P_p(s) + K_{fcc} P_A(s) \quad (40)$$

$$(K_{qcs} + A_{cs} s) X_{cs}(s) + (K_{cv} + K_{ccs}) P_v(s) = K_{qv} X_v(s) + K_{cv} P_p(s) + K_{ccs} P_A(s) \quad (41)$$

پس از حل هم‌زمان دو رابطه‌ی (۴۰) و (۴۱)، دو کمیت $X_{cs}(s)$ و $P_v(s)$ محاسبه می‌شوند. سپس با جای‌گذاری کمیت‌های $X_{cs}(s)$ و $P_v(s)$ در رابطه‌ی (۳۹) و انجام عملیات جبری، کمیت دبی روغن عبوری از سوپاپ کنترل جریان، به شرح زیر تعیین می‌گردد:

$$Q_{cs}(s) = G_{csp}(s) [P_p(s) - P_A(s)] + G_{csx}(s) X_v(s) \quad (42)$$

توابع تبدیل $G_{csp}(s)$ و $G_{csx}(s)$ نیز به کمک روابط زیر تعریف می‌شوند:

$$G_{csx}(s) = \frac{b'_1 s^2 + b'_2 s + b'_3}{a_1 s^2 + a_2 s + a_3} \quad (43)$$

$$G_{csp}(s) = \frac{b_1 s^2 + b_2 s + b_3}{a_1 s^2 + a_2 s + a_3} \quad (44)$$

ضرایب مندرج در توابع تبدیل $G_{csx}(s)$ و $G_{csp}(s)$ نیز به شرح

زیر تعریف می‌شوند:

$$a_1 = M_{cs} (K_{cv} + K_{ccs}) \quad (45)$$

$$a_2 = \bar{B}_{cs} (K_{cv} + K_{ccs}) - A_{cs} (K_{fcc} - A_{cs}) \quad (46)$$

$$a_3 = \bar{K}_{cs} (K_{cv} + K_{ccs}) - K_{qvs} (K_{qcs} - A_{cs}) \quad (47)$$

$$b_1 = M_{cs} K_{cv} K_{ccs} \quad (48)$$

$$b_2 = K_{ccs} (K_{cv} \bar{B}_{cs} + A_{cs}^2) \quad (49)$$

$$b_3 = K_{cv} (\bar{K}_{cs} K_{ccs} - K_{qcs} K_{fcc}) \quad (50)$$

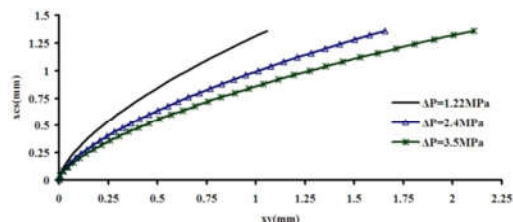
$$b'_1 = M_{cs} K_{qv} K_{ccs} \quad (51)$$

$$b'_2 = K_{ccs} K_{qv} \bar{B}_{cs} \quad (52)$$

$$b'_3 = K_{qv} (\bar{K}_{cs} K_{ccs} - K_{qcs} K_{fcc} + K_{qcs} A_{cs}) \quad (53)$$

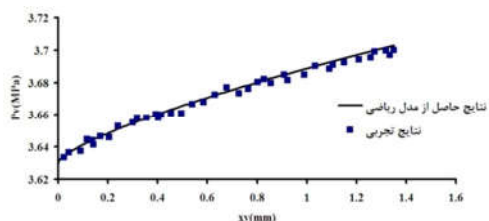
نمودار روندنمای متناظر با عملکرد سوپاپ کنترل جریان دارای جبران کننده‌ی فشار بر اساس رابطه‌ی (۴۲) ترسیم و در شکل ۳ نشان داده شده است.

در شکل ۷ نیز تاثیر موقعیت عضو متحرک تنگنای قابل تنظیم (x_v) بر جابه‌جایی اسپول جبران‌کننده (x_{cs}) در مقادیر مختلف اختلاف فشار روغن در دو سوی سوپاپ کنترل جریان مورد بررسی قرار گرفته است. با افزایش اختلاف فشار روغن در دو مجرای ورودی و خروجی سوپاپ کنترل جریان، به ازای جابه‌جایی معین عضو متحرک تنگنای قابل تنظیم، اسپول جبران‌کننده برای تثبیت فشار روغن در محفظه‌ی فنر و مجرای ورودی سوپاپ به میزان بیشتری جابه‌جا می‌شود.



شکل ۷- تاثیر اختلاف فشار روغن در دو سوی سوپاپ کنترل بر جابه‌جایی اسپول جبران‌کننده

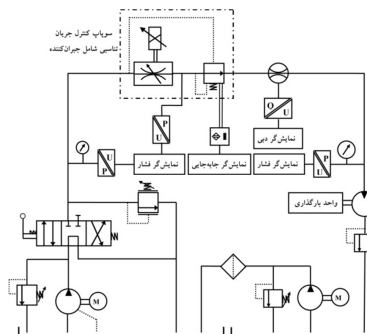
تغییرات فشار روغن در محفظه‌ی فنر سوپاپ کنترل جریان (P_v) بر حسب جابه‌جایی عضو متحرک تنگنای قابل تنظیم (x_v) ، در حالتی که اختلاف فشار روغن در دو سوی این سوپاپ برابر $1/75\text{MPa}$ باشد، در شکل ۸ نشان داده شده است.



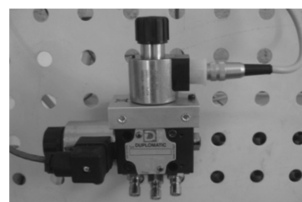
شکل ۸- تغییرات فشار روغن در محفظه‌ی فنر بر حسب افزایش سطح مقطع عبور جریان $(\Delta P=1/75\text{MPa})$

مطابق شکل ۸، با جابه‌جایی عضو متحرک تنگنای قابل تنظیم و افزایش سطح مقطع عبور جریان در این تنگنا، به دلیل ارسال حجم بیشتر روغن به محفظه‌ی فنر، فشار روغن در حد فاصل دو تنگنای سوپاپ کنترل جریان به صورت جزئی افزایش خواهد یافت. افزایش نشت روغن در محفظه‌های فنر و فرمان سوپاپ کنترل جریان و همچنین اعمال نیروی فنر به اسپول، ضمن ایجاد تمایل به حرکت بیشتر اسپول جبران‌کننده، موجب می‌گردد که نتایج تجربی، اندکی کمتر از نتایج حاصل از حل روابط ریاضی در شرایط پایا باشند. انطباق مناسب نتایج تجربی با نتایج حاصل از حل روابط ریاضی، تحت شرایط پایا در شکل ۸، درستی رابطه‌ی (۳۳) را تایید می‌کند.

در شکل ۹، تاثیر اختلاف فشار روغن در دو سوی سوپاپ کنترل جریان بر دبی روغن عبوری از این سوپاپ (Q_v) نشان داده شده است. مطابق شکل ۹، تغییر اختلاف فشار روغن، تاثیری بر دبی روغن عبوری از سوپاپ کنترل جریان دارای جبران‌کننده‌ی فشار ندارد. در صورت به‌کارگیری سوپاپ کنترل جریان دارای جبران‌کننده‌ی فشار در بالادست یک عملگر هیدرولیک، با تغییر بار وارد بر عضو متحرک آن، سرعت حرکت بار، به‌دلیل عبور دبی ثابت روغن از طریق سوپاپ



شکل ۴- مدار هیدرولیک برای ارزیابی تجربی نقاط کار در سوپاپ کنترل جریان با جبران‌کننده‌ی فشار

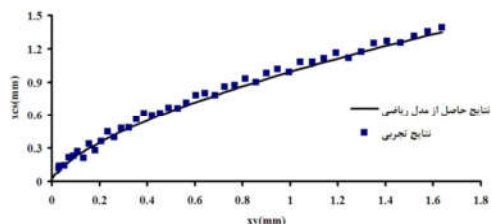


شکل ۵- سوپاپ کنترل جریان مدل QDE3-14

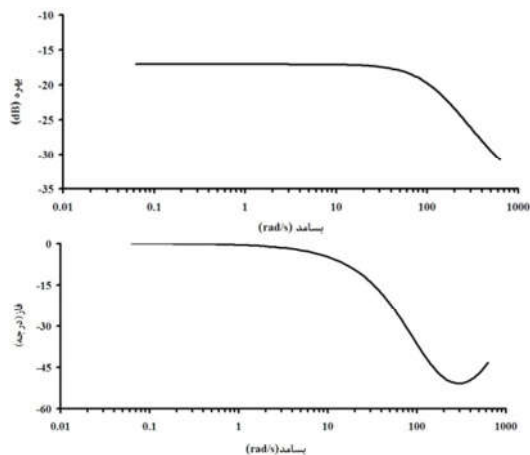
۳- نتایج و بحث

۳-۱- ارزیابی روابط ریاضی حاکم در شرایط پایا

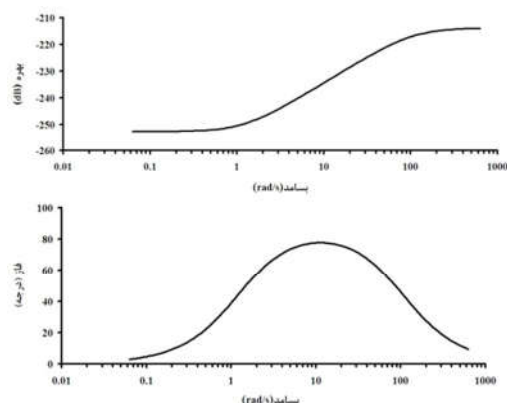
در این قسمت، روند تغییرات متغیرهای حالت و همچنین ارزیابی تجربی روابط ریاضی حاکم بر سوپاپ کنترل جریان با جبران‌کننده‌ی فشار در شرایط پایا، بررسی می‌شود. برای این منظور، در شکل ۶، جابه‌جایی اسپول جبران‌کننده‌ی فشار (x_{cs}) بر حسب جابه‌جایی عضو متحرک تنگنای قابل تنظیم (x_v) ، در حالتی که اختلاف فشار روغن در دو سوی این تنگنا برابر $2/4\text{MPa}$ می‌باشد، نشان داده شده است. با افزایش سطح مقطع عبور جریان در تنگنای قابل تنظیم (افزایش x_v)، جابه‌جایی جبران‌کننده‌ی فشار سوپاپ کنترل جریان به منظور تثبیت اختلاف فشار روغن در دو سوی تنگنا، افزایش می‌یابد. مطابق شکل ۶، نتایج تجربی انطباق بسیار خوبی با نتایج حاصل از مدل ریاضی دارند. با افزایش سطح مقطع عبور جریان و افزایش فشار روغن در محفظه‌ی فنر سوپاپ کنترل جریان، دمای روغن افزایش می‌یابد. بدین ترتیب افزایش نشت روغن در محفظه‌های فنر و فرمان سوپاپ کنترل جریان از یک سو، و اعمال نیروی فنر به اسپول در راستای جابه‌جایی آن، از سوی دیگر، امکان حرکت بیشتر اسپول نسبت به مقدار پیش‌بینی شده توسط مدل ریاضی را فراهم می‌کند.



شکل ۶- تغییرات جابه‌جایی اسپول جبران‌کننده بر حسب جابه‌جایی عضو متحرک تنگنای قابل تنظیم $(\Delta P=2/4\text{MPa})$.



شکل ۱۱- پاسخ بسامدی متناظر با تابع تبدیل G_{csx}



شکل ۱۲- پاسخ بسامدی متناظر با تابع تبدیل G_{csp}

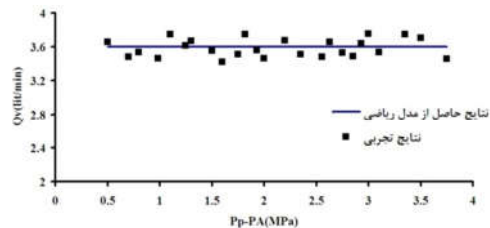
مطابق شکل ۱۱، در محدوده وسیعی از بسامد، بهره‌ی تابع تبدیل G_{csx} ، برابر با مقدار ثابتی می‌باشد. در بسامدهای بالاتر، بهره‌ی تابع تبدیل G_{csx} کاهش می‌یابد (همانند یک فیلتر پایین‌گذر). با توجه به موقعیت قطب‌ها و همچنین حاشیه‌ی فاز و بهره‌ی آن، تابع تبدیل G_{csx} پایدار است. مطابق شکل ۱۲، بهره‌ی متناظر با تابع تبدیل G_{csp} با افزایش بسامد، افزایش می‌یابد. بر اساس روابط (۴۳) و (۴۴)، قطب‌های دو تابع تبدیل G_{csx} و G_{csp} در همه‌ی نقاط کار در موقعیت مشابهی قرار دارند. از این رو دو تابع تبدیل G_{csx} و G_{csp} دارای وضعیت پایداری مشابهی می‌باشند.

۳-۳- تاثیر کمیت‌های قابل تغییر بر پایداری نسبی

سوپاپ کنترل جریان با جبران‌کننده‌ی فشار

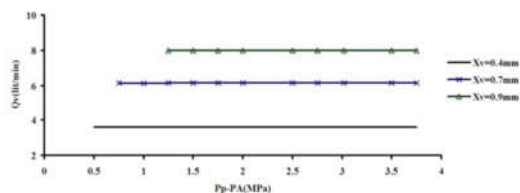
در سوپاپ کنترل جریان با جبران‌کننده‌ی فشار، با تغییر برخی کمیت‌ها، موقعیت نقطه‌ی کار، قطب‌های تابع تبدیل و در نتیجه‌ی آن پایداری نسبی سوپاپ با تغییر همراه می‌گردند. کمیت‌های قابل تغییر در سوپاپ کنترل جریان با جبران‌کننده‌ی فشار شامل سطح مقطع عبور جریان (جابه‌جایی عضو متحرک تنگنای قابل تنظیم) و اختلاف فشار روغن در محفظه‌ی فنر و فرمان اسپول جبران‌کننده می‌باشند. در این بخش، تاثیر هر یک از کمیت‌های قابل تغییر بر پایداری سوپاپ کنترل جریان با جبران‌کننده‌ی فشار مورد بررسی قرار

کنترل، بدون تغییر خواهد ماند. به‌منظور تثبیت اختلاف فشار روغن در دوسوی تنگنای قابل تنظیم، اسپول جبران‌کننده متناسب با افزایش اختلاف فشار، جابه‌جا می‌شود. از این رو دبی روغن عبوری از سوپاپ کنترل جریان دارای جبران‌کننده‌ی فشار، تحت تاثیر تغییر بار وارد بر عضو متحرک هیدرولیک قرار نمی‌گیرد.



شکل ۹- تاثیر اختلاف فشار روغن در دو سوی سوپاپ کنترل بر دبی روغن عبوری از آن

تاثیر هم‌زمان جابه‌جایی عضو متحرک تنگنای قابل تنظیم و اختلاف فشار روغن در دو سوی سوپاپ کنترل جریان در شکل ۱۰ نشان داده شده است. مطابق شکل ۱۰، با افزایش سطح مقطع عبور جریان در سوپاپ کنترل جریان، دبی روغن عبوری از آن نیز افزایش می‌یابد (در یک اختلاف فشار ثابت). هوانگ و همکاران نیز در سال ۲۰۱۷ به این نتیجه رسیدند که دبی روغن عبوری از سوپاپ کنترل جریان با جبران‌کننده فشار، مستقل از اختلاف فشار روغن در دو سوی آن است [۱۵].

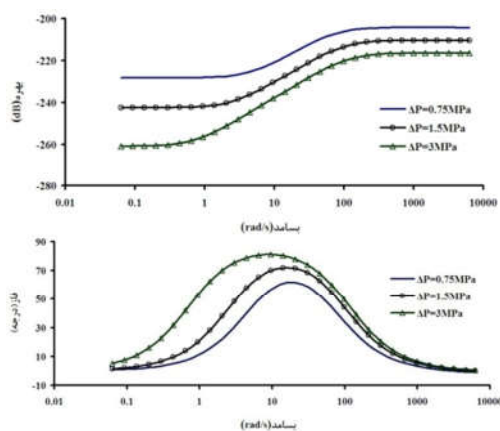


شکل ۱۰- تاثیر اختلاف فشار روغن در دو سوی سوپاپ کنترل جریان بر دبی روغن عبوری از آن

۳-۲- پاسخ بسامدی سوپاپ کنترل جریان

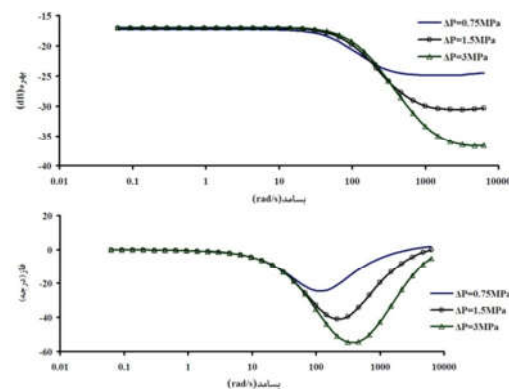
مطابق شکل ۳، ارتباط بین کمیت‌های ورودی (جابه‌جایی عضو متحرک تنگنای قابل تنظیم و اختلاف فشار روغن در دو سوی سوپاپ کنترل جریان) و کمیت خروجی (دبی روغن عبوری از سوپاپ و ارسالی به عملگر هیدرولیک) به‌وسیله‌ی دو تابع تبدیل G_{csx} (رابطه‌ی (۴۳)) و G_{csp} (رابطه‌ی (۴۴)) تعیین می‌شود. در این بخش، به تحلیل پاسخ بسامدی سوپاپ کنترل جریان با جبران‌کننده‌ی فشار متناظر با توابع تبدیل G_{csx} و G_{csp} پرداخته می‌شود. توابع تبدیل G_{csx} و G_{csp} ، در شرایطی که جابه‌جایی عضو متحرک تنگنای قابل تنظیم (X_v) ، جابه‌جایی اسپول جبران‌کننده (X_{cs}) و اختلاف فشار روغن در دو محفظه‌ی فنر و فرمان سوپاپ کنترل جریان به‌ترتیب برابر با $0.7/4\text{mm}$ و $0.7/5\text{mm}$ و $2/4\text{MPa}$ باشد، محاسبه می‌شوند. پاسخ بسامدی متناظر با دو تابع تبدیل (۴۳) و (۴۴) به ترتیب در شکل‌های ۱۱ و ۱۲ نشان داده شده است.

می‌گیرد. در شکل ۱۳، نمودار بودی متناظر با تابع تبدیل G_{esp} در اختلاف فشارهای $1/5\Delta MPa$ ، $0.75\Delta MPa$ و $3\Delta MPa$ آمده است. مطابق شکل ۱۳، تابع تبدیل G_{esp} تحت تاثیر هر سه اختلاف فشار پایدار است.



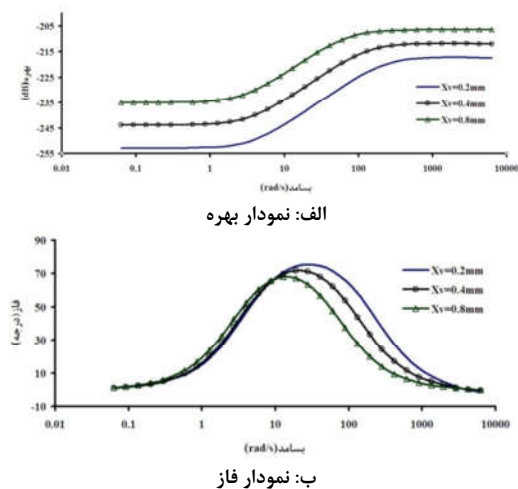
شکل ۱۳- تاثیر اختلاف فشار بر پاسخ بسامدی تابع تبدیل G_{esp}

تابع تبدیل G_{esp} برابر با نسبت تغییرات دبی روغن عبوری از سوپاپ کنترل جریان به تغییرات اختلاف فشار در دو سوی آن یا به عبارت بهتر ضریب فشار- جریان سوپاپ می‌باشد. بر اساس رابطه (۵)، ضریب فشار- جریان سوپاپ با اختلاف فشار روغن در دو سوی آن رابطه‌ی عکس دارد. از این رو، مطابق شکل ۱۳، افزایش اختلاف فشار روغن در دو مجرای ورودی و خروجی سوپاپ کنترل جریان، موجب کاهش بزرگی و بهره‌ی تابع تبدیل G_{esp} می‌گردد. بدین ترتیب پایداری نسبی سوپاپ کنترل جریان با افزایش اختلاف فشار روغن، همچنین با افزایش اختلاف فشار روغن در دو سوی سوپاپ کنترل جریان، تابع تبدیل G_{esp} ، به تغییرات در ورودی، به دلیل کاهش در پهنای باند، عکس‌العمل ضعیف‌تری نشان می‌دهد. بر اساس شکل ۱۳، در بسامدهای بالا، تاثیر اختلاف فشار روغن در دو سوی سوپاپ کنترل جریان بر نمودار بودی متناظر با تابع تبدیل G_{esp} کاهش می‌یابد (به ویژه در نمودار فاز). در شکل ۱۴ نیز نمودار بودی متناظر با تابع تبدیل G_{esx} در مقادیر اختلاف فشار $0.75\Delta MPa$ ، $1/5\Delta MPa$ و $3\Delta MPa$ نشان داده شده است. مطابق شکل ۱۴، تابع تبدیل G_{esx} تحت تاثیر این سه اختلاف فشار، پایدار است.



شکل ۱۴- تاثیر اختلاف فشار بر پاسخ بسامدی تابع تبدیل G_{esx} .

مطابق شکل ۱۴، پاسخ بسامدی تابع تبدیل G_{esx} در بسامدهای کمتر از حدود 100 rad/s ، تحت تاثیر تغییرات اختلاف فشار روغن در دو سوی سوپاپ کنترل قرار نمی‌گیرد. در بسامدهای بالاتر از حدود 100 rad/s ، افزایش اختلاف فشار روغن در دو مجرای ورودی و خروجی سوپاپ کنترل جریان بر روی پاسخ بسامدی تابع تبدیل G_{esx} تاثیر قابل توجهی دارد. تابع تبدیل G_{esx} برابر با نسبت تغییرات دبی روغن عبوری از سوپاپ کنترل جریان به تغییرات جابه‌جایی عضو متحرک تنگنای قابل تنظیم سوپاپ یا به عبارت بهتر بهره‌ی جریان سوپاپ می‌باشد. بهره‌ی جریان سوپاپ رابطه‌ی مستقیمی با اختلاف فشار روغن در دو سوی آن دارد (رابطه‌ی (۴)). بدین ترتیب، مطابق شکل ۱۴، افزایش اختلاف فشار روغن در دو مجرای ورودی و خروجی سوپاپ کنترل جریان، موجب افزایش بزرگی و بهره‌ی تابع تبدیل G_{esx} می‌گردد. بدین ترتیب پایداری نسبی تابع تبدیل G_{esx} با افزایش اختلاف فشار روغن، کاهش می‌یابد. بزرگی تابع تبدیل G_{esx} یا به عبارت دیگر، آهنگ تغییر دبی روغن خروجی از سوپاپ بر حسب جابه‌جایی عضو متحرک تنگنا با افزایش اختلاف فشار روغن در دو سوی تنگنا بیشتر می‌شود. افزایش اختلاف فشار روغن در دو سوی سوپاپ کنترل جریان موجب افزایش پهنای باند پاسخ بسامدی متناظر با تابع تبدیل G_{esx} می‌گردد. از این رو عکس‌العمل تابع تبدیل G_{esx} با افزایش اختلاف فشار روغن در بالادست و پایین‌دست سوپاپ کنترل جریان افزایش خواهد یافت. نمودار بودی متناظر با تابع تبدیل G_{esp} در شرایطی که عضو متحرک تنگنای قابل تنظیم سوپاپ کنترل جریان در موقعیت‌های 0.2 mm ، 0.4 mm و 0.8 mm قرار دارد، در شکل ۱۵ نشان داده شده است. مطابق شکل ۱۵، در بسامدهای پایین، تاثیر موقعیت عضو متحرک تنگنای قابل تنظیم کمتر از تاثیر اختلاف فشار روغن در دو سوی سوپاپ کنترل جریان بر روی پاسخ بسامدی متناظر با تابع تبدیل G_{esp} می‌باشد. بدین ترتیب تابع تبدیل G_{esp} همانند ضریب فشار- جریان یک تنگنای قابل تنظیم، کمتر تحت تاثیر افزایش سطح مقطع عبور جریان قرار می‌گیرد. بر اساس رابطه‌ی (۵)، ضریب فشار- جریان سوپاپ با افزایش سطح مقطع عبور جریان رابطه‌ی مستقیم دارد.



شکل ۱۵: تاثیر موقعیت عضو متحرک تنگنای قابل تنظیم بر پاسخ بسامدی تابع تبدیل G_{esp} .

یافت.

- با جابه‌جایی عضو متحرک تنگنای قابل تنظیم و افزایش سطح مقطع عبور جریان در این تنگنا، به دلیل ارسال حجم بیشتر روغن به محفظه‌ی فنر، فشار روغن در حد فاصل دو تنگنای سوپاپ کنترل جریان به صورت جزئی افزایش می‌یابد.

- تغییر اختلاف فشار روغن، تاثیری بر دبی روغن عبوری از سوپاپ کنترل جریان با جبران‌کننده‌ی فشار ندارد. با افزایش سطح مقطع عبور جریان در سوپاپ کنترل جریان، دبی روغن عبوری از آن نیز افزایش یافت (در یک اختلاف فشار ثابت).

- ارتباط میان کمیت‌های ورودی (جابه‌جایی عضو متحرک تنگنای قابل تنظیم و اختلاف فشار روغن در دو سوی سوپاپ کنترل جریان) و کمیت خروجی (دبی روغن عبوری از سوپاپ و ارسالی به عملگر هیدرولیک) به‌وسیله‌ی دو تابع تبدیل G_{esp} و G_{ess} تعیین گردید. تابع تبدیل متناظر با بهره‌ی جریان (G_{ess}) و همچنین تابع تبدیل متناظر با ضریب فشار - جریان (G_{es}) سوپاپ کنترل جریان شامل دو قطب و دو صفر حقیقی می‌باشند.

- در همه‌ی شرایط سوپاپ مورد نظر پایدار است. پایداری نسبی دو تابع تبدیل G_{esp} و G_{ess} با افزایش اختلاف فشار روغن به ترتیب کاهش و افزایش یافت.

- افزایش جابه‌جایی عضو متحرک (x_v) تنگنای قابل تنظیم سوپاپ کنترل جریان، موجب کاهش پایداری نسبی تابع تبدیل G_{esp} و بهبود پایداری نسبی تابع تبدیل G_{ess} می‌گردد. سرعت پاسخ‌گویی توابع تبدیل G_{esp} و G_{ess} با افزایش x_v به ترتیب کاهش و افزایش یافتند.

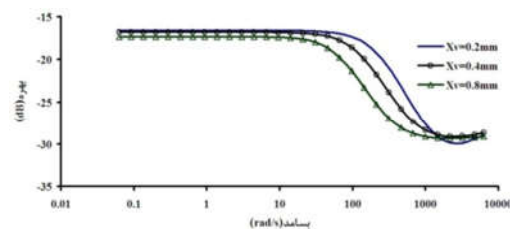
۵- نمادها

A_{cs}	سطح مقطع عبور جریان روغن در جبران‌کننده (m^2)
A_o	سطح مقطع موثر اسپول جبران‌کننده (m^2)
A_v	سطح مقطع تنگنای قابل تنظیم (m^2)
B_{cs}	ضریب مستهلک‌کننده‌ی ویسکوز (Ns/m)
C_{des}	ضریب تخلیه‌ی تنگنای اسپول (بدون واحد)
C_{dv}	ضریب تخلیه‌ی تنگنای قابل تنظیم (بدون واحد)
D_o	قطر تنگنای ثابت اسپول جبران‌کننده (m)
d_v	قطر نشیمن‌گاه عضو متحرک مخروطی (m)
F_{sp}	نیروی فنر (N)
F_{spo}	نیروی اولیه‌ی فنر (N)
F_x	نیروی ناشی از جریان روغن (N)
K_{ces}	ضریب فشار - جریان تنگنای جبران‌کننده (m^5/Ns)
K_{ev}	ضریب فشار - جریان تنگنای قابل تنظیم (m^5/Ns)
K_{fcs}	ضریب نیروی جریان - فشار تنگنای جبران‌کننده (m^2)
K_{fvc}	بهره‌ی نیرو - جریان تنگنای جبران‌کننده (N/m)
K_{qcs}	بهره‌ی جریان تنگنای جبران‌کننده (m^2/s)
K_{qv}	بهره‌ی جریان تنگنای قابل تنظیم (m^2/s)
K_{sp}	ضریب ثابت فنر (N/m)
L	طول حجم کنترل در محفظه‌ی فرمان (m)
L_o	طول تنگنای ثابت اسپول جبران‌کننده (m)
M_{cs}	جرم اسپول جبران‌کننده (kg)

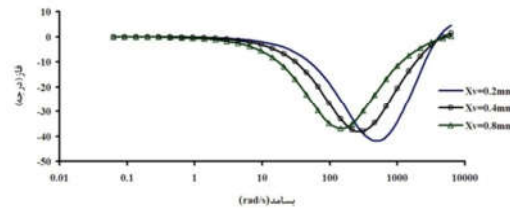
به‌طور مشابه، مطابق شکل ۱۵، افزایش جابه‌جایی عضو متحرک (x_v) تنگنای قابل تنظیم سوپاپ کنترل جریان، با افزایش بزرگی و بهره‌ی تابع تبدیل G_{esp} همراه می‌شود. از این رو، افزایش x_v موجب کاهش پایداری نسبی تابع تبدیل G_{esp} می‌گردد. به همین ترتیب، با افزایش جابه‌جایی عضو متحرک تنگنای قابل تنظیم و افزایش سطح مقطع عبور جریان در سوپاپ کنترل، پهنای باند پاسخ بسامدی متناظر با تابع تبدیل G_{esp} افزایش می‌یابد. بنابراین، عکس‌العمل تابع تبدیل G_{esp} ، با افزایش x_v سریع‌تر می‌شود. در شکل ۱۶ نیز تاثیر موقعیت عضو متحرک تنگنای قابل تنظیم بر پاسخ بسامدی تابع تبدیل G_{ess} مورد بررسی قرار گرفته است. مطابق شکل ۱۶، با افزایش جابه‌جایی عضو متحرک (x_v) تنگنای قابل تنظیم سوپاپ کنترل جریان، بزرگی و بهره‌ی تابع تبدیل G_{ess} کاهش می‌یابد (با توجه به ارتباط مستقیم تغییرات سطح مقطع عبور جریان با بهره‌ی جریان در یک تنگنای قابل تنظیم و همچنین شباهت عملکرد تابع تبدیل G_{ess} با بهره‌ی جریان در رابطه‌ی دبی روغن عبوری از یک سوپاپ هیدرولیک). از این رو، افزایش x_v موجب بهبود پایداری نسبی تابع تبدیل G_{ess} می‌گردد. پهنای باند پاسخ بسامدی متناظر با تابع تبدیل G_{ess} ، با افزایش جابه‌جایی عضو متحرک تنگنای قابل تنظیم، بیشتر می‌شود. بدین ترتیب، سرعت پاسخ‌گویی تابع تبدیل G_{ess} ، با افزایش x_v کاهش می‌یابد.

۴- نتیجه‌گیری

در این مقاله، ارایه‌ی مدل ریاضی این سوپاپ و ارزیابی تجربی آن انجام شد. انطباق مناسب نتایج تجربی با نتایج حاصل از حل روابط ریاضی در شرایط پایا، درستی روابط ریاضی حاکم بر سوپاپ کنترل جریان با جبران‌کننده‌ی فشار را تایید کرد.



الف: نمودار بهره



ب: نمودار فاز

شکل ۱۶: تاثیر موقعیت عضو متحرک تنگنای قابل تنظیم بر پاسخ بسامدی تابع تبدیل G_{ess} .

برخی از نتایج حاصل از این پژوهش عبارتند از:

- با افزایش سطح مقطع عبور جریان در تنگنای قابل تنظیم، جابه‌جایی اسپول جبران‌کننده‌ی سوپاپ کنترل جریان به منظور تثبیت اختلاف فشار روغن در دو سوی تنگنای قابل تنظیم، افزایش

- Energizing Electro-Hydraulic Brake. *International Journal of Fluid Power*, Vol. 13, No. 2, 2012.
- [15] Huang J., Dai J., Quan L. and Lan Y., Performance of Proportional Flow Valve With Pilot Pressure Drop-Spool Opening Compensation. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 139, 2017.
- [16] Xiong X. and Huang J., Performance of a Flow Control Valve with Pilot Switching Valve. *Journal of System and Control Engineering*, Vol. 232, 2017.
- [17] Wang H., Wang X., Huang J., Wang J. and Quan L., A Novel Control Strategy for Pilot Controlled Proportional Flow Valve With Internal Displacement-Flow Feedback. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 140, 2018.
- | | |
|--|-------------------|
| فشار روغن در مجرای خروجی سوپاپ (Pa) | P_A |
| فشار روغن در محفظه‌ی فرمان (Pa) | P_o |
| فشار روغن در محفظه‌ی فنر (Pa) | P_v |
| دبی روغن عبوری از تنگنای جبران‌کننده (m^3/s) | Q_{cs} |
| دبی روغن عبوری از تنگنای ثابت جبران‌کننده (m^3/s) | Q_o |
| دبی روغن عبوری از تنگنای قابل تنظیم (m^3/s) | Q_v |
| شعاع مجرای خروجی سوپاپ کنترل جریان (m) | r_{cs} |
| مقاوت هیدرولیکی تنگنای ثابت اسپول (Ns/m^2) | R_o |
| جابه‌جایی اسپول جبران‌کننده (m) | x_{cs} |
| جابه‌جایی عضو متحرک تنگنای قابل تنظیم (m) | x_v |
| حجم محفظه‌ی فنر (m^3) | V_{cs} |
| حجم محفظه‌ی فرمان سوپاپ کنترل جریان (m^3) | V_o |
| زاویه‌ی راس عضو متحرک مخروطی (درجه) | α_v |
| اختلاف فشار روغن در دوسوی سوپاپ کنترل در صورت جابه‌جایی اسپول به اندازه‌ی x_{csmax} (Pa) | ΔP_{crit} |
| لزجت روغن (Pa.s) | μ |

۶- مراجع

- [۱] نیک اندیش پ.، هیدرولیک مهندسی. دانشگاه صنعتی جندی شاپور دزفول، دزفول، ۱۳۹۵.
- [۲] نیک اندیش پ.، هیدرولیک تناسبی. سازمان انتشارات جهاد دانشگاهی، تهران، ۱۳۹۵.
- [۳] نیک اندیش پ.، سرو هیدرولیک. سازمان انتشارات جهاد دانشگاهی، تهران، ۱۳۹۲.
- [۴] نیک اندیش پ.، عضوهای منطقی در هیدرولیک. دانشگاه صنعتی جندی شاپور دزفول، دزفول، ۱۳۹۵.
- [5] Rabie M. G., *Fluid Power Engineering*. Mc Grow Hill, New York, 2009.
- [6] Drexler P., Faatz H., Feicht F., Geis H., Morlok J., Wiesmann E., Krielen A., Achten N. and Reik, M., *Planning and Design of Hydraulic Power Systems*. Bosch Rexroth, Germany, 2003.
- [7] Exner H., Freitag R., Geis H., Lang R., Oppozler J., Schwab P., Sumpf E. and Reik M., *Hydraulic Basic Principle and Component*. Bosch Rexroth, Germany, 2004.
- [8] Maiti R., Pan S. and Bera D., Analysis of a Load-Sensing Hydraulic Flow Control Valve. In *3th International Conference on Fluid Power*, Sweden, 1996.
- [9] Pettersson H., Krus P., Jansson A. and Palmberg J.O., The Design of Pressure Compensators for Load-Sensing Hydraulic Systems, In *3th International Conference on Control*, UK, 1996.
- [10] Ruan J., Burton R. and Ukrainetz P., An Investigation Into the Characteristics of a Two Dimensional 2D Flow Control Valve. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 124, 2002.
- [11] Zhang R., Andrew G. A. and Prasetiawan E. A., Performance Limitations of a Class of Two-Stage Electro-Hydraulic Flow Valves. *International Journal of Fluid Power*, Vol. 3, No. 1, 2002.
- [12] Suzuki K. and Urata E., Development of a Water Hydraulic Pressure-Compensated Flow Control Valve. *International Journal of Fluid Power*, Vol. 9, No. 3, 2008.
- [13] Chang H., Dynamic Performance of Flow Control Valve Using Different Models of System Identification. *Key Engineering Materials*, Vol. 437, 2010.
- [14] Kuehnlein M., Liermann M., Ewald J. and Murenhoff H., Adjustable Flow Control Valve for the Self-